Справочник

А.З.МИРКИН
В.В.УСИНЬШ

Трубопроводные системы

РАСЧЕТ
И АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ
ПРОЕКТИРОВАНИЕ



МОСКВА
«ХИМИЯ»
1991

ББК 6П7.1
М 63
УДК 622.692.4

Рецензент: канд. техн. наук *В. И. Мукосей*

РАЗНАЯ ОК

М 63 **Миркин А. З., Усиньш В. В.**
Трубопроводные системы: Справ. изд.– М.:Химия, 1991. 256 с.: ил.
ISBN 5–7245–0208–9

Рассмотрены основы расчета и проектирования трубопроводных систем с использованием программ для ЭВМ. Изложены вопросы их гидравлического и теплового расчета. Уделено внимание расчету нестационарных процессов, а также специальным типам трубопроводов и выбору нагнетательных машин. Даны сведения по расчету на прочность при статических и динамических нагрузках. Приведены новые технические решения по усовершенствованию трубопроводных систем.

Для инженерно-технических работников проектных и научно-исследовательских институтов, конструкторских бюро предприятий различного профиля, занимающихся проектированием и эксплуатацией трубопроводных систем; может быть использована студентами вузов, а также слушателями институтов повышения квалификации инженеров.

М $\frac{2802000000-081}{050(01)-91}$ 81–91

ББК 6П7.1

ISBN 5–7245–0208–9

© А. З. Миркин,
В. В. Усиньш, 1991

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 5
Основные условные обозначения 6

Глава 1. Проектирование технологических трубопроводных систем 8

1.1. Классификация технологических трубопроводных систем 8
1.2. Основные задачи проектирования технологических трубопроводных систем 13

Глава 2. Гидравлические и тепловые расчеты трубопроводных систем 19
2.1. Гидравлический расчет однофазных потоков 19
2.1.1. Теплофизические свойства жидкостей и газов . . 19
2.1.2. Расчет гидравлического сопротивления труб . . 28
2.1.3. Расчет местных гидравлических сопротивлений 31
2.1.4. Гидравлический расчет неразветвленных трубопроводов 38
2.1.5. Гидравлический расчет разветвленных трубопроводов 45
2.2. Гидравлический расчет двухфазных потоков 47
2.2.1. Режимы течения газожидкостных сред в трубопроводах 48
2.2.2. Расчет гидравлического сопротивления труб . . . 53
2.2.3. Расчет местных гидравлических сопротивлений . . 58
2.2.4. Учет дополнительных факторов 61
2.2.5. Специализированные (отраслевые) методики . . . 65
2.3. Тепловые расчеты трубопроводов 66
2.3.1. Расчет трубопроводов с однофазным потоком . . 66
2.3.2. Расчет трубопроводов с двухфазным потоком . . 71

Глава 3. Выбор основных конструктивных и технологических параметров трубопроводных систем . . 78

3.1. Выбор условного диаметра трубопроводов по скорости потока 78
3.2. Выбор диаметра трубопроводов при заданном перепаде давления 89
3.3. Выбор диаметра трубопроводов с регулирующими клапанами 91
3.4. Выбор диаметров разветвленных трубопроводных систем 99
3.5. Выбор параметров трубопроводных систем с нагнетательными машинами 103

Глава 4. Расчет и проектирование тепловой изоляции . . . 112

4.1. Выбор тепловой изоляции трубопроводов 112
4.2. Расчет толщины тепловой изоляции 123

Глава 5. Расчет нестационарных процессов 146

5.1. Расчет параметров при впуске и выпуске газа 146
5.2. Расчет пульсации потоков и вибрации трубопроводов . . 152
5.3. Особенности переходных режимов в трубопроводных системах 164
5.4. Расчет гидравлического удара 168

Глава 6. Расчет и проектирование специальных типов технологических трубопроводов 171

6.1. Трубопроводы с предохранительными клапанами . . . 171
6.2. Трубопроводы факельных систем 180
6.3. Трубопроводные системы для высоковязких жидкостей 185

Глава 7. Расчет трубопроводов на прочность 189

7.1. Классификация нагрузок трубопроводов 189
7.2. Оценка прочности трубопроводов 193
7.3. Расчет на прочность надземных трубопроводов 197
7.4. Расчет на прочность подземных трубопроводов 201
7.5. Расчет на прочность элементов трубопроводов 204

Глава 8. Выбор нагнетательных машин 209

8.1. Выбор насосов 209
8.2. Выбор компрессоров 216

Глава 9. Технические решения усовершенствования технологических трубопроводных систем 219

Глава 10. Автоматизированный выпуск проектной документации на трубопроводы 227

Приложение 1. Программы расчета и проектирования трубопроводных систем 234
Приложение 2. Соотношения между некоторыми единицами измерения и единицами системы СИ 248

Библиографический список 248

ПРЕДИСЛОВИЕ

Трубопроводный транспорт широко применяется на предприятиях нефтехимической, химической, нефтеперерабатывающей, нефтяной и газовой промышленности. В нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности стоимость трубопроводных систем составляет до 25–30% от общих капитальных затрат на технологическую установку, продолжительность их сооружения достигает 50% от продолжительности строительства всего объекта. При проектировании на долю трубопроводов приходится около 30% всех трудозатрат. От качества проектирования и сооружения трубопроводных систем в значительной степени зависят экономичность, надежность и безопасность эксплуатации технологических установок.

При увеличении мощности технологических производств, повышении их рабочих параметров необходимо применение более точных методов расчета и проектирования.

Большинство публикаций посвящено оптимизации магистральных нефтегазопроводов и тепловых сетей [1 ÷ 4], изучению гидравлических и тепловых характеристик стационарных и нестационарных режимов перекачки [5 ÷ 9], а также анализу прочности и надежности трубопроводов [10 ÷ 16]. В данной же книге изложены вопросы автоматизации проектирования технологических трубопроводных систем.

Применение ЭВМ для расчетов и проектирования трубопроводных систем позволяет рассматривать протекающие в них процессы взаимосвязанными, моделировать режимы работы и выбирать оптимальные конструктивные и эксплуатационные параметры. Оптимальные параметры трубопроводной системы соответствуют минимуму приведенных затрат при условии обеспечения статической и динамической прочности, а также других ограничений, связанных со спецификой объекта.

В книге представлены математические модели трубопроводных систем и дана последовательность их применения.

При этом приведены различные по сложности методы расчета – от приближенных оценочных до точных расчетов на ЭВМ; рассмотрено многообразие конструктивных схем и элементов трубопроводных систем; даны методы расчета различных процессов, происходящих в трубопроводных системах (гидравлических, тепловых и механических при стационарных и нестационарных режимах), а также современные сведения по вопросам проектирования и эксплуатации.

Материалы, приведенные в книге, основаны на разработках авторов и их коллег в лаборатории трубопроводных систем Всесоюзного научно-исследовательского и проектного института нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности (ВНИПИнефть) – Кузнецовой Т. В., Церлинга Ю. Н., Корельштейна Л. Б., Грошева Г. М., Маркелова В. П. и др.

Авторы будут весьма признательны читателям за все замечания, пожелания и предложения, сделанные по книге.

a – скорость звука, м/с;
c_p, c_v – удельная теплоемкость при постоянном давлении и постоянном объеме, кДж/(кг·К);
c – прибавка на коррозию и износ, м;
d, D – внутренний диаметр трубы, м;
E – модуль упругости, МПа;
F – сила, Н;
f, F – площадь поперечного сечения, м^2;
f – частота колебаний, Гц;
g – ускорение свободного падения, м/с^2;
G – массовый расход, кг/с;
h – высота, м; Δh – кавитационный запас, м;
H – напор, м;
k – показатель адиабаты; высота шероховатости;
K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К);
l, L – длина трубопровода, м;
m – показатель политропы;
M – масса, молекулярная масса;
$\mathrm{Ma} = w/a$ – число Маха;
n – частота вращения, об/мин;
N – мощность, Вт (кВт); число циклов нагружения;
p – давление, МПа;
Δp – потери давления; амплитуда колебаний давления, МПа;
Q – объемный расход, м^3/с; тепловой поток, Вт;
r – объемная (мольная) доля; скрытая теплота фазового перехода, кДж/кг;
R – газовая постоянная, Дж/(кг·К); термическое сопротивление, м^2·К/Вт;
$R_н$ – нормативное длительное сопротивление материала труб, МПа;
$\mathrm{Re} = wD/\nu$ – число Рейнольдса;
s – толщина, м;
t – температура, °С;
T – температура, К;
V – объем, м^3;
w – скорость потока, м/с;
z – коэффициент сжимаемости газа;
x – расходное массовое газосодержание в двухфазном потоке;
α – угол, град.; коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·К); истинное объемное газосодержание; коэффициент расхода;
β – объемное расходное газосодержание;
ε – степень повышения давления;
ζ – коэффициент местного гидравлического сопротивления;
η – коэффициент полезного действия;
λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); коэффициент гидравлического сопротивления трения;

μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с (Н·с/м^2);
ν – коэффициент кинематической вязкости, м^2/с;
ρ – плотность, кг/м^3;
σ – коэффициент поверхностного натяжения на границе фаз, Н/м; напряжение, МПа;
$[\sigma]$ – допускаемое напряжение, МПа;
τ – время, с;
ω – круговая частота, рад/с.

Индексы

вс – всасывание;
г – газ;
ж – жидкость;
и – изоляция;
к – конечный;
кнп – кнпение;
кр – критический;
м – местное гидравлическое сопротивление;
н – начальный; наружный днаметр;
нг – нагнетание;
пр – приведенный;
р – расчетный;
раб – рабочнй;
тр – трение;
у – условный;
э – эквивалентный.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

Технологические трубопроводные системы (ТТС) представляют собой сооружения для транспортировки жидких, газообразных, газожидкостных и содержащих твердые частицы продуктов от начального пункта-источника до конечного пункта-потребителя (рис. 1.1). В циркуляционных системах один и тот же аппарат может быть одновременно источником и потребителем.

ТТС по функциональному назначению, конструкции и условиям применения существенно отличаются от магистральных газо- и нефтепроводов, систем тепло- и водоснабжения.

Классификация ТТС [17] приведена в табл. 1.1. К внутрицеховым относятся трубопроводы, соединяющие различные агрегаты и блоки установок. Межцеховые трубопроводы соединяют установки и цеха предприятия; к ним относятся также трубопроводы общезаводского хозяйства. По внезаводским трубопроводам на объект подают сырье, топливо и отводят продукты.

В зависимости от физико-химических свойств и рабочих давлений и температур перекачиваемой среды в соответствии с [18] технологические трубопроводы разделяют на группы и категории (табл. 1.2), которые указывают в проекте для каждого участка трубопровода с постоянными рабочими параметрами. Трубопроводы для сред с рабочей температурой ниже – 40 °С, равной или превышающей температуру самовоспламенения, а также не совместимых с водой или кислородом воздуха при нормальных условиях, следует относить к I категории. Для трубо-

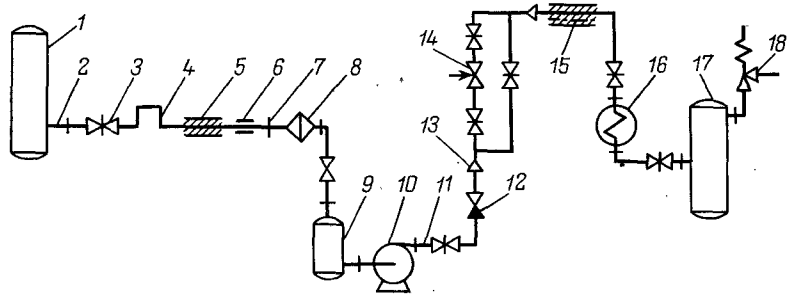


Рис. 1.1. Схема ТТС:

1 – источник (аппарат или группа аппаратов); *2* – всасывающий трубопровод; *3* – задвижка; *4* – компенсатор; *5* – тепловая изоляция; *6* – опора; *7* – фланцевое соединение; *8* – фильтр; *9* – гаситель пульсации давления; *10* – нагнетательная машина (насос, компрессор); *11* – нагнетательный трубопровод; *12* – обратный клапан; *13* – переход; *14* – регулирующий клапан; *15* – обогревающее устройство; *16* – теплообменник; *17* – потребитель (аппарат или группа аппаратов); *18* – предохранительный клапан

Таблица 1.1. Классификация технологических трубопроводных систем

| Признаки классификации | Трубопроводные системы | | |

Продолжение табл. 1.1

Признаки классификации	Трубопроводные системы									
Наличие регулирующего устройства	Без регулирующего устройства						С регулирующим устройством			
Источник движения потока	Насос		Компрессор		Эжектор		Аппарат с избыточным давлением		Нефтяные и газовые скважины	
Характер движения потока	Стационарный						Нестационарный			
Режим движения потока	Ламинарный		Критический				Турбулентный			
							«смешанный»		«квадратичный»	
Реология жидкости	Ньютоновская жидкость						Неньютоновская жидкость			
Характер теплового процесса	Изотермический		Неизотермический							
			адиабатный				изоэнтальпийный		политропный	
Способ прокладки	Надземный на опорах и эстакадах						Подземный		В помещении	
							в каналах	в грунте		
Вид нагрузки	Со статическими нагрузками						Со статическими и динамическими нагрузками			

Таблица 1.2. Группы и категории трубопроводов по СН 527–80

Группа	Транспортируемые продукты	Категория трубопровода									
		I		*II*		*III*		*IV*		*V*	
		$p_{раб}$, МПа	$t_{раб}$, °С	$p_{раб}$, МПа	$t_{раб}$, °С	$p_{раб}$, МПа	$t_{раб}$, °С	$p_{раб}$, МПа	$t_{раб}$, °С	$p_{раб}$, МПа	$t_{раб}$, °С
А	Вредные:										
	а) класса опасности *1* и *2*	Независимо		–	–	–	–	–	–	–	–
	б) класса опасности *3*	Свыше 1,6	Свыше 300	До 1,6	До 300	–	–	–	–	–	–
Б	Взрыво- и пожароопасные:										
	а) взрывоопасные вещества; горючие газы, в том числе сжиженные	Свыше 2,5	Свыше 300	До 2,5	До 300	–	–	–	–	–	–
	б) легковоспламеняющиеся жидкости	Свыше 2,5	Свыше 300	Свыше 1,6, до 2,5	Свыше 120, до 300	До 1,6	До 120	–	–	–	–
	в) горючие жидкости и вещества	Свыше 6,3	Свыше 350	Свыше 2,5, до 6,3	Свыше 250, до 350	Свыше 1,6, до 2,5	Свыше 120, до 250	До 1,6	До 120	–	–
В	Трудногорючие и негорючие	–	–	Свыше 6,3	Свыше 350, до 450	Свыше 2,5, до 6,3	Свыше 250, до 350	Свыше 1,6, до 2,5	Свыше 120, до 250	До 1,6	До 120

Примечания: 1. Группу и категорию следует устанавливать по параметру, которому соответствует более высокая группа или категория. 2. Класс опасности вредных веществ следует определять по ГОСТ 12.1.005–76 и ГОСТ 12.1.007–78, взрыво- и пожароопасность – по ГОСТ 12.1.004–76. 3. Вредные вещества класса опасности 4 следует относить: взрыво- и пожароопасные – к группе Б; негорючие – к группе В. 4. Параметры транспортируемого вещества следует принимать: рабочее давление – равным максимальному избыточному давлению, развиваемому источником давления (насосом, компрессором и т. п.), или давлению, на которое отрегулированы предохранительные устройства; рабочую температуру – равной максимальной положительной или минимальной отрицательной температуре транспортируемого вещества, установленной технологическим регламентом.

Таблица 1.3. Группы и категории трубопроводов по правилам Госгортехнадзора СССР

Транспортируемые продукты	Категория трубопровода			
	I		II	
	$p_{раб}$, МПа	$t_{раб}$, °С	$p_{раб}$, МПа	$t_{раб}$, °С
Пар водяной перегретый при давлении и температуре:				
а	Независимо	Свыше 580	До 3,9	От 350 до 450
б	Независимо	От 540 до 580	От 2,2 до 3,9	До 350
в	Независимо	От 450 до 540	–	–
г	Свыше 3,9	До 450	–	–
Пар водяной насыщенный:				
а	–	–	–	–
в	–	–	От 3,9 до 8,0	Свыше 115
д	Свыше 8,0	Свыше 115	–	–
Горячая вода:				
б	–	–	–	–
в	–	–	От 3,9 до 8,0	Свыше 115
д	Свыше 8,0	Свыше 115	–	–

Транспортируемые продукты	Категория трубопровода			
	III		IV	
	$p_{раб}$, МПа	$t_{раб}$, °С	$p_{раб}$, МПа	$t_{раб}$, °С
Пар водяной перегретый при давлении и температуре:				
а	До 2,2	От 250 до 350	От 0,07 до 1,6	От 115 до 250
б	От 1,6 до 2,2	До 250	–	–
в	–	–	–	–
г	–	–	–	–
Пар водяной насыщенный:				
а	–	–	От 0,07 до 1,6	От 115 до 250
в	От 1,6 до 3,9	Свыше 115	–	–
д	–	–	–	–
Горячая вода:				
б	–	–	До 1,6	Свыше 115
в	От 1,6 до 3,9	Свыше 115	–	–
д	–	–	–	–

проводов группы В можно принимать более ответственную категорию, если не допускаются перерывы в подаче транспортируемых по ним сред.

Для трубопроводов водяного пара при давлении более 0,07 МПа и горячей воды при температуре свыше 115 °С группу и категорию (табл. 1.3) определяют в соответствии с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации пара и горячей воды» Госгортехнадзора СССР. Эти правила не распространяются на трубопроводы I категории с наружным диаметром менее 76 мм.

Трубопроводы из углеродистой стали по коррозионным свойствам перекачиваемой среды подразделяют следующим образом [19]:

для неагрессивных и малоагрессивных сред (скорость коррозии не превышает 0,1 мм в год);

для среднеагрессивных сред (скорость коррозии составляет от 0,1 до 0,5 мм в год);

для высокоагрессивных сред (скорость коррозии выше 0,5 мм в год).

Трубопроводы из легированных сталей подразделяют:

для мало- и неагрессивных сред (скорость коррозии составляет до 0,1 мм в год);

для агрессивных сред (скорость коррозии свыше 0,1 мм в год).

Легированные стали применяют также при температуре среды ниже — 40 и выше 450 °С и для особо чистых веществ.

Трубопроводы и их элементы по условным проходам (номинальным внутренним диаметрам, в мм) разделяют следующим образом: 3; 6; (8); 10; (13); 15; 20; 25; 32; 40; 50; 65; 80; 100; 125; 150; (175); 200; 250; (275); 300; (325); 350; (375); 400; (450); 500; 600; (700); 800; (900); 1000; (1100); 1200; 1400; 1500; 1600.

Изделиями с условными проходами, указанными в скобках, пользоваться не рекомендуется.

Трубопроводы и их элементы подразделяют по избыточному условному давлению (МПа): 0,1; 0,25; 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.

1.2. ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

Блок-схема проектирования ТТС представлена на рис. 1.2. Разбивка на этапы имеет условный характер, для упрощения на схеме показаны не все связи между этапами.

Выбор принципиальных технических решений базируется на использовании способов регулирования расхода или давления перекачиваемого продукта, поддержания или изменения его температуры, уменьшения вязкости, компенсации температурных расширений трубопроводов, снижения пульсаций давления и гашения гидроударов и др. [20]. Данный этап особенно важен для ТТС, которые отличаются от магистральных трубопроводов более высокими давлениями и температурами, усложненной конструкцией, характером нестационарных процессов.

Выбор структуры ТТС зависит от ее функционального назначения,

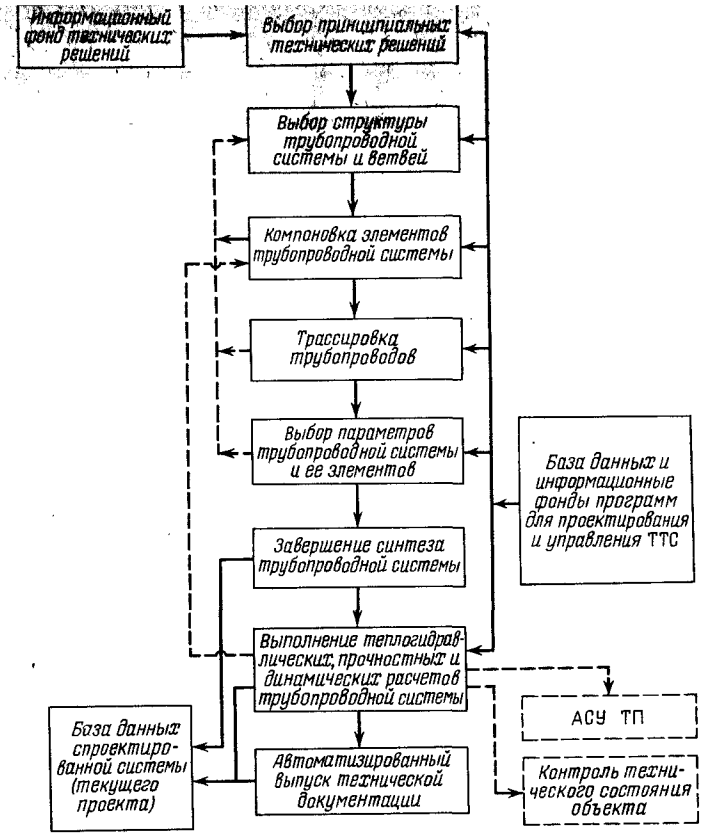


Рис. 1.2. Блок-схема проектирования ТТС

соотношения параметров перекачиваемого продукта в начальных и конечных точках системы, наличия избыточной энергии движущегося потока и целесообразности ее использования, производительности, числа и расположения источников и потребителей, характеристик нагнетательных машин и требуемого диапазона регулирования рабочих параметров, состава и теплофизических свойств перекачиваемого продукта, работы системы при стационарном и нестационарном режимах, типа регулирующей, предохранительной и запорной арматуры.

Общую структуру трубопроводной системы выбирают на стадии разработки технологической схемы установки. При этом рассматривают варианты использования в ТТС нагнетательных машин, устройств для изменения температуры (теплообменников, обогревающих труб-спутников и т. п.), расхода, давления потока и пр. Автоматизированный выбор структуры ТТС при заданном размещении источников и потребителей можно выполнить по методике избыточных проектных схем [3].

Структуру ветвей выбирают с учетом особенностей функционирования ТТС; в соответствии с действующими нормами и правилами устанавливают арматуру, а при необходимости – устройства для гашения пульсаций давления и гидравлических ударов. При этом прорабатывают компоновку элементов ТТС, трассировку трубопроводов и выбирают параметры ТТС. Для автоматизированного решения этой сложной задачи можно применять, например, метод «покоординатного спуска» [21].

Компоновку элементов ТТС и трассировку трубопроводов выполняют при разработке генерального плана (для межцеховых трубопроводов) и проектировании технологических установок (для внутрицеховых трубопроводов). Указанные задачи эффективно решают с помощью эвристико-декомпозиционного алгоритма [22], применение которого позволяет существенно сократить объем расчетов. Для практической реализации оптимальной компоновки оборудования и трассировки ТТС необходимо применение графических дисплеев в интерактивном режиме работы и методов макетного проектирования.

Затем выбирают основные конструктивные и эксплуатационные параметры ТТС. Конструктивные параметры – диаметры и длины всасывающих и нагнетательных трубопроводов, материал и толщина стенки труб, координаты расположения и число нагнетательных машин, материал и толщина теплоизоляции, типы и размеры устройств для попутного подогрева, число и типы регулирующих клапанов, число и типы опор и компенсаторов температурных расширений. Эксплуатационные параметры – расход, давление и температура продукта в заданных сечениях трубопровода: до и после нагнетательных машин, регулирующих клапанов и аппаратов.

Особенность задачи оптимизации ТТС состоит в том, что схема сети более простая, чем у систем газо- и теплоснабжения, но трубопроводы имеют большое число элементов, которые необходимо учитывать при определении технико-экономических показателей ТТС. Например, в ТТС на долю местных гидравлических сопротивлений может приходиться до 50% от общих потерь давления, а в стоимость ТТС на долю тепловой изоляции с покровным слоем и обогревающими трубами-спутниками – более 50% стоимости ТТС.

Из оптимизируемых параметров определяющими являются диаметр D и длина L трубопровода, давление нагнетания $p_н$ насосов и компрессоров, а также температура продукта T при неизотермическом процессе перекачки. Эти параметры выбирают с учетом материала и толщины стенки трубы и тепловой изоляции, длины всасывающего и нагнетательного трубопровода, числа и марки нагнетательных машин, регулирующих клапанов, компенсаторов температурных расширений, опор и т. п. Параметры выбирают с учетом выпускаемых промышленностью труб, насосно-компрессорного оборудования, арматуры, теплоизоляционных материалов.

Выбор оптимальных параметров элементов трубопроводной системы оказывает значительное влияние на экономичность и надежность ТТС. При выборе элементов трубопроводной системы (арматуры, от-

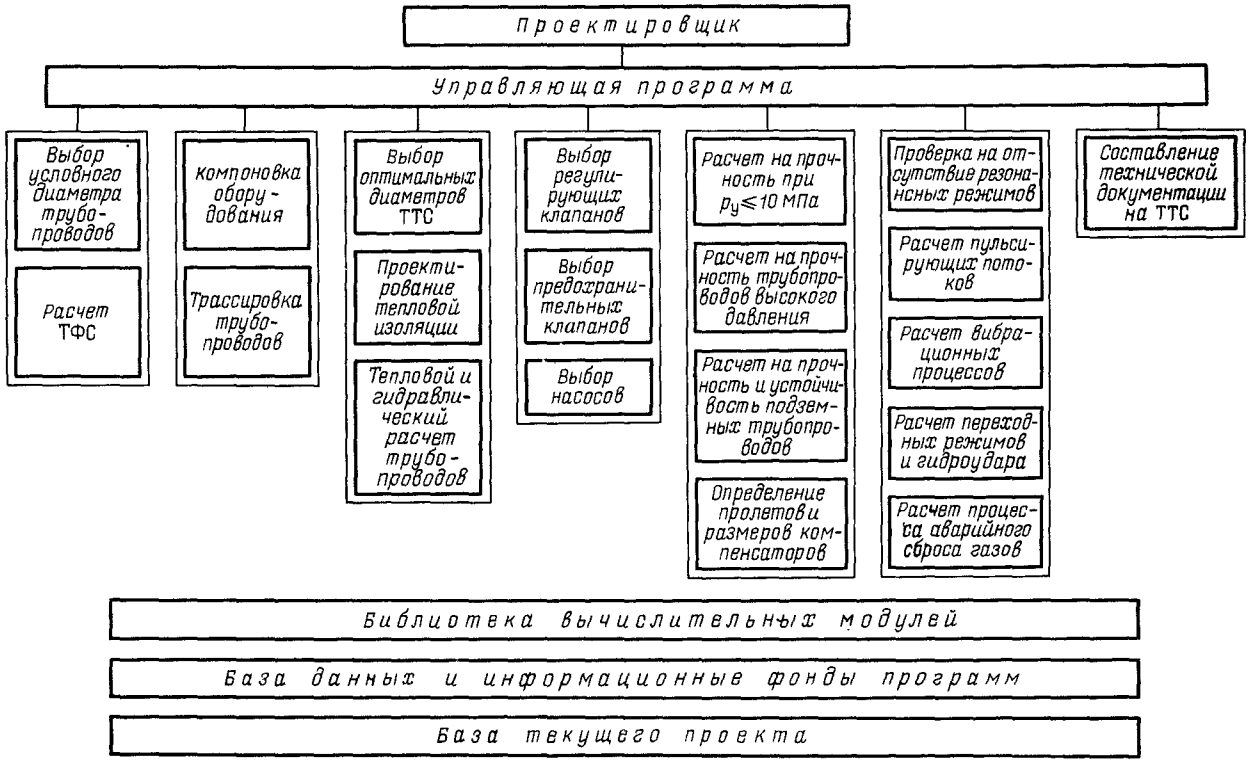


Рис. 1.3. Структура программного обеспечения автоматизированного проектирования ТТС

Таблица 1.4. Основные задачи, решаемые с помощью ЭВМ, при проектировании ТТС

Задачи	Подзадачи					
Выбор диаметров и определение технологических параметров ТТС	Выбор диаметров ТТС, в том числе: с нагнетательными машинами; с регулирующими клапанами; с предохранительными клапанами					
Выбор нагнетательных машин	Выбор насосов: 1. Центробежных (нефтяных, для химических производств, для воды и нейтральных жидкостей) 2. Объемных (поршневых, плунжерных, насосов-дозаторов) Выбор компрессоров: 1. Центробежных 2. Объемных (поршневых, винтовых)					
Выбор элементов трубопроводов	Труб	Фасонных деталей	Фланцевых соединений	Арматуры: регулирующих, предохранительных и обратных клапанов, задвижек, вентилей и др.	Опор	Вспомогательных деталей и оборудования
Теплогидравлические расчеты ТТС	Перекачиваемые среды					
	газ		жидкость		двухфазный поток	

Продолжение табл. 1.4

Задачи	Подзадачи												
Проектирование тепловой изоляции	Выбор обогревающих устройств			Выбор материала тепловой изоляции и покровного слоя				Определение толщины тепловой изоляции				Определение объема и поверхности тепловой изоляции	
Расчеты на прочность	Надземных трубопроводов	Подземных трубопроводов		Расчет элементов									
				труб		отводов		переходов		тройников		фланцевых соединений	
Расчет нестационарных процессов	Пульсации потока	Переходных режимов; гидроудара		Вибрации				Аварийного сброса газов					
Компоновка оборудования и трассировка трубопроводов	Определение координат размещения оборудования и трубопроводов			Графическое изображение и изготовление чертежей трубопроводов									
Составление технической документации	Экспликации	Ведомости трубопроводов		Техномонтажные ведомости на тепловую изоляцию				Ведомости материалов и объемов работ		Спецификации на оборудование и материалы		Технические формуляры и опросные листы	Сметы
Информационное обеспечение проектирования ТТС	Создание базы данных			Ведение базы данных									

водов, тройников, фланцев, компенсаторов и т. п.) необходимо обеспечить условия равнопрочности и равнонадежности. Для этого определяют предельные нагрузки, передаваемые от трубопроводов на фланцы арматуры, штуцера насосов, компрессоров и аппаратов.

Выбор параметров трубопроводной системы завершают определением сортамента и марок всех элементов ТТС с использованием информационного фонда и нормативов.

Проверку работоспособности спроектированной или реконструируемой ТТС, а также определение имеющихся запасов по ее производительности и прочности осуществляют по результатам поверочных расчетов. Нестационарные процессы рассчитывают для определения пульсации давления и вибрации трубопроводов и подтверждения достаточности принятых в проекте мер для обеспечения устойчивой и надежной работы ТТС, расчеты на прочность – для сопоставления усилий, деформаций и напряжений с допустимыми при различных сочетаниях нагрузок и проведения необходимой корректировки ТТС.

При проектировании широко применяют автоматизированное составление текстовой технической документации и чертежей трубопроводов.

Основные задачи проектирования ТТС, выполняемые с применением ЭВМ на стадиях проекта и рабочей документации, даны в табл. 1.4. Структура программного обеспечения автоматизированного проектирования ТТС, разработанная авторами, приведена на рис. 1.3.

Глава 2

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

2.1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОДНОФАЗНЫХ ПОТОКОВ

Гидравлическим расчетом определяют давление и скорость потока, а также потери давления в элементах ТТС. Для расчета необходимы данные о теплофизических свойствах (ТФС) перекачиваемого продукта – плотности и вязкости, а при учете изменения его температуры вследствие теплообмена с окружающей средой – также данные о теплоемкости и теплопроводности.

2.1.1. Теплофизические свойства жидкостей и газов

Для достижения приемлемой точности расчета параметров ТТС вязкость достаточно определять с точностью 10 ÷ 15%, плотность жидкостей – 3 ÷ 5%, плотность газов – 8%, теплоемкость – 20 ÷ 25%. Краткий анализ допустимых погрешностей при задании исходных данных и опре-

делении теплофизических свойств транспортируемых продуктов при выполнении гидравлических расчетов однофазных потоков дан в разд. 2.1.4. Ниже приведены методики определения ТФС, рекомендуемые для использования в программах расчета трубопроводных систем.

Плотность жидкостей. При расчете изотермического режима движения жидкости ее плотность принимают постоянной для всей рассчитываемой ТТС. Экспериментальные значения плотности жидкости при различных температурах и давлениях приведены в справочной литературе [23–25]. При известной плотности жидкости ρ_{293} для стандартных условий (293 К и 0,1 МПа) плотность при давлении p и температуре T можно определить по формуле [26]:

$$\rho_{ж} = \rho_{293} - \xi_{т}(T - 293) + \xi_{p} p, \tag{2.1}$$

где $\xi_{т}$ и ξ_{p} – эмпирические коэффициенты.

$\xi_{т}$ находят по таблице [26] или приближенно по формуле:

$$\xi_{т} = 1{,}825 \cdot 10^{-3} - 1{,}315 \cdot 10^{-6} \rho_{293}.$$

В области умеренных давлений $\xi_{p} = 0$.

Плотность жидкости в зависимости от температуры определяют также по формуле [6, 26]:

$$\rho_{ж} = \rho_{293}/[1 + \beta_{m}(T - 293)], \tag{2.2}$$

где β_{m} – коэффициент объемного расширения; для нефти и нефтепродуктов

$$\beta_{m} = 0{,}52 \cdot 10^{-3} - 2{,}515 \cdot 10^{-6} \rho_{293}.$$

Плотность жидкости рассчитывают с погрешностью около 3% по Лю [27]:

$$\rho_{ж} = \rho_{кр} z_{кр}^{-0{,}77} K, \tag{2.3}$$

где $\rho_{кр}$, $z_{кр}$ – плотность и коэффициент сжимаемости в критической точке; K – поправочный коэффициент:

$$K = 1{,}2837 - 0{,}13678\, T_{пр} - 0{,}55633\, T_{пр}^{2} - 0{,}02444\, p_{пр} + 0{,}003097\, p_{пр}^{2} + 0{,}04903\, p_{пр} T_{пр};$$

$$T_{пр} = T/T_{кр};\ p_{пр} = p/p_{кр}.$$

В случае отсутствия данных о $z_{кр}$ принимают $z_{кр} = 0{,}262$.

Плотность смесей чистых жидкостей определяют по их псевдокритическим параметрам с учетом объемных долей компонентов r_i:

$$T_{кр} = \sum_{i} r_i T_{кр_i};\ p_{кр} = \sum_{i} r_i p_{кр_i};$$

$$z_{кр} = \sum_{i} r_i z_{кр_i};\ \rho_{кр} = \sum_{i} r_i \rho_{кр_i}; \tag{2.4}$$

или непосредственно по правилу аддитивности [25]:

$$\rho = \sum_{i} r_i \rho_i, \tag{2.4 а}$$

где ρ_i – плотность i-й компоненты смеси.

Плотность газов. При расчете газопроводов необходимо учитывать

изменение плотности газа по длине трубопровода. В случае сравнительно невысоких давлений, умеренных или высоких температур плотность определяют по уравнению состояния идеального газа:

$$\rho_{г} = p/(RT), \tag{2.5}$$

где R – газовая постоянная:

$$R = 8134/M, \tag{2.6}$$

M – молекулярная масса газа.

Для смеси газов по правилу аддитивности $M = \sum_{i} r_i M_i$.

Плотность газов при нормальных условиях

$$\rho_{г_0} = M/22{,}41. \tag{2.7}$$

При низких температурах и высоких давлениях, а для многоатомных газов и при температурах, близких к критической, их плотность определяют с учетом сжимаемости:

$$\rho_{г} = p/(z\, R\, T). \tag{2.8}$$

Коэффициент сжимаемости z изменяется от 0,2 до 4 в зависимости от приведенных давления $p_{пр}$ и температуры $T_{пр}$. Коэффициент сжимаемости определяют по таблицам и диаграммам [25, 26, 28, 29]. В программах расчета ТТС применяют уравнение Редлиха–Квонга:

$$\left[p + \frac{a^*}{\sqrt{T} v (v + b^*)}\right](v - b^*) = RT, \tag{2.9}$$

где $a^* = 0{,}4278\, R^2\, T_{кр}^{2,5}/p_{кр}$; $b^* = 0{,}0867\, R\, T_{кр}/p_{кр}$; v – удельный объем.

Подставив в уравнение (2.9) $pv = z\, R\, T$ и преобразовав, получают

$$z - z/(z - bp) + ap/(z + bp) = 0, \tag{2.10}$$

где $a = 0{,}4278\, T_{кр}^{2,5}/(p_{кр}\, T^{2,5})$, $b = b^*/(RT) = 0{,}0867\, T_{кр}/(p_{кр}\, T)$.

Уравнение (2.10) решают численным способом по методу Ньютоиа. Принимают $z = 1$ и далее его значение уточняют по формуле:

$$z_i = z_{i-1} - f(z_i - 1)/f'(z_i - 1),$$

где $i = 1, 2, \ldots, n$; $f(z) = z - z/(z - bp) + ap/(z + bp)$; $f'(z) = 1 + bp/(z - bp)^2 - ap/(z + bp)^2$.

Число итераций n зависит от точности расчета z.

Для смеси газов вместо $p_{кр}$ и $T_{кр}$ используют псевдокритические параметры.

Вязкость жидкостей. Коэффициент динамической вязкости чистых жидкостей $\mu_{ж}$ (мПа·с) находят по уравнению [30] Томаса

$$\mu_{ж} = 3{,}69 \cdot 10^{-3} \rho_{ж}^{1/2} \cdot 10^{\gamma}, \tag{2.11}$$

или Саудерса

$$\lg\lg(10\mu_{ж}) = 10^{-3} \rho_{ж} I/M - 2{,}9, \tag{2.12}$$

где $\gamma = B(1 - T_{пр})/T_{пр}$;

A, B – константы, определяемые суммированием атомных и структурных долей химических элементов.

Уравнения (2.11) и (2.12) используют в зависимости от наличия данных о величинах B и I и требуемой точности расчета.

Вязкость однородных смесей (растворов) жидкостей находят по зависимости [31, 32]:

$$\mu_{ж} = \left(\sum_i r_i \mu_{ж_i}^{1/3}\right)^3. \qquad (2.13)$$

По формуле (2.13) вязкость смеси неполярных и неассоциированных жидкостей при небольшой разности их вязкостей (менее 15 мПа·с) определяют со средней погрешностью 8%.

Вязкость чистых жидкостей при высоком (свыше 4 МПа) давлении определяют по уравнению Андраде [32]:

$$\mu_{ж} = \mu_{ж_0} (\rho_{ж}/\rho_{ж_0})^{11/3} \exp[C(\rho_{ж} - \rho_{ж_0})/T], \qquad (2.14)$$

где $\mu_{ж_0}$, $\rho_{ж_0}$ – вязкость и плотность жидкости при заданной температуре и атмосферном давлении.

Постоянную C находят по значениям $\mu_{ж_0}$ в двух точках, например при температуре T и $(T+10)$, и постоянном давлении:

$$\mu_{ж_0} = \rho_{ж_0}^{1/3} A \exp(C\rho_{ж_0}/T), \qquad (2.15)$$

где A – постоянная, также определяемая по двум значениям $\mu_{ж_0}$.

В расчетах часто используют коэффициент кинематической вязкости ($м^2/с$)

$$\nu_{ж} = \mu_{ж}/\rho_{ж}. \qquad (2.16)$$

Для расчета $\nu_{ж}$ нефти и нефтепродуктов наиболее точной считается формула Вальтера [26]:

$$\lg\lg(\nu_{ж} \cdot 10^6 + 0{,}8) = a + b \lg T, \qquad (2.17)$$

где коэффициенты a и b определяют на основаиии экспериментально полученных значений вязкости для двух температур. Для нефти ряда месторождений данные приведены в [26, 33].

Вязкость газов. Коэффициент динамической вязкости газа $\mu_г$ (мПа·с) при низких давлениях иаходят по полуэмпирическим зависимостям Тодоса и Стиля [32].

Для неполярных газов, за исключением водорода и гелия,

при $T_{пр} \leqslant 1{,}5$ $$\mu_{г_0}\xi = 34 \cdot 10^{-5} T_{пр}^{0{,}94}; \qquad (2.18)$$

при $T_{пр} > 1{,}5$ $$\mu_{г_0}\xi = 17{,}78 \cdot 10^{-5} (4{,}58\, T_{пр} - 1{,}67)^{5/8}, \qquad (2.19)$$

где $\xi = T_{кр}^{1/6} (9{,}81\, p_{кр})^{-2/3} M^{-1/2}$, здесь $p_{кр}$ – в МПа.

Для полярных газов с водородными связями при $T_{пр} < 2$

$$\mu_{г_0}\xi = (7{,}55\, T_{пр} - 0{,}55)\, 10^{-5} z_{кр}^{-5/4}. \qquad (2.20)$$

Для полярных газов, не имеющих водородных связей, при $T_{пр} < 2{,}5$

$$\mu_{г_0}\xi = (1{,}9\, T_{пр} - 0{,}29)^{4/5}\, 10^{-4} z_{кр}^{-2/3}. \qquad (2.21)$$

Среднее отклонение от экспериментальных значений при расчете по формуле (2.20) составляет 1,5%, по формуле (2.21)–2,6%. При $T_{пр} \geqslant 2$ для полярных газов с водородными связями и при $T_{пр} \geqslant 2{,}5$ для полярных газов, не имеющих водородных связей, вязкость при низких давлениях вычисляют по формуле Сатерленда:

$$\mu_{г_0} = AT^{3/2}/(T+B), \qquad (2.22)$$

где A и B – константы, определяемые по двум значениям μ_1 и μ_2 при температурах соответственно T_1 и T_2:

$$A = \mu_2 (T_2 + B)/T_2^{3/2};$$

$$B = (T_1^{3/2} T_2 \mu_2 - T_2^{3/2} T_1 \mu_1)/(T_2^{3/2} \mu_1 - T_1^{3/2} \mu_2).$$

Вязкость водорода и гелия при $p = 0{,}1$ МПа:

$$\mu_{г_0} = \mu_0 [(273{,}2 + C)/(T + C)] (T/273{,}2)^{3/2}, \qquad (2.23)$$

где μ_0 – вязкость при 0 °С; C – константа.

Для водорода $\mu_0 = 0{,}00835$ мПа·с, $C = 84{,}4$;

для гелия $\mu_0 = 0{,}01885$ мПа·с, $C = 80$.

При давлении $p > 0{,}1$ МПа вязкость газов вычисляют по формуле Джосси, Стиля и Тодоса:

$$[(\mu_г - \mu_{г_0})\xi + 10^{-4}]^{1/4} = 0{,}1023 + 0{,}023364\, \rho_{пр} + 0{,}058533\, \rho_{пр}^2 - 0{,}040758\, \rho_{пр}^3 + 0{,}0093334\, \rho_{пр}^4, \qquad (2.24)$$

где $\mu_{г_0}$ – вязкость при атмосферном давлении, определенная по одному из соотношений (2.18)–(2.23);

$$\rho_{пр} = \rho_г/\rho_{кр} = p_{пр}/(z_{пр} T_{пр});$$

$$z_{пр} = z/z_{кр}.$$

Коэффициент динамической вязкости паров нефтепродуктов и нефтяных фракций [34]:

$$\mu_г = \mu_0 + \alpha (T - 233{,}2), \qquad (2.25)$$

где коэффициенты μ_0 и α находят в зависимости от молекулярной массы по табл. 2.1. Погрешность данной формулы составляет в среднем 6%, максимальная погрешность 22% (при давлениях, меньших $0{,}6\, p_{кр}$). Для паров, содержащих значительное количество ароматических углеводородов, формула (2.25) неприменима.

Таблица 2.1. Зависимость μ_0 и α от молекулярной массы паров нефтепродуктов и нефтяных фракций

M	μ_0	$\alpha \cdot 10^5$	M	μ_0	$\alpha \cdot 10^5$
16	0,0092	2,77	80	0,0052	2,00
20	0,0086	2,69	100	0,0044	1,94
30	0,0075	2,55	120	0,0038	1,69
40	0,0069	2,41	160	0,0026	1,46
50	0,0063	2,33	200	0,0014	1,31
60	0,0058	2,20			

Вязкость смеси газов находят по формуле Хеннинга и Циппереp. [32]:

$$\mu_г = \sum_i r_i \mu_i \sqrt{M_i T_{кр_i}} / \sum_i r_i \sqrt{M_i T_{кр_i}}, \quad (2.26)$$

где r_i, μ_i – мольная доля и вязкость i-го компонента смеси.

Погрешность формулы (2.26) составляет в среднем ± 1,9%, но не более 4% [32].

Теплоемкость жидкостей. Изобарную теплоемкость жидкостей рассчитывают по формуле Ватсона [38]:

$$c_p = 4{,}19 b (0{,}1745 - 0{,}0835\ T_{пр})^{-2{,}8}, \quad (2.27)$$

где b – коэффициент, приведенный в [38];

$$b \simeq (1 \div 2)\, 10^{-3}.$$

Средняя погрешность определения c_p для 9 различных групп жидкостей составляет ± 20%; максимальная – до ± 70% для органических кислот и неорганических жидкостей.

Для расчета теплоемкости нефти и нефтепродуктов используют формулу Крэга [26, 35]:

$$c_p = \frac{1}{\sqrt{\rho_{288} \cdot 10^{-3}}} \left[1{,}687 + 3{,}39 \cdot 10^{-3} (T - 273{,}2) \right], \quad (2.28)$$

где ρ_{288} – плотность нефти при 288 К, кг/м^3.

В ориентировочных расчетах для нефти и нефтепродуктов [26] можно принять $c_p = 2{,}1$ кДж/(кг · К).

Теплоемкость газов. Изобарная теплоемкость c_p органических соединений [37]:

$$c_p = a + bT + cT^2 + dT^3; \quad (2.29)$$

неорганических соединений:

$$c_p = a' + b'T + c'/T^2; \quad (2.29\ а)$$

спиртов, циклических углеводородов [34]:

$$c_p = E + F(T/100) + G(T/100)^2 + H(T/100)^3 + N(100/T), \quad (2.30)$$

где a, b, c, d, a', b', c', E, F, G, H, N – коэффициенты, значения которых приведены в справочной литературе, например [34].

Погрешность расчета по формулам (2.29) и (2.30) не превышает 6%.

Теплоемкость паров нефтепродуктов и нефтяных фракций с характеристическим фактором $K = 11{,}8$ по формуле Бальке и Кея [36] [кДж/(кг · К)]:

$$c_p = [(4 - \rho_{288}^{288})/1541](1{,}8T + 211), \quad (2.31)$$

где ρ_{288}^{288} – относительная плотность нефтепродукта по отношению к воде при 288 К.

Для парафиновых углеводородов, начиная с пропана, среднее значение характеристического фактора K составляет 13, для нафтеновых – 11,5, а для ароматических – 10,5.

Теплоемкость смеси газов или жидкостей

$$c_p = \sum_i r_i c_{p_i} M_i / M. \quad (2.32)$$

Изохорную теплоемкость c_v рассчитывают как для идеальных газов по формуле Майера:

$$c_v = c_p - R; \quad (2.33)$$

при этом показатель адиабаты

$$k = c_p / c_v. \quad (2.34)$$

Теплопроводность жидкостей. Наиболее простым и универсальным для расчета коэффициента теплопроводности жидкости [Вт/(м · К)] является уравнение Вебера [32]:

$$\lambda_ж = 0{,}358 \cdot 10^{-4} c_p \rho_ж^{4/3} M^{-1/3}. \quad (2.35)$$

Средняя погрешность составляет ± 13%, но в отдельных случаях достигает 60%.

При определении теплопроводности нефти и нефтепродуктов применяют формулу Крэга–Смита [26]:

$$\lambda_ж = (137/\rho_{288})[1 - 0{,}54 \cdot 10^{-3}(T - 273{,}2)]. \quad (2.36)$$

Для приближенных расчетов можно принять 0,14 Вт/(м · К).

Для смеси $1/\lambda_ж^2 \simeq \sum_i r_i M_i / (M \lambda_{жi}^2)$.

Теплопроводность газов. Коэффициент теплопроводности газов [Вт/(м · К)] при давлении до 0,3 МПа (кроме водорода) рассчитывают [34] по уравнению

$$\lambda_{г_0} = 4{,}19\, \mu_{г_0} (5{,}51\, c_p + 0{,}915\ /M), \quad (2.37)$$

где $\mu_{г_0}$ – коэффициент динамической вязкости при температуре T и атмосферном давлении, определенный по зависимостям (2.18)–(2.23); c_p – в кДж/(кг · К).

При давлении выше 0,3 МПа $\lambda_г$ рассчитывают в зависимости от приведенной плотности $\rho_{пр}$ [25]:

при $\rho_{пр} \leqslant 0{,}5$

$$\lambda_г = \lambda_{г_0} + 57{,}34 \cdot 10^{-6} (e^{-0{,}535 \rho_{пр}} - 1)\, Г; \quad (2.38)$$

при $0{,}5 < \rho_{пр} \leqslant 2$

$$\lambda_г = \lambda_{г_0} + 53{,}61 \cdot 10^{-6} (e^{-0{,}67 \rho_{пр}} - 1{,}069)\, Г; \quad (2.39)$$

при $2 < \rho_{пр} \leqslant 3$

$$\lambda_г = \lambda_{г_0} + 12{,}21 \cdot 10^{-6} (e^{1{,}1555 \rho_{пр}} + 2{,}016)\, Г, \quad (2.40)$$

где $Г = T_{кр}^{-1/6} M^{-1/2} (p_{кр}/9672)^{-2/3} z_{кр}^{-5}$.

Для водорода [32]: при атмосферном давлении.

$$\lambda_{г_0} = \frac{10^{-2}(1 + 247 \cdot 10^{-6} T)\sqrt{T}}{1 + 83/T}; \quad (2.41)$$

при давлении выше атмосферного

$$\lambda_г = \lambda_{г_0} + 3{,}43 \cdot 10^{-4} \rho_г^{1{,}16}. \quad (2.42)$$

Средняя погрешность расчета для неполярных газов составляет 5% при максимальной погрешности 12%, для полярных она достигает 20 ÷ 30%.

Для паровой фазы нефтяных фракций и нефтепродуктов [34]:

$$\lambda_г = \lambda_0 + \alpha(T - 273{,}2). \quad (2.43)$$

Значения λ_0 и α приведены в табл. 2.2.

Точность расчета коэффициента $\lambda_г$ для паров нефтепродуктов в области температур до 823 К и давлений до 0,35 МПа в среднем составляет 10%, а для паров, содержащих циклические соединения,–30%. Ошибка методики составляет более 30%, если в парах содержится значнтельное количество ароматических углеводородов.

Теплопроводность смеси газов [25]

$$\lambda_г = \sum \lambda_{г_i} / [1 + \sum_j A_{ij} r_j / r_i], \quad (2.44)$$

где i, j – индексы компонентов, входящих в смесь;

$$A_{ij} = \frac{1}{4}\left(1 + \sqrt{\frac{\mu_{г_i}}{\mu_{г_j}}\left(\frac{M_j}{M_i}\right)^{3/4} \cdot \frac{1 + S_i/T}{1 + S_j/T}}\right)^2 \cdot \frac{1 + S_{ij}/T}{1 + S_i/T};$$

S_i, S_j – постоянные Сатерленда, зависящие от температуры кипения [32]:

$$S_{i,j} \approx 1{,}5\, T_{кип_{i,j}} \approx T_{кр_{i,j}} \text{ (правило Гульдберга).}$$

Постоянная

$$S_{ij} = f\sqrt{S_i \cdot S_j} = f\sqrt{T_{кр_i} \cdot T_{кр_j}},$$

где $f = 1$, если смешиваемые газы полярны или неполярны; $f = 0{,}733$, если один газ неполярный, а второй – полярный.

Погрешность расчета теплопроводности смеси газов в среднем составляет 3%, максимальная погрешность 15% [25].

Поверхностное натяжение. Коэффициент поверхностного натяжения жидкости рассчитывают по уравнению Бюлера [25]:

$$\sigma^{1/4} \simeq [\lg\lg(10\,\mu_ж) + 2{,}9]\, K^{-1},$$

где σ – в 10^{-3} Н/м; $\mu_ж$ – в мПа·с, $K = 1{,}16 \div 1{,}3$.

Для большинства жидкостей среднее значение $K = 1{,}22$.

При $\mu_ж$ менее 1 мПа·с принимают $\sigma = 25 \cdot 10^{-3}$ Н/м. Для смеси

$$\sigma^{1/4} \cong \sum_i r_i \sigma_i^{1/4} \rho_ж / \rho_{ж_i}$$

Таблица 2.2. Зависимость λ_0 и α от молекулярной массы паров нефтепродуктов и нефтяных фракций

M	15	35	50	75	100	150
λ_0	0,0314	0,02035	0,0140	0,0128	0,0128	0,01
$\alpha \cdot 10^4$	1,686	1,295	0,930	0,867	0,837	0,837

Вблизи критической точки поверхностное натяжение стремится к нулю.

Наиболее полный анализ методов вычисления теплофизических свойств с оценкой их средней и максимальной погрешностей применительно к самым различным жидкостям дан в [38].

Для расчета свойств в области критического состояния необходимо применять специализированные методики, ориентированные на данную область.

Расчет теплофизических свойств жидкостей по заданным их значениям в опорных точках. При проектировании ТТС иногда целесообразно рассчитывать свойства жидкостей по заданным значениям их параметров в опорных точках с применением аппроксимационных зависимостей для определения свойств в промежуточных точках [39]. При изменении температуры жидкости $\Delta T \leqslant 10$ К свойства принимают равными их значениям в опорной точке, а при $\Delta T = 10 \div 50$ К их определяют по следующим зависимостям:

$$\rho_ж = \sqrt[4]{a_1 + a_2 T}, \quad (2.45)$$

$$\mu_ж = \exp[\sqrt[4]{\rho_ж}(a_3 + a_4 \rho_ж/T)^2], \quad (2.46)$$

$$c_{p_ж} = (a_5 + a_6 T^2)/\rho_ж^3, \quad (2.47)$$

$$\lambda_ж = a_7 c_{p_ж} (\rho_ж)^{a_8}. \quad (2.48)$$

Давление насыщенного пара при температуре T

$$p'_п = \exp(a_9 + a_{10}/T). \quad (2.49)$$

При изменении температуры жидкости $\Delta T = 50 \div 150$ К

$$\rho_ж = (b_1 + b_2\sqrt{T} + b_3 T^2)^{1/4}, \quad (2.50)$$

$$\mu_ж = \exp[b_4 + b_5/(b_6 - T)], \quad (2.51)$$

$$c_{p_ж} = b_7 + b_8/(b_9 - T), \quad (2.52)$$

$$\lambda_ж = b_{10} + b_{11} T + b_{12} T^2, \quad (2.53)$$

$$p'_п = \exp[b_{13} + b_{14}/(b_{15} - T)]. \quad (2.54)$$

Коэффициенты $a_1 \div a_{10}$ определяют из уравнений (2.45–2.49) по заданным значениям свойств (ρ, μ, c_p, λ, $p'_п$) в двух опорных точках, $b_1 \div b_{15}$ – из уравнений (2.50–2.54) и значениям свойств в трех точках. Две опорные точки берут как крайние для предполагаемого диапазона изменения температуры и давления, третью – по средней между ними температуре при соответствующем давлении.

Определение теплофизических свойств продуктов при расчете ТТС. Известны несколько пакетов прикладных программ для определения теплофизических свойств жидкостей и газов (см. Приложение 1). Состав пакета, разработанного во ВНИПИнефти для расчета ТТС, дан в табл. 2.3.

Таблица 2.3. Пакет прикладных программ для определения теплофизических свойств продуктов при расчете ТТС

Условное обозначение модуля	Выполняемые функции	Использованные методики
HD5B	Определение вязкости индивидуальных газов	[23, 25, 32, 34, 40]
HD4G	Определение молекулярной массы, псевдокритических параметров и вязкости смеси газов	[25, 32]
HD4H	Расчет коэффициента сжимаемости газов	[25, 41]
HD4K	Расчет теплоемкости, теплопроводности, показателя адиабаты и скорости звука газов и их смесей	[25, 31, 32, 34, 36, 37]
HD4I	Определение плотности, вязкости, теплоемкости и теплопроводности жидкостей	[27, 30–32, 34, 42]
HD4D, HD4E	Расчет коэффициентов аппроксимации теплофизических свойств жидкостей	[23, 39]
PPVP	Расчет давления насыщенных паров	[25]

Исходные данные для расчета: состав среды (коды и объемные доли компонентов), агрегатное состояние, давление и температура. Необходимые физические константы выбираются программой из информационного фонда или рассчитываются по соответствующим алгоритмам.

2.1.2. Расчет гидравлического сопротивления труб

Потери давления (Н/м^2) в прямых трубах круглого сечения для несжимаемой жидкости:

$$\Delta p = \lambda (L/D)(\rho w^2/2) + g\rho(h_н - h_к), \qquad (2.55)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления трения; L – длина трубы, м; w – скорость потока, м/с; D – внутренний диаметр трубы, м; $h_н$, $h_к$ – высотные отметки начала и конца трубопровода, м; g – ускорение свободного падения ($g = 9{,}81$ м/с^2).

Для газопроводов большой протяженности применяют более точное уравнение, которое получено из дифференциального уравнения баланса энергии для изотермического движения:

$$dp/d\rho_т + d(w^2)/2 + \lambda(w^2/2)(dLl/D) + g\,dh = 0. \qquad (2.56)$$

Если пренебречь силами инерции и разностью геодезических высот (второе и четвертое слагаемые), то после преобразований:

$$p_н^2 - p_к^2 = 16\lambda G^2 z R T L/(\pi^2 D^5), \qquad (2.57)$$

где $p_н$, $p_к$ – давление в начале и в конце трубопровода, Н/м^2; G – расход газа, кг/с.

При расчете на ЭВМ можно получить достаточно точные результаты и по уравнению (2.55), разбивая трубопровод на короткие участки.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения (рис. 2.1) для ньютоновских жидкостей $\lambda = f(\mathrm{Re}, k/D)$, где k – эквивалентная шероховатость внутренней поверхности трубы (табл. 2.4).

Имеющиеся в литературе уравнения для определения коэффициента

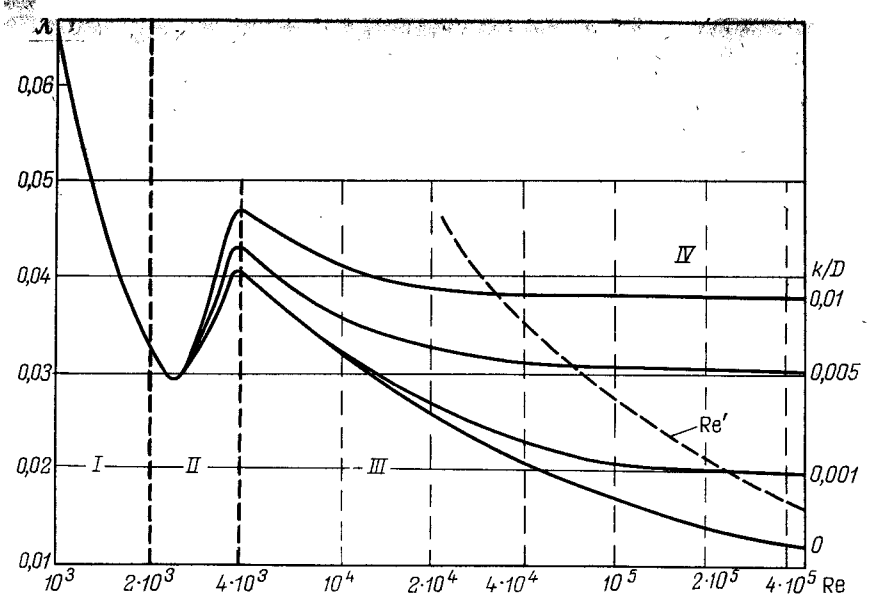


Рис. 2.1. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления трения в промышленных трубах от Re при различной относительной шероховатости труб k/D.

Режимы течения:

I – ламинарный; $\lambda = f_1(\mathrm{Re})$; *II* – критический; $\lambda = f_2(\mathrm{Re}, k/D)$; *III* – турбулентный смешанный; $\lambda = f_3(\mathrm{Re}, k/D)$; *IV* – турбулентный квадратичный; $\lambda = f_4(k/D)$

гидравлического сопротивления трения получены в результате аппроксимации экспериментальных данных, они не всегда согласуются между собой, что приводит к скачкам значений λ на границах областей режимов течения и вызывает неудобства при расчете на ЭВМ. Церлингом Ю. Н. [44] разработан универсальный алгоритм расчета λ для широкого диапазона изменения Re и k/D. В области ламинарного режима течения λ рассчитывают по формуле Пуазейля:

$$\lambda = 64/\mathrm{Re}; \qquad (2.58)$$

в области квадратичного режима течения при $\mathrm{Re} \geqslant \mathrm{Re}' = (120\,D/k)^{1{,}125}$ и $k > 0$ – по формуле Прандтля–Никурадзе:

$$1/\sqrt{\lambda} = 1{,}14 - 2\lg(k/D); \qquad (2.59)$$

В области смешанного режима течения при $4000 \leqslant \mathrm{Re} < \mathrm{Re}'$ на основании опытных данных, полученных Г. А. Муриным:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1{,}78\lg\left[\frac{6{,}35}{\mathrm{Re}} + 0{,}11\,\mathrm{Re}^{0{,}112}\left(\frac{k}{D}\right)^{1{,}25}\right]. \qquad (2.60)$$

В кризисной области при переходе от ламинарного к турбулентному режиму течения используют экспериментальные данные, полученные

Самойленко Л. А. [7]:

при $Re_2 \leqslant Re < 4000$ $\lambda = A + B\,Re$; (2.61)

при $Re_1 < Re < Re_2$

$$\lambda = (c_2 - c_1)\exp[-0{,}289 \cdot 10^{-5}(Re_2 - Re)^2] + c_1; \quad (2.62)$$

при $Re_0 < Re < Re_1$

$$\lambda = 4{,}4\,Re^{-0{,}595}\exp(-0{,}00275\,D/k), \quad (2.63)$$

где $Re_0 = 754\exp(0{,}0065\,D/k)$; $Re_1 = 1160\,D/k$; $Re_2 = 2090\,(D/k)^{-0{,}0635}$; $B = (c - c_2)/(4000 - Re_2)$; $A = c - 4000\,B$;

$$1/\sqrt{c} = 1{,}78\lg[0{,}278\,(k/D)^{1{,}25} + 0{,}0015875].$$

При $k/D \leqslant 0{,}007$

$$c_1 = 0{,}032;\ c_2 = 7{,}244\,Re_2^{-0{,}643}.$$

При $k/D > 0{,}007$

$$c_1 = 0{,}0758 - 0{,}0109\,(k/D)^{-0{,}286};\ c_2 = 0{,}145\,(k/D)^{0{,}244}.$$

Влияние сварных стыков на гидравлическое сопротивление трубопровода учитывают введением дополнительного коэффициента трения [44]:

$$\lambda_{ст} = \zeta_{ст}\,ND/L, \quad (2.64)$$

где $\zeta_{ст}$ – коэффициент гидравлического сопротивления сварного стыка:

$$\zeta_{ст} = K\zeta_0;\ K = 0{,}237\,l_{ст}^{0{,}6}/D^{0{,}35};\ \zeta_0 = 0{,}0061/D^{1{,}35},$$

Таблица 2.4. Эквивалентная шероховатость труб [7]

Вид и состояние внутренней поверхности труб	k, мм
Бесшовные стальные трубы:	
новые	0,02 ÷ 0,1
очищенные после многих лет эксплуатации	0,04
газопроводы после одного года эксплуатации	0,12
нефтепроводы для средних условий эксплуатации	0,2
воздухопроводы поршневых и турбокомпрессоров	0,8
водопроводные трубы, находящиеся в эксплуатации	1,2 ÷ 1,5
Стальные сварные трубы:	
новые	0,04 ÷ 0,1
бывшие в эксплуатации при равномерной коррозии	0,15
магистральные газопроводы после многих лет эксплуатации	0,5 ÷ 1,1
Трубопроводы тепловых сетей [43]:	
паропроводы	0,2
конденсатопроводы	0,1
водяная теплосеть	0,5
сеть горячего водоснабжения	1,0
Чугунные трубы:	
новые	0,25 ÷ 1,0
водопроводные, находящиеся в эксплуатации	1,4
бывшие в эксплуатации, корродированные, с отложениями	1 ÷ 1,5
сильно корродированные, со значительными отложениями	3,0
Полиэтиленовые трубы [47]	0,02 ÷ 0,04
Листовая сталь	0,1 ÷ 0,15

N – число стыков на расчетном участке; $l_{ст}$ – расстояние между стыками, м; при этом значения $K \leqslant 1$, $\lambda_{ст} \leqslant \lambda/2$.

В электросварных трубах продольные и спиральные сварные швы увеличивают гидравлическое сопротивление незначительно, и в расчетах их влияние обычно не учитывают.

Верма Ч. П. [45] предложил формулу определения коэффициента гидравлического сопротивления трения для всех режимов течения при использовании особого набора коэффициентов. Падение давления на единице длины трубопровода (Па/м) рассчитывают по формуле

$$-dp/dl = 64\,f\,G^2/(\pi^2\,\rho\,D^5). \quad (2.65)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления f связан с коэффициентом гидравлического сопротивления трения λ соотношением: $f = \lambda/8$. Обобщенная формула для определения f имеет вид:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2{,}457\ln\left[\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2 + C_3}\right]^{-1/16}, \quad (2.66)$$

где C_1, C_2, C_3 – коэффициенты, полученные из зависимостей, приведенных ниже.

Для ламинарного режима течения ($Re < 2100$) в соответствии с (2.58)

$$f = 8/Re. \quad (2.67)$$

Для переходного режима течения ($3000 > Re > 2100$) используют формулу Черчилла:

$$f = 7{,}1 \cdot 10^{-10}\,Re^2, \quad (2.68)$$

для турбулентного режима ($Re > 3000$) – формулу Кольбрука:

$$1/\sqrt{f} = 2{,}21\ln(Re/7), \quad (2.69)$$

для шероховатых промышленных труб при $Re > 10^4$ – формулу Никурадзе:

$$1/\sqrt{f} = 2{,}457\ln(3{,}707\,D/k). \quad (2.70)$$

Преобразованием формул (2.67)–(2.70) получены коэффициенты в формуле (2.66):

$$C_1 = [\exp(\sqrt{Re}/6{,}949)]^{16},$$

$$C_2 = \exp(15274{,}45/Re)^{16}.$$

$$C_3 = [(7/Re)^{0{,}9} + 0{,}27\,k/D]^{-16}.$$

Гидравлический расчет пластмассовых трубопроводов приведен в [16, 46, 47], стеклянных трубопроводов – в [48].

2.1.3. Расчет местных гидравлических сопротивлений

В трубопроводных системах технологических и энергетических установок на долю местных гидравлических сопротивлений может приходиться до 50% от общего гидравлического сопротивления системы.

Потери давления в местных гидравлических сопротивлениях $\Delta p_м$ при постоянных скорости и плотности потока:

$$\Delta p_м = \sum_i \zeta_i \rho w^2/2, \tag{2.71}$$

при различных скорости и плотности потока:

$$\Delta p_м = \sum_i \zeta_i \rho_i w_i^2/2, \tag{2.72}$$

где ζ_i – коэффициент местного гидравлического сопротивления; w – средняя по сечению скорость потока перед местным сопротивлением.

Для определения потерь давления в местных гидравлических сопротивлениях можно применить номограмму (рис. 2.2), которая построена при $\rho = 1000$ кг/м^3. При других значениях плотности результат умножают на $\rho/1000$. Если скорость потока менее 10 м/с, рекомендуется использовать верхнюю шкалу оси абсцисс и левую шкалу оси ординат; если свыше 10 м/с – нижнюю шкалу оси абсцисс и правую шкалу оси ординат. Ориентировочные значения коэффициентов местных гидравлических сопротивлений, а также уравнения для расчета точных их значений приведены в табл. 2.5. При отсутствии в литературе аналитических зависимостей по приведенным в [7] таблицам и графикам подобраны аппроксимирующие функции, в качестве которых использован алгебраический полином наилучшего приближения:

для функции одной переменной

$$\zeta = \sum_{i=0}^{n} a_i x_i;$$

для функции двух переменных

$$\zeta = \sum_{i=0}^{n} \left(\sum_{j=0}^{m} a_{ij} y^j \right) x^i, \tag{2.73}$$

где a_i и a_{ij} – коэффициенты полинома; m и n – степени полиномов при аргументах x и y.

Приведенные в табл. 2.5 уравнения включены в состав программ расчета ТТС, исходными данными для расчета местного гидравлического сопротивления являются код и параметры, характеризующие трубопровод (диаметр, расход и т. д.).

Числа Re определяют по параметрам невозмущенного потока на входе в местное сопротивление.

При оценочных расчетах потери давления в местных сопротивлениях оцениваются по эквивалентной длине трубопровода $L_{экв}$:

а) для общезаводских сетей большой протяженности $L_{экв} = 0{,}1L$;

б) для ответвлений от общезаводских сетей к установкам $L_{экв} = 0{,}2L$;

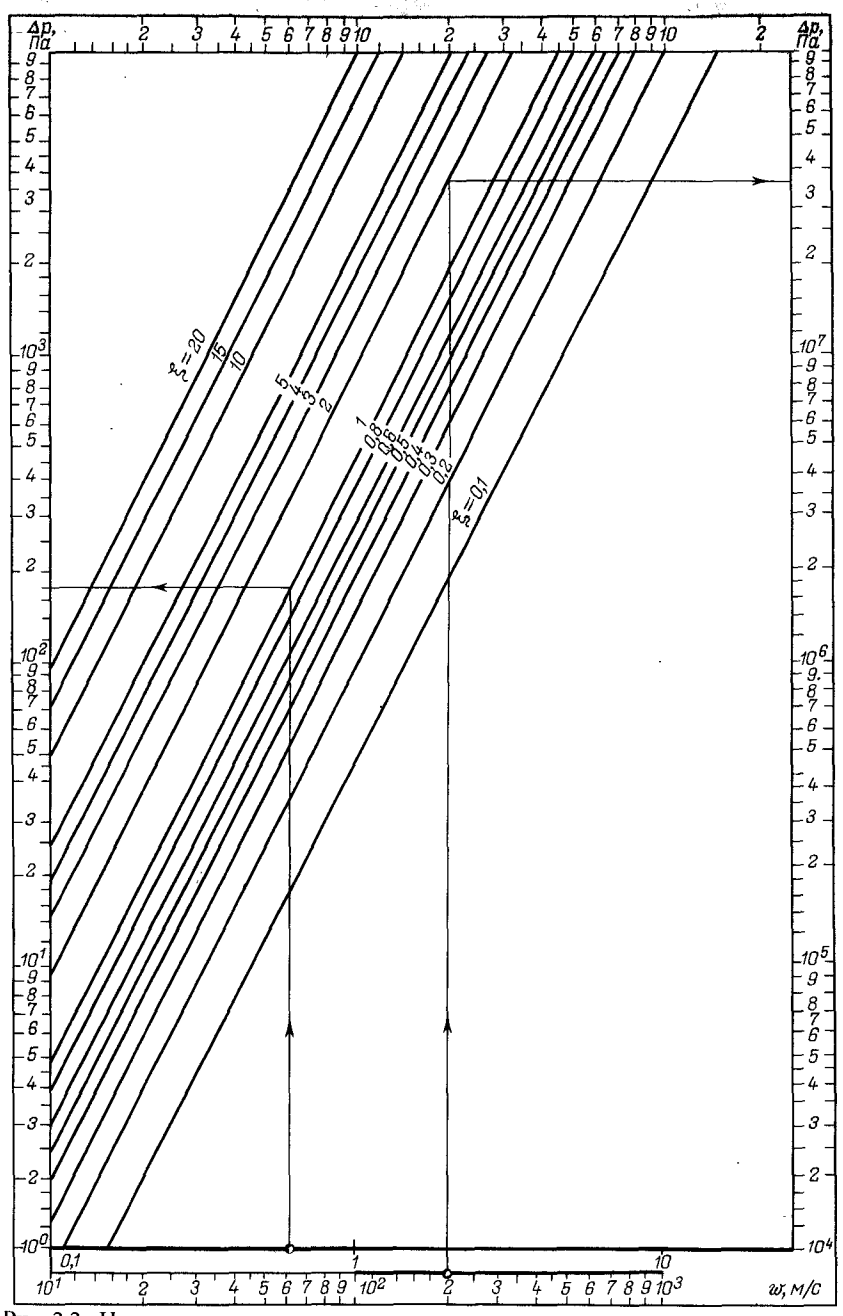


Рис. 2.2. Номограмма для определения потерь давления в местных гидравлических сопротивлениях

Таблица 2.5. Коэффициенты местных гидравлических сопротивлений

Местное гидравлическое сопротивление	Коэффициент местного гидравлического сопротивления	
	ориентировочное значение	уравнение для расчета
Вход в трубу из емкости:	0,5	
труба входит в емкость (b – длина трубы в емкости, м; s – толщина стенки трубы, м)		$\zeta = A/\mathrm{Re} + \zeta'$ [7], где $A = 30$ при $\mathrm{Re} \leqslant 10^4$; $A = 0$ при $\mathrm{Re} > 10^4$; $\zeta' = \sum_{i=0}^{3} \left\{ \sum_{j=0}^{4} a_{ij} (b/D)^j \right\} (s/D)^i$
		При $b/D < 0{,}01$ или $s/D \geqslant 0{,}04$ $\zeta = 0{,}5$
труба установлена заподлицо со стенкой под углом α		$\zeta = A/\mathrm{Re} + 0{,}5 + 0{,}3\cos\alpha + 0{,}2\cos^2\alpha$
Внезапное сужение с диаметра D на диаметр d	$0{,}5[1 - (d/D)^2]$	При $\mathrm{Re} \geqslant 10^4$ [7] $\zeta = 0{,}5[1 - (d/D)^2]^{3/4}(D/d)^4$
		При $10 \leqslant \mathrm{Re} < 10^4$ $\zeta = AB[1 - (d/D)^2]$, где $A = \sum_{i=0}^{7} a_i \lg \mathrm{Re}$; $B = \sum_{i=0}^{3} \left[\sum_{j=0}^{2} a_{ij} (d/D)^{2j} \right] (\lg \mathrm{Re})^i$
		Значения a_i и a_{ij} получают аппроксимацией экспериментальных данных [7]
Внезапное расширение с диаметра d на диаметр D	$0{,}5[1 - (d/D)^2]$	При $\mathrm{Re} \geqslant 3{,}3 \cdot 10^3$ $\zeta = [1 - (d/D)^2]^2$
		При $10 \leqslant \mathrm{Re} < 3{,}3 \cdot 10^3$ ζ определяют по [7], при $\mathrm{Re} < 10$ $\zeta = 30/\mathrm{Re}$
Диафрагма в прямой трубе диаметром D; d – диаметр отверстия в диафрагме	d/D | ζ: 0,3 | 300; 0,4 | 86; 0,5 | 30; 0,6 | 12; 0,8 | 1,5	При $0 < d/D < 1$ и $\mathrm{Re} \geqslant 10^5$ $\zeta_0 = [1 + 0{,}707\sqrt{1 - (d/D)^2} - (d/D)^2]^2 \cdot (D/d)^4$; при $25 < \mathrm{Re} < 10^5$ $\zeta = \varepsilon\zeta_0 + \zeta_\varphi$, где $\varepsilon = \sum_{i=0}^{5} a_i (\lg \mathrm{Re})^i$, $a_0 = 0{,}461$; $a_1 = -0{,}264$; $a_2 = 0{,}203$; $a_3 = -0{,}066$; $a_4 = 0{,}013$; $a_5 = -0{,}001$; $\zeta_\varphi = [18{,}785 - 7{,}768(D/d)^2 + 6{,}337(D/d)^4] \times \exp\{[-0{,}942 + (d/D)^2 - 3{,}877(d/D)^4] \lg \mathrm{Re}\}$ при $10 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 25$ $\zeta_\varphi = (33/\mathrm{Re})(D/d)^4$.
		При $\mathrm{Re} < 10$ $\zeta = (33/\mathrm{Re})(D/d)^4$
Диффузор при переходе с диаметра d на диаметр D при его длине L и угле расширения α; $D > d$	0,25 (стандартный диффузор)	При $\mathrm{Re} > 3 \cdot 10^5$ и $\alpha \leqslant 40°$ $\zeta = 3{,}2[\mathrm{tg}(\alpha/2)]^{1{,}25}[1 - (d/D)^2]^2 + 2\lambda L/(D + d)$
		При $\mathrm{Re} \leqslant 50$ [7] $\zeta = 20(D/d)^{0{,}66}(\mathrm{tg}\,\alpha)^{-0{,}75}/\mathrm{Re}$
		При $3 \leqslant \alpha \leqslant 180°$ и $50 < \mathrm{Re} < 3 \cdot 10^5$ значения ζ определяют по [7]

Местное гидравлическое сопротивление	Коэффициент местного гидравлического сопротивления	
	ориентировочное значение	уравнение для расчета
Конфузор длиной L и с углом сужения α; $D > d$	0,1	При $\mathrm{Re} \geqslant 10^5$ и $3 \leqslant \alpha \leqslant 180°$ $\zeta = [-0{,}0745 + 0{,}00444(d/D)^2 - 0{,}00723(d/D)^4 + 0{,}0224(d/D)^6 - 0{,}0125(d/D)^8](D/d)^4(\alpha_p^3 - 2\pi\alpha_p^2 - 10\alpha_p) + 2\lambda L/(D + d)$; $\alpha_p = 0{,}01745\alpha$
		При $\mathrm{Re} \leqslant 50$ и $5 \leqslant \alpha \leqslant 40°$ [7] $\zeta = 19(D/d)(\mathrm{tg}\,\alpha)^{-0{,}75}/\mathrm{Re}$
Отводы крутоизогнутые и плавные при угле поворота α и радиусе поворота R, в том числе:		$\zeta = \zeta' + \lambda L/D$, $L = 0{,}01745R\alpha$, где α – в град. При $\mathrm{Re} \geqslant 10^4$ $\zeta' = ABk_\Delta k_{\mathrm{Re}}$, где $A = 1$ при $\alpha = 90°$; $A = 0{,}9\sin\alpha$ при $\alpha \leqslant 70°$; $B = 0{,}21/\sqrt{R/D}$, $R/D > 1$ k_Δ, k_{Re} определяют по табл. [7].
отводы плавные при угле поворота 90°	$0{,}42/\sqrt{R/D}$	При $10^4 > \mathrm{Re} > 3 \cdot 10^3$ $\zeta' = 2000/\mathrm{Re} + ABk_\Delta k_{\mathrm{Re}}$
отводы плавные стандартные при $R/D = 1{,}5$ и угле поворота 90°	0,34	
Отводы сварные секционные	До 0,4	$\zeta = \zeta' k_\Delta k_{\mathrm{Re}} + \lambda L/D$ [7], где $\zeta' = 0{,}08$ при $\alpha = 30°$ (2 звена), $\zeta' = 0{,}2$ при $\alpha = 45°$ (2 звена), $\zeta' = 0{,}15$ при $\alpha = 60°$ (3 звена), $\zeta' = \sum_{i=0}^{7} a_i (R/D)^i$ при $\alpha = 90°$, a_i и k_Δ, k_{Re} определяют по табл. [7]
Колено с острой кромкой и углом поворота 90°:		Колена без ниши (при $\mathrm{Re} > 10^4$): $\zeta = \zeta' k_\Delta k_{\mathrm{Re}}$, где $\zeta' = 3{,}59 - 4{,}56(D_1/D) + 2{,}64(D_1/D)^2 - 0{,}525(D_1/D)^3$; $D_1 < 2D$; D_1 – диаметр трубопровода после колена
при одинаковых диаметрах без ниши	1,65	При $D_1 = D$ $\zeta' = 1{,}145$; при $D_1 = 2D$ $\zeta' = 0{,}84$
то же, с нишей	2,0	k_Δ определяют по табл. [7]; $k_{\mathrm{Re}} = 5{,}578 - 1{,}591\lg \mathrm{Re} + 0{,}1371\lg^2 \mathrm{Re}$
при переходе на меньший диаметр без ниши	2,8	Колена с нишей $\zeta = 1{,}2\zeta' k_\Delta k_{\mathrm{Re}}$
то же, с нишей	3,5	

Продолж. табл. 2.5

Местное гидравлическое сопротивление	Коэффициент местного гидравлического сопротивления	
	ориентировочное значение	уравнение для расчета
Z-образное колено (из двух колен с углом поворота потока в колене на 30°)	0,32	$\zeta = \zeta' k_\Delta k_{Re} + \lambda L/D$, где $\zeta' = \sum_{i=0}^{4} a_i (L/D)^i$; L – расстояние между точками поворота; k_Δ, k_{Re} определяют по [7]
Тройник [7]:		Приточного типа:
проход	0,35	$\zeta = 0{,}35(1 - w_п/w)^2$, где $w_п$ – скорость движения потока в проходе; вытяжного типа: $\zeta = [1{,}55Q_б/Q - (Q_б/Q)^2](w_п/w)^2$, где $Q_б$ – расход в боковом ответвлении; Q – суммариый расход
боковое ответвление	1,5	Приточиого типа: $\zeta = A[1 + (w_б/w)^2]$; вытяжного типа: $\zeta = A[1 + (w_б/w)^2 - 2(1 - Q_б/Q)^2] \cdot (w/w_б)^2$, где A принимают по [7]; $w_б$ – скорость движеиия потока в боковом ответвлеиии
при симметричном слиянии потоков	–	$\zeta = 1 + 0{,}3(w_б/w)^2$
при симметричном разделении потока	2,5	$\zeta = (7{,}3Q_б/Q - 3)(w/w_б)^2$
Крестовииа:		
боковое ответвление	3,0	–
проход	2,0	–
Задвижка:		
клиновая, полиостью открытая	0,15	–
то же, частичио открытая	–	При $Re \geqslant 10^4$ $\lg\zeta = \sum_{i=0}^{7} a_i (h/D)^i$, где h – подъем затвора; a_i получают аппроксимацией данных по [7]
шиберная, полностью открытая	0,05	–
то же, частичио открытая	–	При $Re \geqslant 10^4$ $\lg\zeta = \sum_{i=0}^{6} a_i (h/D)^i$, где a_i получают аппроксимацией даниых по [7]

Продолж. табл. 2.5

Местное гидравлическое сопротивление	Коэффициент местного гидравлического сопротивления	
	ориентировочное значение	уравнение для расчета
Вентиль при полном открытии [7]:		При $h/D \geqslant 0{,}9$ $\zeta = 0{,}6(1 - h/D)$ При $Re < 10^4$ $\zeta = \zeta' + 530(\zeta')^{1.25}/Re$, где $\zeta' = \zeta$ при $Re \geqslant 10^4$
стандартный	4 ÷ 6	При $Re \geqslant 10^4$ и $D < 0{,}08$ м $\zeta = \sum_{i=0}^{3} a_i D^i$, где $a_0 = 17{,}73$; $a_1 = -685$; $a_2 = 11\,634$; $a_3 = -65\,480$ При $D \geqslant 0{,}08$ м $a_0 = 3{,}28$; $a_1 = 8{,}67$; $a_2 = -6{,}06$; $a_3 = 0$ При $Re < 10^4$ $\zeta = \zeta' + 530(\zeta')^{1.25}/Re$, где $\zeta' = \zeta$ при $Re \geqslant 10^4$
штампованный	7,8	
угловой	2,3	
прямоточный	1,3	
Клапан обратиый:		
поворотный	2,0	При $Re \geqslant 10^4$ $\zeta = 1{,}076 + 5{,}16D - 6{,}71D^2 + 4D^3$ При $Re < 10^4$ – см. уравнение для расчета вентиля
подъемный	8,0	–
Кран	3,0	–
Компенсатор:		
линзовый	0,3	–
сальниковый	0,5	–
П-образный	2,0	–
волнистый	D, м | ζ 0,1–0,3 | 0,4 0,3–0,5 | 0,3 свыше 0,5 | 0,02	–
Выход из трубы в емкость:		
для турбулентного потока	1,0	–
для ламинариого потока	2,0	–

в) для внутризаводских сетей $L_{экв}$ принимается в зависимости от расчетной длины трубопровода L:

при $L < 7$ м $L_{экв} = 1{,}2L$,
$7 < L < 15$ м $L_{экв} = L$,
$15 < L < 25$ м $L_{экв} = 0{,}8L$,
$L > 25$ м $L_{экв} = 0{,}5L$.

Следует обратить внимание, что при расчете потерь тепла (см. разд. 2.3.1) арматуру заменяют эквивалентными по тепловому потоку участками труб, которые для задвижек, вентилей, кранов и клапанов составляют:

для неизолированной арматуры, расположенной в помещении

$$L_{экв} = 1{,}7 + 5{,}2 \cdot 10^{-5} D_y^{0{,}33} T^{2{,}04},$$

то же, вне помещения

$$L_{экв} = 10{,}3 + 1{,}15 \cdot 10^{-3} D_y^{0{,}39} T^{1{,}55},$$

для теплоизолированной арматуры, расположенной в помещении

$$L_{экв} = 1{,}9 + 1{,}4 \cdot 10^{-7} D_y^{0{,}36} T^{2{,}73},$$

то же, вне помещения

$$L_{экв} = 2{,}25 + 2{,}8 \cdot 10^{-2} D_y^{0{,}32} T^{0{,}87},$$

где T – температура продукта, K; L и D_y в м.

Для арматуры, не имеющей выступающих неизолируемых частей (например, обратные клапаны) $L_{экв}$ равно строительной длине арматуры.

2.1.4. Гидравлический расчет неразветвленных трубопроводов

Модель изотермического процесса перекачки широко применяют для расчета ТТС, у которых не учитывают изменение температуры продукта в трубопроводе. В этом случае при расчете на ЭВМ возможно получение достаточно точного решения с помощью сравнительно простых уравнений при разбивке системы на элементы небольшой длины. Расчетная схема ТТС состоит из прямых участков и местных сопротивлений, при этом прямые участки при изменении плотности продукта более заданной величины автоматически разбиваются на участки меньшей длины.

Изотермическое течение в неразветвленном трубопроводе в общем виде описывают следующей системой уравнений:

$$\left.\begin{aligned} \Delta p = \sum_i \lambda_i (L_i/D_i)(\rho_i w_i^2/2) + \sum_i \zeta_i \rho_i w_i^2/2 \pm g \rho_i \Delta h_i; \\ \rho_i = f_1(p_i, T_i, z_i); \\ \lambda_i = f_2(w_i, \nu_i, k_i/D_i); \\ \nu_i = f_3(T_i, p_i); \\ \zeta_i = \sum_{j=0}^{m} \left(\sum_{k=0}^{n} a_{jk} y^k \right) x^j, \end{aligned}\right\} \quad (2.74)$$

где Δp – гидравлическое сопротивление трубопровода; p_i, T_i, ρ_i, z_i, ν_i – давление, температура, плотность, коэффициенты сжимаемости и вязкости

перекачиваемого продукта в начале i-го участка; Δh_i – изменение гидравлической высоты на участке; x, y – параметры, характеризующие тип и геометрические размеры местных гидравлических сопротивлений; a_{jk} – коэффициенты аппроксимирующего полинома.

Известен ряд программ, предназначенных для гидравлического расчета трубопроводов, например: для перегретого пара – ГИПАР (Новомосковский филиал ГИАП), газопроводов высокого – ДАВГАЗ и низкого – ДАВНИЗ – давления (ВНИПИТермнефть), систем теплоснабжения с расчетом дроссельных шайб RASIT (Укргипромез) и др.

Для гидравлического расчета неразветвленных трубопроводов во ВНИПИнефти разработаны программы BPGRM [49] для ЭВМ ряда ЕС и ГИДРОСИСТЕМА для ПЭВМ. Последняя программа рассчитывает и разветвленные трубопроводы с произвольным числом источников и потребителей.

При использовании программы ГИДРОСИСТЕМА ввод исходных данных производится в диалоговом режиме.

Имеется развитая система диагностики исходных данных, содержащая более 70 вариантов проверок данных при их вводе и около 20 проверок в ходе работы программы. По каждой обнаруженной ошибке дается сообщение о ее характере и реакции программы, а также указания по устранению ошибки.

Для гидравлического расчета неразветвленных трубопроводов во ВНИПИнефти разработана программа BPGRM [49].

Исходные данные для расчета: расход, давление в начальной или конечной точках трубопровода, температура и состав по компонентам, диаметр и длина труб, перечень местных гидравлических сопротивлений, место их расположения и геометрические размеры, изменение геодезических высот начала и конца участка, шероховатость стенки трубы.

Расчет выполняют по участкам. Скорость и плотность потока на каждом участке принимают постоянными и равными начальным значениям. При переходе к следующему участку параметры потока рассчитывают в зависимости от давления, полученного в конце предыдущего участка. Для газопроводов предусмотрено автоматическое разделение труб на участки так, чтобы плотность газа в начале и конце участка отличалась менее чем на 1%.

Программы рассчитывают до сорока наиболее часто встречающихся местных гидравлических сопротивлений: вход и выход из трубы, отводы и переходы различного типа, задвижки, вентили, клапаны, компенсаторы, диафрагмы и др. Для нетиповых элементов трубопроводов могут задаваться перепад давления или коэффициент местного гидравлического сопротивления.

Гидравлический расчет трубопровода проводят по направлению потока или против него в зависимости от того, где задают давление – в начальной или конечной точке трубопровода.

Таблица 2.6. Относительная погрешность $\pm\delta p_к$ (%) расчета конечного давления в газопроводе при отклонении основных определяющих параметров

Скорость движения газа, м/с	Основные определяющие параметры				
	начальное давление газа $p_н$				внутренний диаметр D
	5 кПа		свыше 1 МПа		
	$p_{пр}$ до 0,1	$p_{пр}$ свыше 0,1	$p_{пр}$ до 0,1	$p_{пр}$ свыше 0,1	
	$\delta p_к$ при отклонении параметров на $\pm 6\%$				
1	6,2	6,2	6,2	6,2	0
10	8,4	7,0	8,0	6,7	2,0
100	9,6	7,75	9,0	6,8	3,0
	$\delta p_к$ при отклонении параметров на $\pm 15\%$				
1	15,0	15,0	15,0	15,0	0
10	20,5	16,9	19,5	15,9	4,9
100	23,5	18,3	21,3	16,3	7,5

Максимальная погрешность расчета давления газа при замене текущих скорости и плотности на начальные составляет не более 0,5%, расчета коэффициента сжимаемости по уравнению Редлиха–Квонга (а следовательно, и плотности) для большинства газов – не более 8%, коэффициента гидравлического сопротивления трения – менее 5%, а коэффициентов местных гидравлических сопротивлений (в зависимости от типа сопротивления) не превышает 10%. Относительная погрешность расчета конечного давления $\delta p_к$ в газопроводе, полученная в результате отклонения основных определяющих параметров, приведена в табл. 2.6.

Вязкость газа оказывает влияние на $\delta p_к$, если давление ниже 1 МПа, причем отклонение $\mu_т$ на 12% приводит к погрешности при определении давления, не превышающей 1%.

В табл. 2.7 даны результаты гидравлического расчета неразветвленного трубопровода, схема которого приведена на рис. 2.3 (длины указаны в м, диаметры – в мм).

Программы предназначены для расчета несжимаемых сред. Погрешность расчета потерь давления на трение, связанную со сжимаемостью газа, определяют по соотношению [7]:

$$\lambda/\lambda_{сж} = \{1 + [(k-1)/2]\,Ma^2\}^{0,47},$$

где λ, $\lambda_{сж}$ – соответственно коэффициенты гидравлического сопротивления трения при течении несжимаемого и сжимаемого газа; Ма – число Маха.

Считают, что с точностью до 3% влиянием сжимаемости можно пренебречь, если $Ma < 0,6$.

При больших числах Ма коэффициент гидравлического сопротивления трения в сжимаемой среде $\lambda_{сж}$ повышается. При $Ma = 0,95$ $\lambda/\lambda_{сж} = 0,6$ [50].

Сжимаемость газа влияет и на коэффициенты местных гидравлических сопротивлений [7].

Основные определяющие параметры					
длина L	расход G	температура T	коэффициент сжимаемости z	вязкость $\mu_т$ при $p_н$	
				5 кПа	свыше 1 МПа
		$\delta p_к$ при отклонении параметров на $\pm 6\%$			
0	0	0	0	0	0
0,35	1,0	1,45	0,6	0,15	0
0,65	1,4	2,0	0,85	0,45	0
		$\delta p_к$ при отклонении параметров на $\pm 15\%$			
0	0	0	0	0	0
0,9	2,4	3,6	1,5	0,4	0
1,55	3,4	5,0	2,1	1,1	0

Таблица 2.7. Результаты гидравлического расчета неразветвленного газопровода по программе BPGRM (см. рис. 2.3)

Номер участка, элемента трубопровода	Длина участка, м	Внутренний диаметр трубопровода, мм	Скорость, м/с	Плотность, кг/м³	Потери давления на трение, МПа	Потери давления в местных сопротивлениях, МПа	Давление в конце участка, МПа
1	0,0	147	3,14	7,6	0,0	0,000019	6,000
2	0,1	147	3,14	7,6	0,000001	0,0	6,000
3	0,0	147	3,14	7,6	0,0	0,000002	6,000
4	0,3	147	3,14	7,6	0,000003	0,0	6,000
5	0,35	147	3,14	7,6	0,000003	0,000013	6,000
6	2,0	147	3,14	7,6	0,000013	0,0	5,999
7	0,35	147	3,14	7,6	0,000003	0,000013	5,999
8	30,0	147	3,14	7,6	0,000176	0,0	5,999
9	0,0	80	3,14	7,6	0,0	0,000125	5,999
10	3,5	80	10,61	7,6	0,000530	0,0	5,999
24	0,29	123	4,49	7,6	0,000006	0,000027	5,995
25	0,8	123	4,49	7,6	0,000015	0,0	5,995
26	0,1	80	4,49	7,6	0,000002	0,000013	5,995
27	0,5	80	10,62	7,6	0,000089	0,0	5,995
28	0,19	80	10,62	7,6	0,000034	0,000151	5,995
29	2,0	80	10,62	7,6	0,000327	0,0	5,995
30	0,0	80	10,62	7,6	0,0	0,000437	5,994

Наименование продукта	Расход, кг/ч	Длина трубопровода, м	Максимальная скорость, м/с	Максимальная плотность, кг/м³	Потери давления, МПа			Давление, МПа	
					трение	местные сопротивления	подъем	начальное	конечное
Водород	1460,0	58,0	10,6	7,6	0,00289	0,00236	–	6,0	5,994

Потери давления в трубопроводах при скоростях движения газа более 0,6 Ма, например, в трубопроводах факельных систем, рассчи-

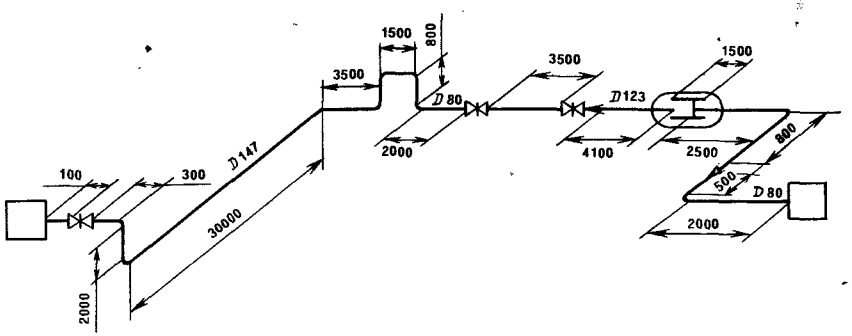


Рис. 2.3. Схема неразветвленного трубопровода

тывают по методике [51] с использованием соотношения:

$$1/\lambda_н^2 - 1/\lambda_к^2 - \ln(\lambda_н^2/\lambda_к^2) = L_{пр}. \quad (2.75)$$

Здесь $\lambda_н$ и $\lambda_к$ – скоростные коэффициенты в начальном и конечном сечениях трубопровода; $L_{пр}$ – приведенная длина трубопровода:

$$L_{пр} = [2k/(k+1)]\zeta_{пр},$$

где k – показатель адиабаты; $\zeta_{пр}$ – приведенный коэффициент гидравлического сопротивления трубопровода с учетом местных гидравлических сопротивлений.

Зависимость между $\lambda_н$, $\lambda_к$ и приведенной длиной $L_{пр}$ дана на рис. 2.4.

При известном давлении в начале трубопровода $p_н$ определяют скоростной коэффициент и скорость газа в начальном сечении:

$$\lambda_н = w_н/a_{кр}; \quad (2.76)$$

$$w_н = GzRT/(p_н F), \quad (2.77)$$

где $a_{кр}$ – критическая скорость движения газа в трубопроводе.

При T = const

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}RT} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}\frac{p}{\rho}}. \quad (2.78)$$

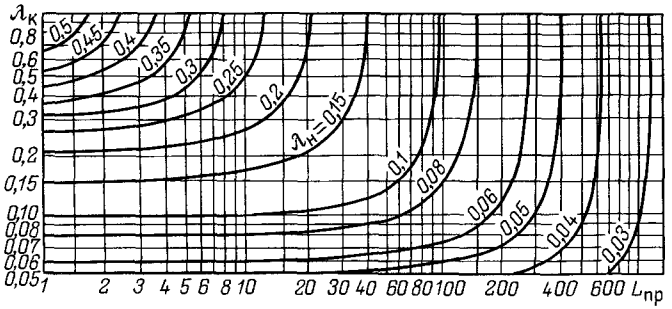


Рис. 2.4. Зависимость между скоростными коэффициентами в начальном и конечном сечениях трубопровода $\lambda_н$ и $\lambda_к$ и приведенной длиной $L_{пр}$

Скоростной коэффициент на выходе из трубопровода $\lambda_к$ определяют по графику на рис. 2.4 в зависимости от $\lambda_н$ и $L_{пр}$.

Скорость движения газа в конце трубопровода:

$$w_к = \lambda_к a_{кр}, \quad (2.79)$$

давление:

$$p_к = GzRT/(w_к F), \quad (2.80)$$

а потери давления в трубопроводе $\Delta p = p_н - p_к$.

Если давление в конце трубопровода известно, определяют скоростной коэффициент на выходе из трубопровода $\lambda_к$ по уравнениям (2.78) и (2.80). Скоростной коэффициент в начальном сечении находят по графику на рис. 2.4 в зависимости от $\lambda_к$ и $L_{пр}$, а скорость и давление – по уравнениям (2.76) и (2.77).

Приведенный коэффициент гидравлического сопротивления трубопровода:

$$\zeta_{пр} = \lambda L/D + \sum_i \zeta_i, \quad (2.81)$$

где $\Sigma\zeta_i$ – сумма коэффициентов местных гидравлических сопротивлений.

Такое суммирование справедливо только при размещении в трубопроводе местных гидравлических сопротивлений на расстояниях, исключающих их взаимное влияние. При расположении местных гидравлических сопротивлений на близком расстоянии друг от друга ($L < 10D$) возникает их взаимное влияние, которое в одних случаях вызывает увеличение суммарного гидравлического сопротивления, а в других – его уменьшение [52]. Для ряда местных гидравлических сопротивлений (плавные повороты, диффузоры и т. п.) гидравлические потери с учетом их взаимного влияния можно определить методами теории пограничного слоя или решением уравнения движения Навье–Стокса. Взаимное влияние местных гидравлических сопротивлений, характеризующихся существенным вихреобразованием (диафрагмы, решетки, уступы и т. п.), рассчитать указанными методами невозможно. Коэффициент взаимного влияния двух местных гидравлических сопротивлений [52]:

$$f = \zeta - (\zeta_1 + \zeta_2 + \lambda L/D), \quad (2.82)$$

где ζ_1, ζ_2 и ζ – соответственно индивидуальные и суммарный коэффициенты местного гидравлического сопротивления; L – расстояние между местными сопротивлениями.

Для двух последовательно установленных диафрагм с учетом фактических размеров расширяющихся струй

при $m_c \geq m_2$

$$f = -\left(\frac{1}{m_c^*} - 1\right)^2 + \left[\sqrt{\zeta_2} - \frac{0{,}707}{m_2}\sqrt{1-m_2} - \sqrt{1-\frac{m_2}{m_2^*}}\right]^2 - \zeta_2; \quad (2.83)$$

при $m_c < m_2$

$$f = \frac{1}{2}\left[\left(1+\sqrt{\zeta_1} - \frac{1}{m_2}\right)^2 - \left(\frac{1}{m_c} - \frac{1}{m_2}\right)^2 + \left(\frac{1}{m_c} - 1\right)^2\right] - \zeta_2, \quad (2.84)$$

где m_c – относительная площадь поперечного сечения струи после первого местного сопротивления на расстоянии расположения второго местного сопротивления; m_2 – относительная площадь проходного сечения второго местного сопротивления; $m_2 = F_2/F$; m_c^* – фактическая относительная площадь поперечного сечения струи (недорасширенной или перерасширенной) перед вторым местным сопротивлением.

Параметры, характеризующие расширение струи, определяют из соотношений:

$$1/m_c = 1 + \zeta_1^{0,5} \exp(-c\zeta_1^{-0,1} L/D);\ c = 1{,}02; \qquad (2.85)$$

$$m_c + m_c^* = 10(m_c^* - m_2)(1 - m_2).$$

Для местных гидравлических сопротивлений диафрагма – решетка, уступ – решетка

$$f = -(1/m_c^* - 1)^2 + (1/m_c^*)^2[(1/m_2 - m_c^*)^2 - (1/m_2 - 1)^2 + \zeta_2] - \zeta_2, \qquad (2.86)$$

причем $m_c^* - m_c = 10\, m_c^* m_2 (1 - m_c^*)(1 - m_2)$.

Постоянная c в уравнении (2.85) для несимметричных струй (гидравлических сопротивлений уступ – решетка) равна 0,65.

Погрешность расчетной модели по уравнениям (2.83)–(2.85) составляет 5,2%; по (2.86)–6,7%. Зависимость отношения $\bar{f} = \zeta/(\zeta_1 + \zeta_2)$ от расстояния между двумя последовательно расположенными диафрагмами приведена на рис. 2.5. Отсутствие взаимного влияния местных гидравлических сопротивлений наблюдается практически при $L/D \geqslant 4 \div 7$ и объясняется выравниванием на этом расстоянии скорости потока за первым по его направлению местным гидравлическим сопротивлением.

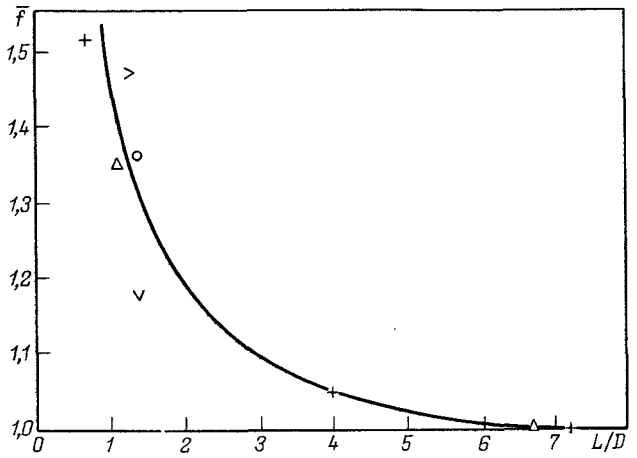


Рис. 2.5. Зависимость отношения $\bar{f}$ для двух последовательно расположенных диафрагм в трубе диаметром 32 мм от расстояния между ними. Диаметры отверстий в диафрагмах: + 20,8 и 22,6; ○ 24,8 и 24,85; Δ 19,1 и 20,2; ∨ 19,1 и 24,85; > 24,8 и 20,2 мм

Для последовательно установленной полностью открытой арматуры (вентилей, кранов, клапанов) суммарный коэффициент гидравлического сопротивления при Re > 500 [7]

$$\zeta = (\zeta_1 + \zeta_2)(2 - \beta)/2, \qquad (2.87)$$

где ζ_1, ζ_2 – индивидуальные коэффициенты местных гидравлических сопротивлений в области квадратичного режима течения; $\beta = f(L/D)$.

Для прямоточной арматуры

$$\beta = 0{,}8 - 0{,}0267\, L/D - 0{,}222 \cdot 10^{-3} (L/D)^2.$$

Согласно (2.87), при $\zeta_1 = \zeta_2$ и $L/D = 0 \div 40$

$$\zeta = (1{,}2 \div 1{,}5)\zeta_1.$$

Для непрямоточной арматуры (угловой и т. д.) $\zeta = (1{,}85 \div 1{,}9)\zeta_1$, т. е. взаимное их влияние незначительно и им можно пренебречь.

2.1.5. Гидравлический расчет разветвленных трубопроводов

Для разветвленных трубопроводов решают две задачи:

по известным расходам продукта в ветвях определяют давления в точках потребления;

по заданным давлениям в точках потребления рассчитывают расходы продукта по всем ветвям трубопроводной системы.

Обе задачи решают на основе системы уравнений:

материального баланса:

$$Q = \sum_{j=1}^{n} Q_j = 0,$$

где $\sum_{j=1}^{n} Q_j$ – полный вектор расходов во всех узлах;

потерь давления в ветвях:

$$p_{ji} + \Delta p_{ji} = p_{уз_j},$$

где p_{ji} – давление в начальном сечении трубопровода j-го узла i-й ветви; Δp_{ji} – гидравлическое сопротивление j-й ветви j-го узла; $p_{уз_j}$ – давление в j-м узле.

Для гидравлического расчета разветвленных трубопроводов произвольной структуры с большим числом источников и потребителей во ВНИПИнефти разработана программа BPGRRTM [49, 53].

Исходные данные для расчета: давление в источниках и точках потребления продукта (при определении расходов) или давление в источниках и расходы по ветвям (при определении давления в точках потребления), температура продукта, состав газа или плотность и вязкость жидкости;

диаметры и длины труб, перечень местных сопротивлений, места их расположения и геометрические размеры, шероховатость стенки труб.

Таблица 2.8. Результаты гидравлического расчета разветвленного трубопровода по программе BPGRRTM (см. рис. 2.6)

Номер ветви	Расход, кг/ч	Длина ветви, м	Условный диаметр, мм	Плотность продукта, кг/м³
1	2112000	11,8	800	960
2	1267200	15,0	800	960
3	844800	6,0	800	960
7	844800	6,0	700	960
8	1267200	20,0	700	960
9	844800	20,0	800	960
12	1689600	10,0	700	960
33	201600	5,5	200	960
34	403200	10,0	500	960
35	1862400	53,5	500	960
36	249600	52,1	300	960

Результаты расчета: расходы по ветвям или давление в точках потребления, параметры потока в указанных точках трубопровода.

При определении давлений по заданным расходам в ветвях принимают, что расчетные давления на концах ветвей в точке их объединения отличаются не более чем на 0,5%. В противном случае расходы в этих ветвях перераспределяются, а в суммарной (объединяющей) ветви и последующих – остаются без изменения. Если одна или обе из ветвей начинаются не от источника расхода, то пропорционально изменяют

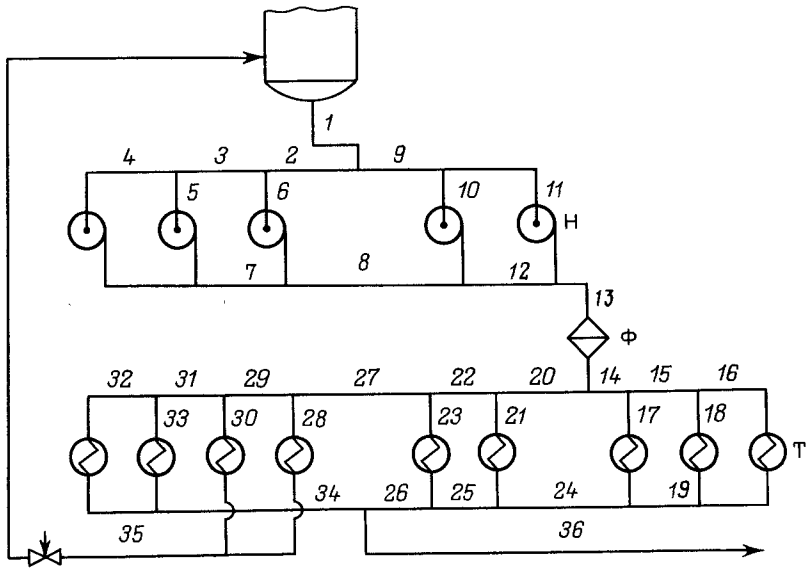


Рис. 2.6. Схема разветвленного трубопровода:
Н - насос; Ф – фильтр; Т - теплообменник

Потери давления, МПа			Давление, МПа	
на трение	на местные сопротивления	на подъем	начальное	конечное
0,00021	0,00088	−0,0048	0,1700	0,1737
0,00010	0,00088	0,0	0,1737	0,1727
0,00002	0,00004	0,0	0,1727	0,1727
0,00004	0,00010	0,0	0,8525	0,8523
0,00026	0,00031	0,0	0,8527	0,8522
0,00007	0,00079	0,0	0,1737	0,1729
0,00022	0,00049	0,0	0,8528	0,8521
0,00118	0,05217	0,0	0,6524	0,5991
0,00008	0,00009	0,0	0,5993	0,5991
0,00743	0,03087	0,0624	0,5910	0,4903
0,00222	0,08125	0,0624	0,6006	0,4547

расходы и в предыдущих ветвях. Получив давления в точках потребления, делают вывод о работоспособности выбранной схемы и в случае необходимости изменяют диаметры некоторых ветвей.

При определении расходов по заданным давлениям гидравлический расчет проводят сначала для ориентировочных значений расходов в ветвях, подходящих к потребителям, по которым определяют расходы во всех остальных ветвях. Расчетные давления в точках потребления сравнивают с заданными. Если расхождение больше допустимого, расходы корректируют и расчет повторяют.

Схема разветвленного трубопровода, состоящего из 36 ветвей, представлена на рис. 2.6. Каждая из ветвей на схеме изображена упрощенно. Результаты гидравлического расчета приведены в табл. 2.8.

Для гидравлического расчета разветвленных газопроводных систем программы разработаны институтами «Гипротюменнефтегаз» и СЭИ [3].

Во ВНИПИнефти создан программный комплекс ГИДРОСИСТЕМА для выполнения на ПЭВМ гидравлических расчетов как неразветвленных, так и разветвленных ТТС, включая выбор диаметров труб.

2.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКОВ

Расчет и выбор конструктивных и технологических параметров трубопроводных систем, транспортирующих двухфазные газожидкостные потоки, является более сложным, чем для однофазных потоков [54, 55].

Ниже даны рекомендации по расчету однокомпонентных парожидкостных потоков, в которых паровая и жидкая фазы представляют собой различные по агрегатному состоянию фазы одного вещества; двухкомпонентных потоков, в которых газовая и жидкая фазы представляют собой различные вещества; многокомпонентных потоков, содержащих среды обоих типов.

2.2.1. Режимы течения газожидкостных сред в трубопроводах

Режимы течения двухфазных газожидкостных потоков по характеру распределения жидкости и газа по сечению трубопровода схематично показаны на рис. 2.7, а также приведены ниже:

Расслоенный	Раздельное течение жидкости и газа при неполном смачивании поверхности трубы каждой из фаз и плоской поверхности раздела фаз
Расслоенный волновой	То же, при наличии волн на поверхности раздела фаз
Расслоенный волновой с перемычками	При достижении гребнями волн полного заполнения сечения трубы
Снарядный	При попеременном следовании жидкости и газа отдельными порциями
Пузырьковый	Течение жидкости с пузырьками газа или пара
Эмульсионный	Течение в виде эмульсии или пены
Кольцевой	Течение жидкости в виде пленки по стенкам трубы и газа в ядре потока
Дисперсно-кольцевой	Течение жидкости в виде капель в ядре потока и пленки по стенкам трубы

Расслоенные режимы течения характерны для горизонтальных и наклонных нисходящих трубопроводов, остальные можно наблюдать как в горизонтально, так и в вертикально расположенных трубопроводах.

Режим течения в значительной степени зависит от условий ввода фаз, местных гидравлических сопротивлений, теплообмена и других факторов. Поэтому в трубопроводах большой протяженности или сложной геометрии режим течения определяют по участкам.

Горизонтальный участок. Для горизонтальных адиабатных потоков [56] режимы их течения определяют по диаграмме Бейкера (рис. 2.8,*а*) в зависимости от значений $G_г/(FA)$ и $ABG_ж/G_г$,

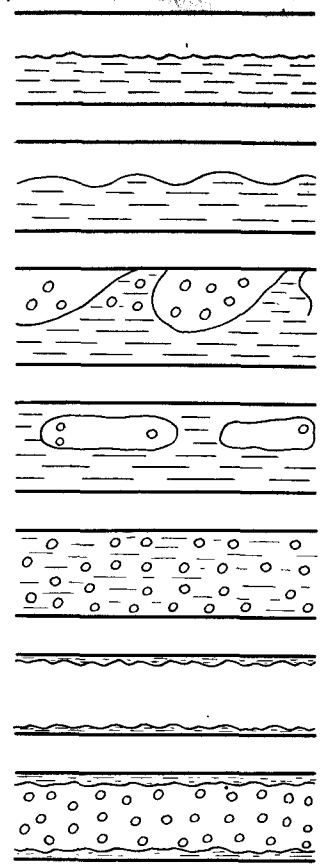
где $A = [(\rho_г/1{,}21)(\rho_ж/10^3)]^{1/2}$; $B = (73/\sigma)(\mu_ж/\rho_ж^2)^{1/3}$.

Коэффициенты A и B – безразмерные, нормализованы по физическим свойствам водовоздушного потока при нормальных условиях. По сравнению с разработанными за последнее время диаграммами Тейтеля–Даклера; Мандхэйна–Грегори, Азиза и других [55]–[58], диаграмму Бейкера применяют наиболее часто. Она составлена по опытным данным в трубах диаметром 25 ÷ 100 мм, проверена для потоков газ–масло в трубах диаметром 100 ÷ 260 мм.

В последние годы подтверждена возможность использования диаграммы для различных сред в диапазоне $\mu_ж = (0{,}3 \div 150)\,10^{-3}$ Па·с; $\rho_ж = (1 \div 1{,}42)\,10^3$ кг/м^3; $\sigma = 0{,}01 \div 0{,}07$ Н/м [59].

Режим течения потока в трубе заданного диаметра находят по значениям ординаты и абсциссы $G_г/(FA)$ и $ABG_ж/G_г$ (см. рис. 2.8,*а*). Если диаметр неизвестен, рассчитывают $ABG_ж/G_г$, выбирают желаемый режим течения потока и по ординате определяют $G_г/(FA)$ и диаметр трубы.

Рис. 2.7. Режимы течения двухфазных газожидкостных потоков:
1 – расслоенный; *2* – расслоенный волновой; *3* – расслоенный волновой с перемычками; *4* – снарядный (пробковый); *5* – пузырьковый; эмульсионный; *6* – кольцевой; *7* – дисперсно-кольцевой



Поскольку один режим переходит в другой постепенно, границы между ними условные. Обычно в напорных трубопроводах не применяют расслоенные режимы, характеризующиеся неполным заполнением трубопровода жидкостью, и снарядный режим, отличающийся неравномерным массовым расходом, вызывающим вибрацию трубопровода. Расслоенные режимы наиболее часто наблюдаются в трубопроводах водоснабжения и канализации; для определения в них потерь давления составлены таблицы (например, разработанные ВЦ АН СССР).

Наряду с диаграммой Бейкера используют диаграмму Мандхэйна (рис. 2.8,*б*) и другие в координатах приведенных скоростей движения фаз:

$$w_ж = G_ж/(\rho_ж F);\ w_г = G_г/(\rho_г F).$$

Диаграмма составлена для водовоздушного потока. Для других сред границы режимов определяют с учетом поправочного множителя φ, устанавливаемого в зависимости от физических свойств фаз [57]:

$$\varphi = f(a, b),$$

где $a = (\rho_г/1{,}23)^{1/3}\,(\rho_ж/10^3)^{1/4}\,(0{,}073/\sigma)^{1/4}\,(\mu_г \cdot 10^6/1{,}8)^{1/5}$;
$b = (\rho_ж/10^3)^{1/4} \times (0{,}073/\sigma)^{1/4}\,(\mu_ж \cdot 10^3/1{,}17)^{1/5}$.

Значения φ даны на рис. 2.8,*б*.

Возможность использования диаграммы Мандхэйна подтверждена экспериментально в трубах диаметром 13 ÷ 165 мм при течении маловязких жидкостей [60]:

$$\mu_ж = (0{,}03 \div 9)\,10^{-3}\ \text{Па·с},\ \rho_ж = 700 \div 1000\ \text{кг/м}^3,$$
$$\rho_г = 0{,}8 \div 50\ \text{кг/м}^3,\ \sigma = 0{,}024 \div 0{,}1\ \text{Н/м},$$

а также неньютоновских жидкостей [61].

Необходимо отметить, что указанная диаграмма не устанавливает различие между кольцевым и дисперсно-кольцевым режимами.

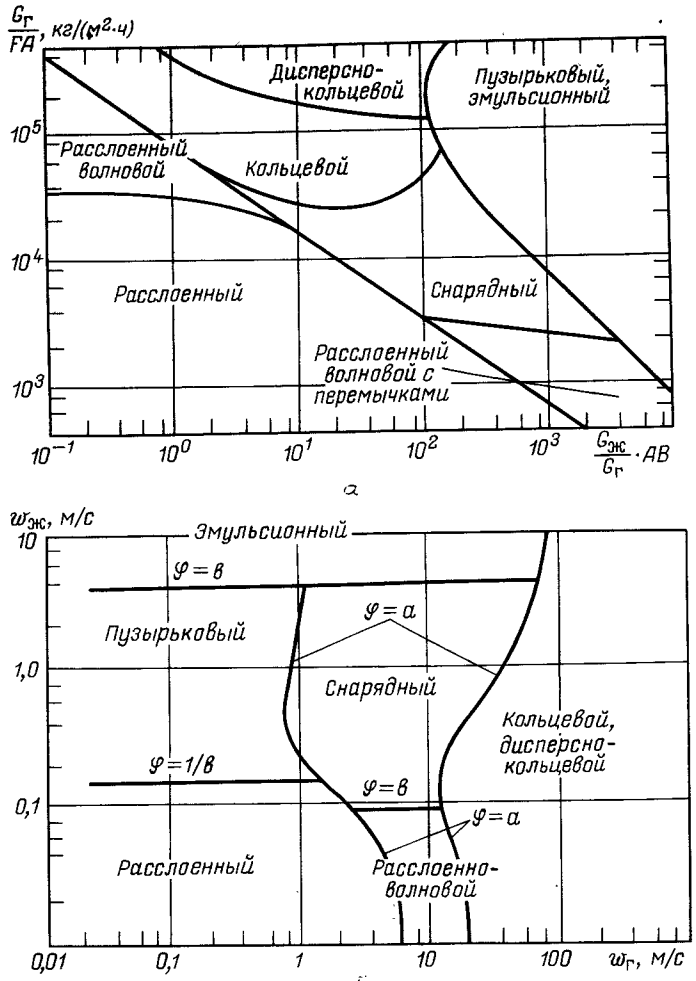


Рис. 2.8. Диаграммы для определения режимов течения установившегося двухфазного адиабатного потока в горизонтальных трубах:

а – Бейкера; *б* – Мандхэйна

Вертикальный участок. Течение двухфазного потока на вертикальных участках имеет некоторые особенности, связанные с направлением движения фаз. Возможны восходящий или нисходящий поток, однонаправленное или противоположное движение (газ – вверх, жидкость – вниз). Для вертикальных восходящих адиабатных потоков границы режимов течения можно определить по различным диаграммам, например по диаграмме Хьютта–Робертса [57], устанавливающей зависимость между $\rho_г w_г^2$ и $\rho_ж w_ж^2$ применительно к пароводяным потокам, в том числе и в области высоких давлений.

Для пароводяных потоков предложена диаграмма в координатах критериев Кутателадзе Ku и модифицированного критерия Фруда Fr [54]:

$$\mathrm{Ku} = \frac{\sqrt{\rho_г w_г^2}}{\sqrt[4]{g\sigma(\rho_ж - \rho_г)}};\quad \mathrm{Fr} = \sqrt{\frac{\rho_ж w_ж^2}{gD(\rho_ж - \rho_г)}}\cdot\frac{1}{UP}, \tag{2.88}$$

где $U = 0{,}707$ при $\mathrm{Re}_ж = 4G_ж/(\pi D\mu_ж) \geqslant 10$, $U = 0{,}18\,\mathrm{Re}_ж^{1/2}$ при $\mathrm{Re}_ж < 10$; $P = (1 - R^2)R^{1/2}$; $R = 0{,}61 + 0{,}39\cdot 1{,}084^{(4-\mathrm{We})}$; $\mathrm{We} = gD^2(\rho_ж - \rho_г)/\sigma$ – число Вебера. Если $\mathrm{We} > 40$, то $P = 0{,}84$, поэтому при $\mathrm{Re}_ж > 10$ и $\mathrm{We} > 40$ $UP = 0{,}345$.

Как и при горизонтальном течении, вязкостью газовой фазы пренебрегают.

Диаграмма для определения режимов течения адиабатного двухфазного потока в вертикальных трубах приведена на рис. 2.9. Пределы изменения определяющих критериев: $\mathrm{Ku} = 0{,}01 \div 100$, $\mathrm{Fr} = 10^{-5} \div 10$ при $m = G/F \leqslant 500$ кг/(м$^2\cdot$с) и $D = 50 \div 300$ мм, $G = G_г + G_ж$.

Необходимо отметить, что в восходящем потоке отсутствуют расслоенный и кольцевой режимы. Это связано с тем, что трение при воздействии газа на поверхность жидкости в расслоенном и кольцевом режимах недостаточно для обеспечения восходящего потока жидкости, вследствие чего фазы движутся в противоположных направлениях: газ – вверх, жидкость – вниз. Поэтому для обеспечения прохождения жидкой фазы в случаях, когда на предыдущем участке имеет место

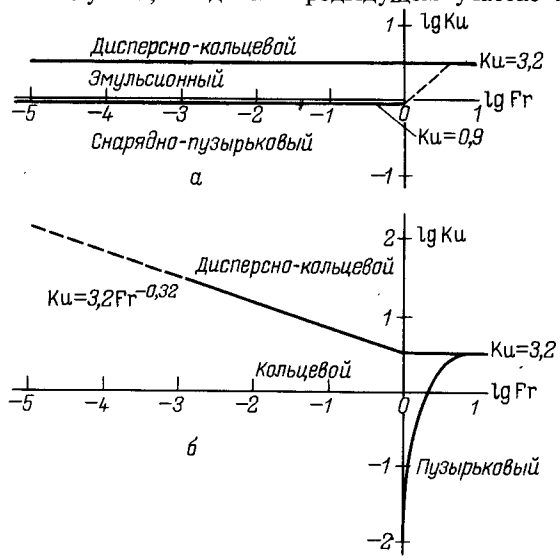


Рис. 2.9. Диаграмма для определения режимов течения адиабатного двухфазного потока в вертикальных трубах:

а – восходящий поток; *б* – нисходящий поток

расслоенный или кольцевой режим течения, диаметр на восходящем участке уменьшают так, чтобы Ku > 3,2.

Нижняя граница восходящего пароводяного дисперсно-кольцевого потока при Fr > 10 соответствует массовому расходному паросодержанию:

$$x = \frac{G_г}{G} = 2{,}7\sqrt[4]{\frac{\rho_ж \sigma}{m^2 D}} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_г}{\rho_ж}}. \qquad (2.89)$$

Нижняя граница дисперсно-кольцевого режима (Ku = 3,2) подтверждена для различных жидкостей при диаметрах трубопровода до 300 мм [60].

Трубопроводы с наклоном до ± 10% рассматривают [54, 63] как горизонтальные. Ввиду отсутствия подробных данных о режимах течения двухфазных сред в случае большего наклона расчетный участок заменяют на два: горизонтальный и вертикальный (восходящий или нисходящий), режим течения и потери давления определяют для каждого из них в отдельности.

Режим течения в местном гидравлическом сопротивлении существенно зависит от характера и степени изменения площади сечения и параметров потока, в том числе и режима течения перед местным сопротивлением. При резком изменении параметров потока (внезапном сужении в диафрагме или вентиле, изменении направления течения в тройнике) принимают гомогенную (равномерно перемешанную) структуру потока. В местных сопротивлениях, характеризующихся определенной линейной протяженностью (в отводах, коленах) режим течения изменяется более плавно, сохраняя характеристики потока в прямых трубах [62].

Влияние фазового перехода. В ряде случаев течение двухфазной среды сопровождается изменением фазового состава вследствие конденсации или испарения при изменении температуры и давления по длине трубопровода: в результате этого при постоянном массовом расходе смеси распределение фаз в потоке меняется по длине.

В равновесном процессе (переохлаждение или перегрев отсутствуют) массовое паросодержание определяют через энтальпии фаз на линии насыщения:

$$x = (i - i_ж)/(i_г - i_ж), \qquad (2.90)$$

где i – энтальпия двухфазной однокомпонентной смеси, $i_г$, $i_ж$ – энтальпии газовой и жидкой фаз на линии насыщения.

Паросодержание рассчитывают по средним давлению и температуре на участке.

При равновесном расширении (т. е. медленном изменении давления) x можно определять также по уравнению:

$$x = (1 - \rho/\rho_ж)/(\rho_ж/\rho_г - 1), \qquad (2.90а)$$

где $\rho_ж$ и $\rho_г$ – плотности жидкости и сухого насыщенного пара на линии насыщения.

В опытах установлено существенное влияние на режим течения интенсивности теплообмена [55]. Для теплоизолированных трубопроводов режим течения определяют по диаграмме для адиабатного потока, учитывая изменение паросодержания по длине трубопровода вследствие потерь давления.

2.2.2. Расчет гидравлического сопротивления труб

Течение двухфазных сред отличается от однофазных межфазным трением в потоке, обусловленным скольжением фаз, деформацией поверхности раздела, колебательным (пульсирующим) движением и т. п.

В общем случае потери давления при движении газожидкостной среды в трубопроводе

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_м \pm \Delta p_н \pm \Delta p_к, \qquad (2.91)$$

где $\Delta p_{тр}$ – потери давления на трение; $\Delta p_м$ – потери давления в местных гидравлических сопротивлениях; $\Delta p_н$ – изменение гидростатического давления; $\Delta p_к$ – изменение давления, обусловленное изменением количества движения потока, включая фазовые переходы.

Трубопровод рассчитывают по участкам. Каждый участок должен быть одного диаметра, иметь одинаковую шероховатость стенок труб, одни и те же условия теплообмена с окружающей средой. Если перепад давления на каком-то из участков превышает 5% от начального давления на участке, то его делят пополам. Местные гидравлические сопротивления считают отдельным участком.

Горизонтальный участок. Методики расчета потерь давления на трение в зависимости от массовой скорости двухфазного потока и отношения коэффициентов динамической вязкости фаз приведены в табл. 2.9 [55]. Указанные методики применяют независимо от режима течения двухфазного потока. Этим исключается необходимость в определении границ режимов течения и частично компенсируется их более высокая погрешность по сравнению с погрешностью методик для каждого конкретного отдельно взятого режима течения, имеющих в среднем погрешность ± 20% [64–66].

Таблица 2.9. Методики расчета потерь давления на трение

Массовая скорость двухфазного потока m, кг/(м²·с)	Отношение коэффициентов динамической вязкости фаз $\mu_ж/\mu_г$	Методика расчета
До 10^2	Свыше 10^3	Локкарта–Мартинелли
Свыше 10^2	То же	Чисхолма
Независимо	До 10^3	Фриделя

Таблица 2.10. Параметр двухфазности C

Число Рейнольдса Re		Параметр C
жидкая фаза	газовая фаза	
Свыше $2 \cdot 10^3$ (турбулентный режим)	Свыше $2 \cdot 10^3$ (турбулентный режим)	20
До $2 \cdot 10^3$ (ламинарный режим)	То же	12
Свыше $2 \cdot 10^3$	До $2 \cdot 10^3$	10
До $2 \cdot 10^3$	То же	5

Методика Локкарта–Мартинелли. Потери давления рассчитывают

на базе соотношений для однофазных потоков:

$$\Delta p_{тр} = \Phi_ж^2 \Delta p_{тр ж} = \Phi_г^2 \Delta p_{тр г}, \qquad (2.92)$$

где $\Phi_{ж,г}$ – эмпирически определяемый поправочный коэффициент (параметр Локкарта–Мартинелли); $\Delta p_{тр ж,г}$ – потери давления на трение при движении в трубопроводе только жидкости или газа с расходом, равным расходу этой фазы в двухфазном потоке.

При $L/D = 1$

$$\Delta p_{тр ж} = \lambda_ж m_ж^2/(2\rho_ж);$$
$$\Delta p_{тр г} = \lambda_г m_г^2/(2\rho_г), \qquad (2.93)$$
$$\lambda_ж = f(\mathrm{Re}_ж);\ \lambda_г = f(\mathrm{Re}_г) –$$

коэффициенты гидравлического сопротивления трения;

$$\mathrm{Re}_ж = m_ж D/\mu_ж;\ \mathrm{Re}_г = m_г D/\mu_г;$$
$$m_ж = \rho_ж w_ж = (1-x)m;\ m_г = \rho_г w_г = xm.$$

$\Phi_ж$ и $\Phi_г$ связаны между собой параметром X:

$$X^2 = \Delta p_ж/\Delta p_г = (\lambda_ж/\lambda_г)(\rho_г/\rho_ж);$$
$$\Phi_ж^2 = 1 + C/X + 1/X^2, \qquad (2.94)$$

или

$$\Phi_г^2 = 1 + CX + X^2. \qquad (2.95)$$

Параметр двухфазности C для различных гидродинамических режимов течения фаз приведен в табл. 2.10.

В области $X^2 \leqslant 0{,}01$ для турбулентно-турбулентного течения фаз в [58] рекомендуется соотношение:

$$\Phi_ж^2 = 1 + 18{,}9/X + 1{,}4485/X^2,$$

имеющее более высокую точность: 4% вместо 14% по уравнению (2.95).

Для ламинарного режима течения жидкости и турбулентного режима течения газа

$$\Phi_ж^2 \simeq 1 + 7{,}363/X + 1{,}615/X^2 - 2{,}489 \cdot 10^{-3}/X^3.$$

При $X^2 \gg 1$ двухфазный поток по характеристикам ближе к однофазному потоку жидкости.

Если $\lambda = a\mathrm{Re}^{-n}$, где a – константа,
тогда

$$X^2 = (1/x - 1)^{2-n}(\rho_г/\rho_ж)(\mu_ж/\mu_г)^n. \qquad (2.96)$$

Значения показателя n для различных областей по Re приведены в табл. 2.11.

Таблица 2.11. Показатель n

Число $\mathrm{Re}_{ж,г}$	Показатель n	Формула расчета коэффициента гидравлического сопротивления трения
До $2{,}4 \cdot 10^3$	1,0	$\lambda = 64/\mathrm{Re}$
Свыше $2{,}4 \cdot 10^3$ до 10^5	0,25	$\lambda = 0{,}3164\mathrm{Re}^{-0{,}25}$
Свыше 10^5 до $3 \cdot 10^6$	0,2	$\lambda = 0{,}184\mathrm{Re}^{-0{,}2}$
Свыше $3 \cdot 10^6$	0	$1/\sqrt{\lambda} = 1{,}14 - 2\lg(k/D)$

Для расчета X во всем диапазоне чисел Re за рубежом используют универсальные уравнения Верма (2.66) или Черчилла [67]:

$$\lambda = 8[(8/\mathrm{Re})^{12} + (A_1 + A_2)^{-3/2}]^{1/12}, \qquad (2.97)$$

где $A_1 = \left[2{,}457\ln\dfrac{1}{(7/\mathrm{Re})^{0{,}9} + 0{,}27(k/D)}\right]^{16}$,

$$A_2 = (37530/\mathrm{Re})^{16};$$

k/D – относительная шероховатость внутренней стенки трубы.

В этом случае n в уравнении (2.96)

$$n = \lg(\lambda_{ж_0}/\lambda_{г_0})/\lg(\mathrm{Re}_{г_0}/\mathrm{Re}_{ж_0}). \qquad (2.98)$$

Индекс «0» означает, что параметры определяют по массовой скорости потока m:

$$\mathrm{Re}_{ж_0} = mD/\mu_ж;\ \mathrm{Re}_{г_0} = mD/\mu_г. \qquad (2.99)$$

Для методики Локкарта–Мартинелли в качестве базисных использованы опытные данные в диапазоне параметров [67]: $D = 2 \div 25$ мм, $\rho_ж/\rho_г = 210 \div 700$; $\mu_ж/\mu_г = 44 \div 8{,}5 \cdot 10^4$; $\mathrm{Re}_ж = 1 \div 1{,}24 \cdot 10^5$; $\mathrm{Re}_г = 7 \div 8{,}3 \cdot 10^4$.

Данная методика не обеспечивает правильные результаты в области критического состояния продукта. Мартинелли и Нельсон для пароводяных потоков ввели коэффициент $\Phi_ж$, применяемый и для других жидкостей [57]:

$$\Phi_ж^2 = [1 + X^{-2/(2-n)}]^{2-n}. \qquad (2.100)$$

Методика Локкарта–Мартинелли обеспечивает наилучшую точность для режимов раздельного течения фаз: расслоенного, кольцевого, снарядного или близких к ним [30, 68, 69].

Это подтверждается и опытами на нефтепродуктах – дизельном топливе, масле и их смесях [70], причем расчетные значения оказываются равными опытным или превышающими их (т. е. в запас расчета).

Погрешность методики возрастает с увеличением диаметра трубопровода [60], причем для однокомпонентных смесей погрешность больше, чем для двухкомпонентных.

Методика Чисхолма. Потери давления рассчитывают по соотношению:

$$(\Delta p/\Delta p_{ж_0})_{тр} = 1 + (\Gamma^2 - 1)\{B[x(1-x)]^{(2-n)/2} + x^{2-n}\}, \qquad (2.101)$$

где $\Delta p_{ж_0}$ – потери давления на трение при движении в трубопроводе только жидкости с массовой скоростью двухфазного потока m;

$$\Delta p_{ж_0} = \lambda_{ж_0} m^2/(2\rho_ж), \qquad (2.102)$$

$\lambda_{ж_0}$, $\lambda_{г_0}$ находят по $\mathrm{Re}_{ж_0}$ и $\mathrm{Re}_{г_0}$ (2.99);
Γ^2 – параметр Чисхолма:

$$\Gamma^2 = \Delta p_{г_0}/\Delta p_{ж_0} = (\lambda_{г_0}/\lambda_{ж_0})(\rho_ж/\rho_г) \simeq$$
$$\simeq (\rho_ж/\rho_г)(\mu_г/\mu_ж)^n. \qquad (2.103)$$

Таблица 2.12. Параметр B

Параметр Чисхолма Γ^2	Массовая скорость двухфазного потока m, кг/(м$^2\cdot$с)	Параметр B
До 90	До 500	4,8
	От 500 до 1900	$2400/m$
	1900 и более	$55/\sqrt{m}$
Свыше 90 до 784	До 600	$520/\sqrt{\Gamma^2 m}$
	Свыше 600	$21/\Gamma$
Свыше 784	Независимо	$1{,}5\cdot 10^4/(\Gamma^2\cdot\sqrt{m})$

B определяют для гидравлически гладких труб по табл. 2.12. Для шероховатых труб $n = 0$, $\Gamma^2 = \rho_ж/\rho_г$.

Параметр B для шероховатых труб обычно незначительно отличается от приведенных значений. Для областей низкого и высокого массового газосодержания [67]:

$$B_ш = B\{0{,}5[1 + (\mu_г/\mu_ж)^2 + 10^{-600k/D}]\}^{(1-4n)}. \qquad (2.104)$$

При высоком газосодержании ($x > 0{,}9$) используют также уравнение:

$$(\Delta p/\Delta p_{г_0})_{тр} = 1/\Gamma^2 + (1 - 1/\Gamma^2)\cdot\{B[x(1-x)]^{(2-n)/2} + x^{2-n}\}, \qquad (2.101а)$$

где $\Delta p_{г_0} = \lambda_{г_0} m^2/(2\rho_г)$.

Абсолютная погрешность вычислений по методике Чисхолма составляет для однокомпонентных смесей до 6%, для двухкомпонентных – до 21% [67].

Методика Фриделя. Потери давления рассчитывают по соотношению:

$$(\Delta p/\Delta p_{ж_0})_{тр} = 1 - x^2 + x^2(\rho_ж/\rho_г)(\mu_г/\mu_ж)^n + 3{,}23\,F\,H\,\mathrm{Fr}_1^{-0{,}045}\,\mathrm{We}_1^{-0{,}035}, \qquad (2.105)$$

где $\Delta p_{ж_0}$ – см. уравнение (2.102);

$$F = x^{0{,}78}(1-x)^{0{,}224};$$

$$H = (\rho_ж/\rho_г)^{0{,}91}(\mu_г/\mu_ж)^{0{,}19}(1 - \mu_г/\mu_ж)^{0{,}7};$$

$\mathrm{Fr}_1 = m^2/(gD\rho^2)$ – число Фруда; $\mathrm{We}_1 = m^2 D/(\sigma\rho)$ – число Вебера;

$$1/\rho = x/\rho_г + (1-x)/\rho_ж. \qquad (2.106)$$

Погрешность расчета потерь давления для однокомпонентных смесей составляет $\pm$ 15%, для двухкомпонентных – $\pm$ 22% [55].

Вертикальный участок. При развитом турбулентном течении градиент давления, обусловленный трением, мало зависит от наклона трубы. Поэтому приведенные в табл. 2.9 методики используют для расчета как горизонтально, так и вертикально расположенных трубопроводов [55].

Для вертикального восходящего турбулентного потока более точным является соотношение [67], отличающееся увеличенным значением параметра двухфазности $C = 26$ (вместо $C = 20$ по табл. 2.10):

$$\Phi_ж^2 = 1 + 26/X + 1/X^2. \qquad (2.107)$$

Потери давления на трение по уравнению (2.107) в диапазоне X^2 от 0,1 до 10 на 4 ÷ 27% выше, чем в случае горизонтального течения, причем максимальное отклонение при $\chi \approx 1$.

Для вертикального потока определяют гидростатический перепад давления

$$\Delta p_н = \pm \Delta h\, g\, \rho,$$

где Δh – перепад высот на участке; ρ – плотность двухфазной смеси

$$\rho = \alpha\rho_г + (1-\alpha)\rho_ж, \qquad (2.108)$$

α – среднее объемное газосодержание на участке.

Знак «–» указывает, что поток восходящий, «+» – нисходящий.

Для пузырькового восходящего потока в вертикальных трубах [71]:

$$\frac{1}{\alpha} = 1 + ak\cdot\frac{\rho_г}{\rho_ж} + a(1-k)\cdot\frac{\rho_г}{\rho_ж}\sqrt{\left(\frac{\rho_ж}{\rho_г} + ak\right)\Big/\left(1 + ak\right)}, \qquad (2.109)$$

где $a = (1-x)/x$, $k = 0{,}4$.

Для водовоздушного потока погрешность расчета составляет $\pm$ 5%.

Для нисходящего потока [54]:

$$\beta/\alpha = 1 + 2{,}66\,D^{0{,}25}e^{\beta}(1-\beta)[\beta - 1/(1 + 0{,}382\,\mathrm{Fr}_2^{0{,}5})](1 - p/p_{кр}), \qquad (2.110)$$

где β – объемное расходное газосодержание;

$$\beta = Q_г/(Q_г + Q_ж);\ \mathrm{Fr}_2 = m^2/(gD\rho_ж^2).$$

Для снарядного режима [72]:

$$A/\alpha = 1 + 7{,}85\,\mathrm{Fr}_1^{-0{,}5}\,\mathrm{We}_2^{0{,}25}, \qquad (2.111)$$

где $A = \beta$ для восходящего потока; $A = 1 - \beta$ для нисходящего потока;

$$\mathrm{We}_2 = \sigma(\rho_ж - \rho_г)/(gD^2\rho_ж^2).$$

Для расслоенных режимов при нисходящем потоке [73]:

$$\alpha = 1 - 2{,}63\beta\sqrt{\frac{\mathrm{Fr}_1\rho_г/(\rho_ж - \rho_г)}{0{,}02 + \sqrt{\sin\gamma}}}, \qquad (2.112)$$

где γ – угол наклона трубопровода.

В восходящем кольцевом [56] и дисперсно-кольцевом потоках при незначительном уносе капель с поверхности пленки (менее 20%):

$$j_г/(1-b) - j_ж/b = 1, \qquad (2.113)$$

где $j_г = m_г^2/[gD\rho_г(\rho_ж - \rho_г)]$; $j_ж = m_ж^2/[gD\rho_ж(\rho_ж - \rho_г)]$.

Здесь $b = 3{,}1(1-\alpha)$.

Во всем диапазоне режимов течения турбулентного двухфазного потока α можно определить по уравнению Локкарта–Мартинелли [60]

$$\alpha = 1 - X/\sqrt{X^2 + 20X + 1}. \qquad (2.114)$$

2.2.3. Расчет местных гидравлических сопротивлений

Потери давления в элементах трубопроводной системы технологической установки приведены ниже [74]:

Элементы трубопроводной системы	Потери давления от общих потерь, %
Прямые участки трубопроводов	13
Отводы	23
Тройники, ответвления	15
Трубопроводная арматура (вентили)	49

На долю местных гидравлических сопротивлений приходится значительная часть общих потерь давления в ТТС, поэтому необходим их точный расчет.

Соотношения для расчета потерь давления в местных гидравлических сопротивлениях, имеющие достаточную достоверность и не требующие использования трудно определяемых параметров, приведены ниже.

Поскольку продолжительность пребывания продукта в местном гидравлическом сопротивлении, как правило, мала, считают, что она недостаточна для достижения равновесных условий, т. е. физические свойства продукта постоянны и фазовые переходы отсутствуют. Большинство соотношений проверены только для пароводяных и водовоздушных потоков.

Отвод крутоизогнутый. Потери давления в отводе рассчитывают по формуле Чисхолма [55] с учетом поправки [67]:

$$(\Delta p/\Delta p_{ж_0})_м = 1 + (\Gamma_м^2 - 1)[B_м x(1-x) + x^2], \qquad (2.115)$$

где $\Delta p_{ж_0} = \zeta_{ж_0} m^2/(2\rho_ж)$ – потери давления при однофазном потоке жидкости с массовой скоростью m; ζ_0 – коэффициент местного гидравлического сопротивления при течении однофазного потока жидкости ($\zeta_{ж_0}$) или газа ($\zeta_{г_0}$) с массовой скоростью m;

$$\Gamma_м^2 = (\zeta_{г_0}/\zeta_{ж_0})\,\rho_ж/\rho_г;$$

$$B_м = 1 + 2{,}2/[\zeta_{ж_0}(2 + R/D)]; \qquad (2.116)$$

R – радиус отвода по осевой линии.

По уравнению (2.116) можно рассчитать $B_м$ с погрешностью $\pm$ 6%, включая случаи нарушения структуры потока перед отводом, например, при наличии перехода [67].

При угле поворота $\alpha < 90°$ принимают $\alpha = 90°$. Влияние плоскости поворота потока в отводе не учитывают из-за противоречивости имеющихся опытных данных.

Тройник. Потери давления в тройнике при прямом проходе потока рассчитывают при $(\Delta p/\Delta p_0)_{тр} > 2$:

$$\lg(\Delta p/\Delta p_0)_м \simeq 1{,}32\lg(\Delta p/\Delta p_0)_{тр} - 0{,}1, \qquad (2.117)$$

при $1 \leqslant (\Delta p/\Delta p_0)_{тр} \leqslant 2$

$$\lg(\Delta p/\Delta p_0)_м \simeq 3{,}33\lg^2(\Delta p/\Delta p_0)_{тр} \qquad (2.117а)$$

где $\Delta p_0 = \Delta p_{ж_0}$ при $X^2 = \Delta p_ж/\Delta p_г \gg 1$; $\Delta p_0 = \Delta p_{г_0}$ при $X^2 \ll 1$; $(\Delta p/\Delta p_0)_{м,тр}$ – отношение потерь давления при течении двухфазного и однофазного потока при одинаковых режимных параметрах (m, L/D).

Формулы получены по данным [67, 75].

Потери давления в боковом ответвлении определяют по уравнению (2.115). При этом необходимо учесть, что при повороте потока изменяется газосодержание в боковом ответвлении по сравнению с основным трубопроводом.

Внезапное расширение. Потери давления рассчитывают по уравнению [55, 60]:

$$\Delta p_м = (1-x)^2(1 + C_м/X_м + 1/X_м^2)\,s(1-s)\,m_ж^2/(2\rho_ж), \qquad (2.118)$$

где $C_м = [1 - (1 - \rho_г/\rho_ж)^{1/2}/2][(\rho_ж/\rho_г)^{1/2} - (\rho_г/\rho_ж)^{1/2}]$; $X_м^2 = (\Delta p_ж/\Delta p_г)_м = (1/x - 1)^2\,\rho_г/\rho_ж$; $s = D_1^2/D_2^2$ – отношение площадей сечения до и после местного гидравлического сопротивления, $s \leqslant 1$.

Уравнения (2.118) получены при предположении, что давление после расширения потока не восстанавливается. Поэтому рассчитанные потери давления несколько выше, чем получаемые в опытах или по более сложным соотношениям на основе истинного объемного газосодержания.

Переходы с углом раскрытия (сужения) более 40° рассчитывают как внезапное расширение (сужение).

Выход из трубы (в емкость, коллектор). Потери давления определяют по уравнению [76]:

$$\Delta p_м = \zeta m^2[1 + x(\rho_ж/\rho_г - 1)]/(2\rho_ж), \qquad (2.119)$$

где $\zeta = 1{,}2$.

Внезапное сужение. Потери давления рассчитывают по соотношениям для гомогенного потока (скольжение фаз отсутствует, фазы равномерно распределены по сечению), которые дают удовлетворительные результаты [55, 60, 75]:

$$\Delta p_м = m^2[1 + x(\rho_ж/\rho_г - 1)]\,[(1/C_c - 1)^2 - 1/s^2 + 1]/(2\rho_ж), \qquad (2.120)$$

где $1/C_c = 1 + 0{,}639\sqrt{1 - 1/s}$ – коэффициент сжатия струи.

Вход в трубу. Из уравнения (2.120) для внезапного сужения при $1/s = 0$ и $C_c = 0{,}61$ получают формулу (2.119) с $\zeta = 1{,}4$, что в среднем соответствует рекомендациям для пароводяных потоков высокого давления [76].

Диафрагма. Потери давления в диафрагме с острой кромкой на входе рассчитывают по соотношению (2.115) [67], в котором

$$\Gamma_м^2 = \rho_ж/\rho_г; \qquad (2.121)$$

$$B_м = [C_д(\rho_ж/\rho_г)^{1/2} - 2]/(\rho_ж/\rho_г - 1). \qquad (2.122)$$

При $X_м > 1$

$$C_д = (\rho_г/\rho)^{1/2} + (\rho/\rho_г)^{1/2};$$

при $X_м \leqslant 1$

$$C_д = (\rho_ж/\rho_г)^{1/4} + (\rho_г/\rho_ж)^{1/4};$$

$X_м$ определяют по уравнению (2.118), а ρ – по (2.106).

Уравнения (2.121) и (2.122) подтверждены в диапазоне параметров: диаметр трубопровода 25–200 мм; отношение площадей сечения трубопровода и отверстия диафрагмы 1,43 ÷ 29; $\rho_ж/\rho_г = 15 \div 1200$; $X_м > 0{,}033$.

Погрешность расчета $B_м$ составляет ± 15%.

При отношении толщины диафрагмы к диаметру ее отверстия $L/D > 2$ происходит частичное восстановление давления в отверстии диафрагмы. Для таких диафрагм $B_м = 0{,}5$.

При течении сжимаемого двухфазного потока через диафрагму потери давления определяют по уравнению (2.115) при

$$\Gamma_м^2 \approx (C_ж/C_г)^2 \rho_ж/\rho_{г_2}; \qquad (2.123)$$
$$B_м \simeq 1/K,$$

где $\rho_{г_2}$ – плотность газа в сечении после диафрагмы; K – коэффициент, характеризующий скольжение фаз;

$$K = (\rho_ж/\rho)^{1/2} \text{ при } X > 1; \qquad (2.124)$$
$$K = (\rho_ж/\rho_г)^{1/4} \text{ при } X \leqslant 1;$$

ρ определяют по уравнению (2.106).

Поскольку в среднем отношение коэффициентов сжатия струй составляет $C_ж/C_г \simeq 0{,}8$, то $\Gamma_м^2 \simeq \frac{2}{3}\rho_ж/\rho_{г_2}$.

Как и для однофазного потока, при расчете потерь давления необходимо учитывать сжимаемость газа в области низких давлений.

Трубопроводная арматура. Потери давления рассчитывают по уравнению (2.115), значения параметра $B_м$ полностью открытой трубопроводной арматуры приведены в табл. 2.13 [55, 67]. Гидравлическое сопротивление коллекторов приведено в [76], дырчатых листов и решеток – в [54, 77, 78].

Таблица 2.13. Параметр $B_м$ для трубопроводной арматуры

Тип арматуры	$B_м$	Тип арматуры	$B_м$
Задвижка	1,6	Кран запорный, вентиль:	
Кран пробковый	1,5	при ζ/λ (или	
Кран шаровой	2,3	$d_{сопла}/D_у) \leqslant 0{,}5$	0,5
		при $\zeta/\lambda > 0{,}5$	1,5

Местные гидравлические сопротивления, по которым отсутствуют данные, рассчитывают по уравнению (2.119), а коэффициент ζ принимают как для однофазного потока.

2.2.4. Учет дополнительных факторов

На потери давления в той или иной степени влияют дополнительные факторы: изменение количества движения потока, сжимаемость, пульсация потока, вибрация; в изогнутых трубах (змеевиках) – центробежная сила, воздействующая на структуру потока.

Изменение количества движения потока. Изменение давления, обусловленное изменением количества движения потока вследствие фазового перехода:

$$-\Delta p_к = m^2(1/\rho_к - 1/\rho_н), \qquad (2.125)$$

где $\rho_н$, $\rho_к$ – плотности потока в начале и в конце участка трубопровода.

Знак «–» указывает, что с увеличением количества движения по направлению потока давление падает, с уменьшением – возрастает, т. е. давление восстанавливается (например, при конденсации).

Для гомогенного потока при постоянных физических свойствах фаз [76]:

$$-\Delta p_к \simeq m^2(x_к - x_н)(1/\rho_г - 1/\rho_ж), \qquad (2.126)$$

где $x_к - x_н$ – изменение массового расходного газо(паро)содержания на участке между рассматриваемыми сечениями трубопровода.

Формула (2.126) не учитывает относительную скорость движения фаз, что приводит к завышению расчетных значений $\Delta p_к$ в области низких давлений практически вдвое [79]. Для пароводяных потоков рекомендуют формулу:

$$\Delta p_к = am^2[(1/\rho_{ж_к} - 1/\rho_{ж_н} + x_к(1/\rho_г - 1/\rho_ж)_к - x_н(1/\rho_г - 1/\rho_ж)_н], \qquad (2.127)$$

где $a \simeq \begin{cases} 0{,}5 & \text{при } 0{,}1 < p \leqslant 7 \text{ МПа}, \\ 0{,}1p - 0{,}2 & \text{при } 7 < p \leqslant 12 \text{ МПа}, \\ 1{,}0 & \text{при } p > 12 \text{ МПа}. \end{cases}$

Для других сред используют уравнение (2.125) с подстановкой в него значения «эффективной» плотности [67]:

$$1/\rho_э = [x + (1 - x)/K][x/\rho_г + K(1 - x)/\rho_ж], \qquad (2.128)$$

где K определяют по (2.124).

Сжимаемость газа. Сжимаемость газа оказывает наибольшее влияние на течение при высоком объемном газосодержании в области низких давлений и скорости, приближающейся к скорости распространения звука в двухфазной среде, которую определяют по уравнению Вуда [56]:

$$1/(\rho a^2) = \alpha/(\rho_г a_г^2) + (1 - \alpha)/(\rho_ж a_ж^2),$$

ρ – см. уравнение (2.108).

В большинстве случаев $\rho_ж a_ж^2 \gg \rho_г a_г^2$; $a^2 = (\rho_г/\alpha\rho)a_г^2$, т. е. скорость звука в двухфазном потоке меньше, чем в газе. Минимальная скорость звука достигается при объемном газосодержании $\alpha = 0{,}5$:

$$a_{min} \simeq 2a_г\sqrt{\rho_г/\rho_ж}.$$

Для смеси воздуха с водой при атмосферном давлении $a_{min} \approx 21$ м/с.

Приведенные уравнения применимы для всех режимов течения газожидкостного потока при постоянном скольжении фаз.

В идеальном газе при адиабатном изменении параметров

$$a_г^2 = k_г R_г T = k_г p/\rho_г,$$

где $k_г$ – показатель изоэнтропы газа, $R_г$ – газовая постоянная.

В случае полного теплового равновесия и отсутствия скольжения фаз показатель изоэнтропы k двухкомпонентной смеси определяют по уравнению [56]:

$$k = (c_{p_г} + c_{p_ж}\gamma)/(c_{v_г} + c_{p_ж}\gamma) = \\ = [xc_{p_г} + (1-x)c_{p_ж}]/[(xc_{v_г} + (1-x)c_{p_ж})], \quad (2.129)$$

где $c_{p_г}$, $c_{v_г}$ – изобарная и изохорная теплоемкости газовой фазы; $c_{p_ж}$ – теплоемкость жидкой фазы, $\gamma = G_ж/G_г = (1-x)/x$ – отношение массовых расходов фаз.

Тогда

$$a^2 \simeq kp/(\alpha\rho).$$

С учетом газовой постоянной двухфазного потока $R = xR_г$ это уравнение имеет вид:

$$a^2 = kx\rho_г R_г T/\rho. \quad (2.130)$$

Кривая изменения скорости звука в двухфазном потоке представлена на рис. 2.10.

При течении фаз со скольжением, характеризующимся коэффициентом K (2.124), показатель изоэнтропы двухфазного потока

$$k = (c_{p_г} + c_{p_ж}K\gamma)/(c_{v_г} + c_{p_ж}K\gamma). \quad (2.131)$$

В случае мелкодисперсного распределения одной из фаз, например очень мелких капелек или пузырьков газа или пара, скорость звука зависит от их размеров и поверхностного натяжения жидкости. Предельное значение поправочного множителя в уравнении (2.130) составляет 0,82 [56].

Скорость звука в двухфазной среде зависит и от частоты колебаний, что в однофазной газовой среде наблюдается только при очень высоких частотах колебаний [80]. Однако в ТТС это не учитывают.

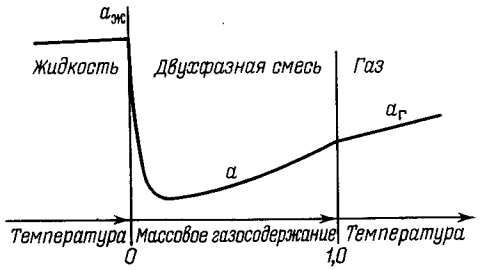


Рис. 2.10. Кривая изменения скорости звука в двухфазном потоке

Для однокомпонентной парожидкостной смеси [81] при равновесном протекании термодинамических процессов межфазного обмена

$$a^2 = [r\rho_ж/(\rho_ж/\rho_г - 1)]^2/(\rho^2 c_v T), \quad (2.132)$$

где $c_v = xc_{v_г} + (1-x)c_{v_ж}$; (2.133)

r – удельная теплота фазового превращения.

При проектировании ТТС обычно принимают ограничение по скорости $w \leqslant 0{,}5a$. В последние годы для транзитных трубопроводов тепломагистралей [82] предложена транспортировка жидкости в состоянии насыщения при критическом режиме истечения в выходном сечении, так как при $w = (0{,}5 \div 1)\,a$ потери давления в насыщенном двухфазном потоке меньше, чем в однофазном.

Пульсация потока. Для трубопроводов, транспортирующих газожидкостные потоки, характерны пульсации расхода, давления, газосодержания и других параметров вследствие структурных особенностей потока: неравномерности распределения фаз по сечению, турбулентности, отрыва течения в местных сопротивлениях и др. Особенно существенны пульсационные характеристики в высокоскоростных потоках, когда

$$w \geqslant 10\sqrt{gD}. \quad (2.134)$$

Для ряда диаметров труб минимальные скорости w приведены ниже:

D, мм	25	50	100	400	900
w, м/с	5	7	10	20	30

Для стабилизированного равновесного адиабатного потока в вертикальной трубе среднеквадратичные отклонения δ пульсационных характеристик определяют по следующим [54] формулам.

По массовому расходу:

$$\delta_G = \sqrt{\overline{(G-\bar{G})^2}} = \frac{(1-\beta)\varphi\rho_ж/\rho_г - \beta\omega}{\sqrt{2}\,[(1-\beta)\rho_ж/\rho_г + \beta]}, \quad (2.135)$$

где G, $\bar{G}$ – текущий и средний массовые расходы потока; φ, ω – относительные амплитуды гармонических колебаний по жидкой и газовой фазам.

Для пузырькового режима

$$\varphi = [\beta/(1-\beta)]\,[(1+\beta) + (2-\beta)\rho_ж/\rho_г]/[\beta + (3-\beta)\rho_ж/\rho_г];$$

$$\omega \leqslant 1.$$

Для дисперсно-кольцевого

$$\omega = [(1-\beta)/\beta]\,[(1+\beta) + (2-\beta)\rho_ж/\rho_г]/[(2+\beta) + (1-\beta)\rho_ж/\rho_г]; \quad \varphi = 1.$$

Для снарядного $\varphi = \omega = 1$.

По истинному объемному газосодержанию:

$$\delta_\alpha = \sqrt{\bar{\alpha}^2 - (\bar{\alpha})^2} = \beta \frac{\omega - b}{b} \sqrt{\frac{1-c}{c^3}}. \qquad (2.136)$$

где $b = \beta\omega - (1-\beta)\varphi$; $c = \sqrt{1-b^2}$.

По давлению:

$$\delta_p = \sqrt{\bar{p}^2 - (\bar{p})^2} = \frac{\rho_ж w \vartheta_0}{\sqrt{2}} \left\{ \left(\sqrt{2}\delta_G \frac{\vartheta_0 - w}{w} - b \right)^2 + \frac{1}{2}\delta_G^2 b^2 + \right.$$
$$\left. + \left(\frac{\lambda \vartheta_0}{4\pi D f_0} \right)^2 \left[\frac{1}{8}\delta_G^2 b^2 + (b - \sqrt{2}\delta_G)^2 \right] \right\}^{0,5}, \qquad (2.137)$$

где ϑ_0 – скорость распространения волн: $\vartheta_0 < w$; λ – коэффициент гидравлического сопротивления трения; f_0 – частота пульсаций;

$$f_0 = 0{,}14(1{,}2w + 0{,}345\sqrt{gD(\rho_ж/\rho_г - 1)}(0{,}79 - \alpha)/D; \quad \alpha = 0{,}11 \div 0{,}79.$$

ϑ_0 определяют из уравнения:

$$\lg(\vartheta_0/w) = 0{,}625 \cdot \lg\tau - 0{,}05,$$

где

$$\tau = \frac{2(1-\beta)(\rho_ж/\rho_г - 1)}{\sqrt{3(2\rho_ж/\rho_г + 1)} - 3};$$

при $\tau < 0{,}002$ $\vartheta_0 = 0{,}02w$.

Уравнения (2.135)–(2.137) предназначены главным образом для оценки пульсационных характеристик в трубопроводах энергетических паровых установок, однако при определенных условиях они могут быть использованы и в расчетах ТТС.

Вследствие пульсаций может возникнуть повышенная вибрация трубопроводов.

Вибрация труб. При вибрации трубопровода его гидравлическое сопротивление увеличивается [83, 84]. В диапазоне $5 \div 100$ Гц рост гидравлического сопротивления составляет до 100%. Однако для создания метода расчета потерь давления в двухфазном потоке при вибрации имеющихся данных недостаточно.

Для повышения гидродинамической устойчивости течения устанавливают емкости, дроссельные шайбы, изменяют диаметр трубопроводов и т. д.

Воздействие центробежной силы. Потери давления в трубопроводе при воздействии на поток центробежной силы (например, потери в змеевиках) [85]:

$$\Delta p = \Delta p_{г_0} + A(1-\beta)^a (L/D) m^2/\rho_г, \qquad (2.138)$$

где $\Delta p_{г_0}$ – потери давления при течении в трубопроводе только одной газовой фазы; A, a – коэффициенты.

Для пузырькового режима течения $A = 31{,}3$; $a = 1{,}25$; кольцевого – $A = 4{,}44$; $a = 0{,}86$; снарядного – $A = 3{,}2$; $a = 0{,}875$.

Уравнение (2.138) получено для двухкомпонентных потоков вода–воздух, вода–гелий, вода–фреон, пропанол–воздух при $m = 30 \div 100$ кг/(м$^2 \cdot$с) и отношении $D_{зм}/D = 16$, где $D_{зм}$ – диаметр навивки змеевика.

Для пароводяного потока [54]:

$$\Delta p/\Delta p_{ж_0} = \varphi[1 + x(\rho_ж/\rho_г - 1)], \qquad (2.139)$$
$$\varphi = \{1 + x[(\mu_г/\mu_ж)^{1/4} - 1]\}(1 + 1{,}7x - 2{,}8x^2 + 5{,}7x^3 - 4{,}6x^4).$$

Формула проверена в диапазоне $m = 200 \div 1500$ кг/(м$^2 \cdot$с); $p = 10 \div 20$ МПа, $D_{зм}/D = 7 \div 15$; $x = 0 \div 1$.

При $D_{зм}/D > 2 \cdot 10^3$ потери давления рассчитывают как для прямой трубы.

2.2.5. Специализированные (отраслевые) методики

В ряде отраслей (энергетического машиностроения, нефтяной и газовой промышленности) разработаны методики, руководящие технические материалы или указания по расчету гидравлики двухфазных потоков применительно к конкретным отраслевым условиям и продуктам. Так, для воды и водяного пара в энергетических установках (котельных агрегатах, парогенераторах и т. п.) разработан нормативный метод расчета потерь давления на трение пароводяного потока в обогреваемых и необогреваемых трубах [76]:

$$(\Delta p/\Delta p_{ж_0})_{тр} = 1 + \bar{x}\psi(\rho_ж/\rho_г - 1), \qquad (2.140)$$

где $\bar{x}$ – среднее на расчетном участке паросодержание; ψ – коррелирующий коэффициент, определяемый экспериментально ($\psi = 0{,}4 \div 1{,}5$).

При постоянном паросодержании и $mp \leqslant 11{,}77 \cdot 10^3$ кг$\cdot$МПа/(м$^2 \cdot$с) [79, 86]:

$$\psi = 1 + f_1\{1 - \exp[(x-1)f_2]\};$$

при бо́льших mp и $x \leqslant 0{,}62$:

$$\psi = 1 + f_3 + (0{,}9 + 0{,}2607\sqrt{(mp - 11{,}77 \cdot 10^3)}(0{,}62 - x)^2;$$

то же, $x > 0{,}62$:

$$\psi = 1 + f_3\{1 - \exp[6{,}79 \cdot 10^{-4}(x-1)mp]\},$$

где $f_1 = 0{,}535 - 8{,}1 \cdot 10^{-7} mp - 3{,}79 \cdot 10^{-9}(mp)^2$, $f_2 = 34{,}046 - 5{,}21 \times 10^{-3} mp + 2{,}53 \cdot 10^{-7}(mp)^2$, $f_3 = 1{,}395 - 0{,}156 \cdot 10^{-3} mp + 3{,}21 \cdot 10^{-9}(mp)^2$, причем $p < 17{,}65$ МПа, $x < 0{,}7$.

При переменном паросодержании среднее значение ψ определяют итерационно:

$$\psi = (x_к\psi_к - x_н\psi_н)/(x_к - x_н),$$

где индексы к и н относятся к конечному и начальному сечению расчетного участка.

Для расчета нефтепромысловых трубопроводов, трубопроводов магистральной транспортировки нефти совместно с газом, а также газового конденсата в двухфазном состоянии разработан ряд методик и программ расчета на ЭВМ. Их краткие характеристики даны в разд. 2.3 (см. табл. 2.14).

2.3. ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ ТРУБОПРОВОДОВ

2.3.1. Расчет трубопроводов с однофазиым потоком

При незначительном изменении температуры однофазного потока в трубопроводе (в пределах 5—10 °С) физические свойства продукта (плотность, вязкость, теплоемкость) практически не изменяются, и гидравлический и тепловой расчеты проводят раздельно. При больших изменениях температуры трубопровод разбивают на расчетные участки так, чтобы физические свойства на каждом из них можно было считать постоянными. Общие вопросы проведения таких расчетов изложены в [5, 6, 26, 87] и др. Совместный теплогидравлический расчет технологических трубопроводов проводят лишь в особых случаях, когда необходим учет изменения температуры газа вследствие дроссельного эффекта.

Температуру потока по длине трубопровода определяют по уравнению Шухова В. Г.:

$$T_к = T_0 + (T_н - T_0)e^{\mp Шy L}, \qquad (2.141)$$

где $T_к$, $T_н$ – средняя температура потока в конечном и начальном сечении трубопровода; T_0 – температура окружающей среды (воздуха, грунта); $Шу = K\pi D/(c_p G)$ – число Шухова; K – коэффициент теплопередачи от потока в окружающую среду; c_p – изобарная теплоемкость продукта; L – длина расчетного участка.

Знак «—» в уравнении соответствует проведению расчета по направлению течения; «+» – против течения. Коэффициент теплопередачи находят из уравнения:

$$1/K \cong 1/\alpha + [D/(2\lambda_{ст})]\ln(D_н/D) + [D/(2\lambda_и)]\ln(D_и/D_н)] + D/(\alpha_н D_и), \qquad (2.142)$$

где α, $\alpha_н$ – коэффициенты теплоотдачи от продукта к стенке трубопровода и от поверхности тепловой изоляции к окружающей среде; $\lambda_{ст}$, $\lambda_и$ – коэффициенты теплопроводности стали и тепловой изоляции.

В среднем коэффициенты теплоотдачи в однофазной среде равны [кВт/(м^2·К)]:

Газы	0,01–1
Вода	0,5–5
Органические жидкости	0,1–1

Коэффициент теплоотдачи α определяют по зависимостям для расчета числа Нуссельта $Nu = \alpha D/\lambda$. Здесь λ – коэффициент теплопроводности жидкости или газа. Тепловой поток (Вт/м^2)

$$q = \alpha|T_{ст} - T|,$$

где $T_{ст}$, T – средняя по сечению трубопровода температура стенки и продукта.

При установившемся движении применительно к технологическим трубопроводам средние по длине участка значения α при $L/D > 50$ рассчитывают по уравнениям Михеева М. А.:

при ламинарном режиме ($Re < 2300$)

$$Nu = 0{,}15Re^{0{,}33}Pr^{0{,}43}Gr^{0{,}1}; \qquad (2.143)$$

при развитом турбулентном режиме ($Re \geqslant 10^4$)

$$Nu = 0{,}021Re^{0{,}8}Pr^{0{,}43}; \qquad (2.144)$$

при переходном режиме ($2\cdot10^3 < Re < 10^4$) – по результатам аппроксимации Церлингом Ю. Н. графических данных Михеева М. А.:

$$Nu = 2{,}36KoPr^{0{,}43}, \qquad (2.145)$$

где $Ko = 17{,}61\cdot10^{-4}Re + (1 - 10^{-4}Re)Gr^{0{,}1} - 3{,}52$, при этом принимают $Nu \geqslant 4$.

Вместо уравнений (2.144), (2.145) в диапазоне $Re = 4\cdot10^3 \div 5\cdot10^6$ можно использовать также уравнение [88]:

$$Nu = \frac{\lambda}{8}\cdot\frac{RePr}{1 + 900/Re + 4{,}5\sqrt{\lambda}(Pr^{2/3} - 1)},$$

где $\lambda = (1{,}82\lg Re - 1{,}64)^{-2}$.

В приведенных уравнениях $Re = wD/\nu$; $Pr = \nu c_p\rho/\lambda$ – число Прандтля; $Gr = \beta_m \rho D^3|T_{ст} - T_{ср}|/\nu^2$ – число Грасгофа; $\beta_m = -(1/\rho)(\partial\rho/\partial T)_p$ – коэффициент объемного расширения.

Для идеального газа $\beta_m = 1/T$; для нефти и нефтепродуктов β_m определяют по формуле (2.2), для других жидкостей $\beta_m = 0{,}04314(T_{кр} - T)^{-0{,}64}$.

В уравнениях (2.143), (2.144) опущены множители, учитывающие поправку на неизотермичность течения в пристенном слое $(Pr/Pr_{ст})^n$ и $(\mu/\mu_{ст})^m$, так как в технологических трубопроводах они отличаются от 1 менее, чем на 10%. При этом погрешность определения термического сопротивления менее 1%.

Критерии Re, Pr, Gr определяют по средней температуре $T_{ср}$ на участке:

$$T_{ср} = (T_н + T_к)/2 \quad при \quad T_н + T_0 < 2T_к;$$

$$T_{ср} = T_0 + (T_н - T_к)/\ln[(T_н - T_0)/(T_к - T_0)]$$

при $T_н + T_0 \geqslant 2T_к$.

Среднюю температуру стенок трубы $T_{ст}$ в критерии Gr находят последовательными приближениями. Первоначально задают $T_{ст} \simeq T$.

Для определения температуры в конце участка прямого трубопровода необходим итерационный расчет, так как при этом следует учитывать общее термическое сопротивление и физические свойства среды, которые зависят от температуры. В начале расчета температуру среды на участке принимают постоянной.

При решении большинства практических задач трубопровод разбивают на участки так, чтобы максимальное изменение температуры по длине участка составляло 1%, давления – 2%, а коэффициент теплопередачи и температура окружающей среды были бы постоянными. Тогда изменение температуры

$$\Delta T = T_н - T_к = T_н - 0{,}99T_н = 0{,}01T_н,$$

$$L = 0{,}01c_p T_н G/q_l,$$

где q_l – удельный поток тепла, приходящийся на погонный метр трубопровода (см. гл. 4).

Аналогично, для изменения давления из уравнения Дарси – Вейсбаха $\Delta p = 0{,}02p_н$;

$$L = 0{,}04Dp_н/(\lambda\rho w^2).$$

Длину расчетного участка выбирают как наименьшую из двух приведенных значений.

При расчете потерь тепла отводы и переходы заменяют равными их длине участками прямой трубы, а арматуру – эквивалентными по тепловому потоку участками труб, которые для задвижек или вентилей составляют от 2 до 8,5 м. Потери тепла через опоры и подвески учитывают, вводя коэффициент к общей длине трубопровода ($1{,}15 \div 1{,}2$ – для опор, 1,05 – для подвесок). При необходимости более высокой точности тепловые потери через опоры и трубопроводную арматуру определяют расчетом.

Расчет термического сопротивления тепловой изоляции и теплообмена с окружающей средой приведен в гл. 4.

Из уравнения (2.141) следует, что

$$K = [c_p G/(\pi DL)] \ln[(T_н - T_0)/(T_к - T_0)].$$

Это уравнение применяют для определения среднего по длине трубопровода коэффициента теплопередачи по измеренным расходу и температуре при $T_к > T_0$.

По уравнению (2.141) рассчитывают температуру продукта по длине трубопровода вследствие теплообмена с окружающей средой. Анализ погрешности, вносимой дополнительными источниками тепла, выполнен Агапкиным В. М. [89].

По сравнению с точным решением уравнения энергии погрешность расчета по (2.141) в большинстве случаев не превышает 4–5%. Учет в расчетах диссипации механической энергии при трении даже в случае магистральных трубопроводов приводит к изменению температуры жидкости на $1 \div 1{,}5$ °С, учет дросселирования или изменения потенциальной энергии жидкости (преодоление гидростатического давления) – не более чем на 0,1 °С. Неравномерность распределения температуры и теплового потока по периметру трубы подземных трубопроводов для горячих маловязких жидкостей не превышает 2 °С и в расчетах ТТС обычно не учитывают.

Таблица 2.14. Программы теплового и гидравлического расчетов трубопроводов с однофазным потоком

Название программы	Назначение программы
Тепловой и гидравлический расчет неразветвленного трубопровода. BPTGRM, ВНИПИнефть. М., ФОРТРАН, ЕС ЭВМ – 1980; ПЭВМ PC/AT и PS/2–1990	Расчет изменения давления и температуры среды, температур стенки трубы, тепловой изоляции и покровного слоя по длине надземного или подземного трубопроводов при устаиовившемся течении. Учитывают теплообмен с окружающей средой (воздухом, грунтом), теплопотери в опорах, выделяемое при трении тепло и дроссельный эффект при расширении газа. Теплофизические свойства задают по 1–3 опорным точкам в исходных данных
Тепловой и гидравлический расчет разветвленного трубопровода. BPTPTM, ВНИПИнефть. М., ФОРТРАН, ЕС ЭВМ – 1980; ПЭВМ PC/AT и PS/2–1990	Расчет изменения температуры, давления и скорости газа или жидкости по заданным значениям давления в источниках и расходам в ветвях
Тепловой и гидравлический расчет системы трубопроводов с обогревающим спутником. СПУТНИК, ВНИПИнефть. М., ФОРТРАН, ЕС ЭВМ – 1980; ПЭВМ PC/AT и PS/2–1990	Обогрев неподвижного продукта одним или несколькими спутниками. Расчет температуры среды, стенки трубы, тепловой изоляции, теплопотерь по длине нескольких трубопроводов, обогреваемых спутником. Расчет температуры, давления и скорости жидкости в спутнике
Теплогидравлический расчет изолированных нефтепродуктопроводов. MAZUT, ВолгоградНИПИнефть ФОРТРАН	Расчет нефтепродуктопроводов и трубопроводов для воды
Расчет падения температуры в нефтепроводе. UPADT, ВНИПИтермнефть	Определение температуры нефти
Расчет температур и расходов воды в тепловых сетях и определение технико-экономических показателей. TERASA, ВНИПИЭнергопром, М., ПЛ-1, ФОРТРАН; ОС ЕС – 1984	Расчет транзитных и магистральных трубопроводов тепловых сетей
Гидравлический и тепловой расчеты трубопроводных сетей. ТР-ПФ08Г, ОНПО «Пластполимер», Ленинград, ФОРТРАН; ЕС 1022–1981	Расчет разветвленных трубопроводов, в том числе обогревающих труб-спутников. Диаметры выбирают для жидкостей по нормам потерь давления в тепловых сетях, для газов – по максимальным скоростям

Таблица. 2.15. Результаты теплового и гидравлического расчета трубопровода по программе ВРТРТМ

Длина участка, м	Разность высот на участке, м	Диаметр трубопровода, мм	Скорость, м/с	Плотность, кг/м³	Давление, МПа	Потери давления, МПа: трение	местные сопротивления	подъем	Температура, °С: продукта	стенки трубопровода	покровного слоя	Тепловые потери, Вт/м²
16,3	– 3,0	363	0,81	995	0,119	0,001	0,001	– 0,028	59,9	58,0	– 29,4	98,1
1,0	0,0	516	0,4	995	0,117	0,0	0,001	0,0	59,9	57,4	– 28,9	131,0

Из-за существенно более высокого термического сопротивления теплоизоляционного слоя влияние погрешности определения α для однофазных потоков на точность расчета трубопроводов очень незначительно. Для неизолированных труб при низких скоростях течения необходим точный расчет α.

В ряде случаев при надземной прокладке трубопроводов для низкотемпературной среды (жидкости или газа) учитывают поглощаемое трубопроводом тепло солнечной радиации. Для этого в уравнении (2.141) T_0 заменяют некоторой эффективной температурой T'_0, равной [26, 89]:

$$T'_0 = T_0 + k_п(B_1 + \pi B_2)/(\pi Шу), \qquad (2.146)$$

где $k_п$ – поглощательная способность наружной поверхности трубы; B_1, B_2 – прямая (с учетом расположения трубопровода в пространстве) и рассеянная солнечная радиация на 1 м² поверхности трубопровода, определяемая по данным строительной климатологии и геофизики (СНиП 2.01.01–82).

Для газопроводов при значительной разности начального и конечного давлений рассчитывают изменение температуры вследствие дроссельного эффекта Джоуля–Томсона. Для магистральных трубопроводов оно составляет до 10 °С [26]. Дроссельный эффект учитывают в уравнении (2.141) дополнительным членом [26]:

$$T_к = T_0 + (T_н - T_0)e^{-Шу\cdot L} - D_i\frac{p_н^2 - p_к^2}{2p_{ср}}\cdot\frac{1}{Шу\cdot L}(1 - e^{-Шу\cdot L}), \qquad (2.147)$$

где D_i – дифференциальный коэффициент Джоуля–Томсона; $p_н$ – давление в начальном сечении трубопровода;

$$p_{ср} = 2/3\,[p_н + p_к^2/(p_н + p_к)].$$

Из уравнения сохранения импульса для участка трубы получают следующую зависимость для расчета давления в конце участка длиной L [49]:

$$p_к^2 = p_н^2 - (p_н/T_н)\lambda(L/D)\rho_н w^2\,[T_0 + (T_н - T_к)/(ШуL)]. \qquad (2.148)$$

Таким образом, из уравнений (2.141) и (2.148) определяют $T_к$ и $p_к$ по их заданным значениям в начале участка. Результаты сравнивают с $T_{кр}$ и давлением упругости насыщенных паров на отсутствие фазовых переходов (конденсации, вскипания).

Согласно [90], дифференциальный коэффициент Джоуля–Томсона

$$D_i = T(\partial z/\partial T)_p/(c_p z\rho) = RT^2(\partial z/\partial T)_p/(c_p p). \qquad (2.149)$$

где z – коэффициент сжимаемости газа (2.10).

В уравнении (2.147) на расчетном участке D_i считают постоянным. При малой разности $(p_н - p_к)$ уравнение принимает вид, предложенный Бобровским С. А. и Черникиным В. И.:

$$T_к = T_0 + (T_н - T_0)e^{-ШуL} - D_i(p_н - p_к)(1 - e^{-ШуL})/(ШуL). \qquad (2.147\text{ а})$$

Другие модификации уравнения (2.141) даны в [26].

Все газы (кроме неона, водорода и гелия) с температурой выше температуры инверсии $T_{инв} \approx 6{,}75\,T_{кр}$ при дросселировании охлаждаются; неон, водород ($T_{инв} \approx 216$ К), гелий ($T_{инв} \approx 43$ К) – нагреваются. Необходимо отметить, что при дросселировании газов низкого давления изменение температуры очень незначительно. С ее повышением при прочих равных условиях эффект дросселирования уменьшается.

Расчет разветвленного трубопровода принципиально не отличается от расчета неразветвленного и проводится по ветвям. При слиянии i потоков с различной температурой T_i температуру суммарного потока T рассчитывают на основе теплового баланса. Вначале определяют температуру $\bar{T}$:

$$\bar{T} = \sum_i T_i G_i/G; \quad G = \sum_i G_i.$$

Зная $\bar{T}$, G_i/G, c_{p_i}, p, находят теплоемкость $\bar{c}_p$ и температуру суммарного потока T:

$$T = [1/(\bar{c}_p G)]\sum_i (c_p TG)_i.$$

Если $|(T - \bar{T})/T| > 0{,}1$, то значение c_p уточняют при температуре T.

Программы теплового и гидравлического расчетов трубопроводов с однофазным потоком приведены в табл. 2.14.

Результаты расчета одной ветви разветвленной трубопроводной системы по программе ВРТРТМ даны в табл. 2.15.

2.3.2. Расчет трубопроводов с двухфазиым потоком

Влияние теплообмена на распределение давления в двухфазном потоке можно оценить отношением потерь давления на трение при нагревании и при отсутствии теплообмена с окружающей средой [88]:

$$\Delta p_{тр}/\Delta p_{тр_{ад}} = 1 + 4{,}4\cdot 10^{-3}[q_l/(\pi D_н m)]^{0{,}7}, \qquad (2.150)$$

где q_l – тепловой поток, приходящийся на 1 м трубопровода, Вт/м; m – массовая скорость потока, кг/(м²·с).

Двухфазность потока оказывает на теплообмен наибольшее влияние при низкой массовой скорости потока, высокой температуре и малом диаметре трубы. Если влияние теплового потока не учитывать, то при $m = 100$ кг/(м$^2 \cdot$с) и $q_l < 27{,}4 D_н m$ погрешность определения $\Delta p_{тр}$ не превышает 3% для трубопроводов практически всех диаметров. Значения q_l принимают по нормам допустимых потерь тепла (см. табл. 4.17). Таким образом, при движении двухфазного потока (как и при однофазном течении жидкости) задачи теплового и гидравлического расчетов с точностью, допустимой для ТТС, можно рассматривать раздельно.

Особенностью теплообмена в ТТС является то, что удельные тепловые потоки в несколько раз или на порядок ниже, чем в энергетическом и теплообменном оборудовании – разность температур потока и стенки в ТТС составляет от десятых долей до нескольких градусов.

Поскольку точность расчетных зависимостей даже для однофазных потоков $\pm$ (10–20)%, то при объемном паросодержании свыше 0,96 или менее 0,05 коэффициент теплоотдачи рассчитывают [54] соответственно по пару или по жидкости как для однофазного потока.

Конденсация. В начальной стадии конденсации движущегося пара реализуется кольцевой режим течения. При увеличении расхода жидкости и уменьшения скорости движения пара режим течения может изменяться (см. рис. 2.8, 2.9). При высоких скоростях движения пара кольцевой режим переходит в дисперсно-кольцевой или снарядный; при малых скоростях – в расслоенный волновой. В горизонтальных трубах режим течения определяют по критерию Ф [55]:

$$\Phi = (\rho_ж \tau_{пл}^3)^{1/2} / [g(\rho_ж - \rho_г)\mu_ж \Gamma], \qquad (2.151)$$

где $\tau_{пл} = \rho_г w_г^2 \lambda_{пл}/8$ – напряжение трения; $\lambda_{пл}$ – коэффициент трения газа на поверхности пленки конденсата; Γ – вспомогательная функция, получаемая из соотношения:

$$\Gamma^{5/2} = 0{,}42 \mathrm{Re}_{пл}^{5/4} + 2{,}8 \cdot 10^{-4} \mathrm{Re}_{пл}^{9/4};$$

$$\mathrm{Re}_{пл} = G_ж/(\pi D \mu_ж);$$

$G_ж$ – расход конденсата.

При полной конденсации

$$G_ж = \alpha \pi D (T' - T_{ст}) l/r,$$

где T' – температура насыщения пара; $T' = f(p)$; l – расстояние от начала участка конденсации.

Свойства газовой фазы и теплоту фазового перехода определяют при температуре T', а свойства жидкой фазы – по среднеарифметической температуре между T' и $T_{ст}$.

Коэффициент трения $\lambda_{пл}$ при $\mathrm{Re}_г \geqslant 10^5$

$$\lambda_{пл}/\lambda_г = 1 + 850 f, \qquad (2.152)$$

где $\lambda_г$ – коэффициент трения в гидравлически гладкой трубе;

$$f = \Gamma \mathrm{Re}_г^{-0{,}9} (\mu_ж/\mu_г)(\rho_г/\rho_ж)^{1/2}.$$

При $\mathrm{Re}_г < 10^5$

$$\lambda_{пл}/\lambda_г = 1 + 1400 f \{1 - \exp[-(1 + 1400 f)^{3/2}/(6{,}6 f H)]\}, \qquad (2.153)$$

$$H = \frac{g \rho_ж D}{\frac{\lambda_г}{8} \rho_г w_г^2}.$$

$\lambda_г$ находят по $\mathrm{Re}_г$ (см. табл. 2.11). При $\Phi \leqslant 5$ режим течения расслоенный, при $\Phi \geqslant 29$ – кольцевой.

При кольцевом режиме коэффициент теплоотдачи $\alpha_к$ определяют в зависимости от режима течения пленки конденсата – ламинарного ($\mathrm{Re}_{пл} < \mathrm{Re}_{кр}$) или турбулентного ($\mathrm{Re}_{пл} \geqslant \mathrm{Re}_{кр}$). $\mathrm{Re}_{кр}$ рассчитывают по безразмерному напряжению трения на поверхности пленки

$$\tau_0 = \tau_{пл} \rho_ж^{1/3} [g(\rho_ж - \rho_г)\mu_ж]^{-2/3}. \qquad (2.154)$$

При $\tau_0 > 9{,}04$ $\mathrm{Re}_{кр} = 50$; при $\tau_0 \leqslant 9{,}04$ $\mathrm{Re}_{кр} = 1600 - 226\tau_0 + 0{,}667\tau_0^3$.

Приближенно при $\rho_ж/\rho_г > 50$ коэффициент теплоотдачи при конденсации пара $\alpha_к$ в горизонтальной трубе

$$\alpha_к \simeq \alpha_{ж_0} \sqrt{\rho_ж/\rho},$$

где $\alpha_{ж_0}$ – коэффициент теплоотдачи при течении жидкости в трубе с массовым расходом, равным расходу парожидкостной смеси; ρ – средняя плотность смеси по уравнению (2.106).

При ламинарной пленке и движущемся паре для более точного расчета локальный коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке трубопровода определяют по формуле [55]:

$$\alpha_к = \alpha_0 \lambda_ж \sqrt[3]{g \rho_ж (\rho_ж - \rho_г)/\mu_ж^2}, \qquad (2.155)$$

где $\alpha_0 = \sqrt{2\tau_0/\mathrm{Re}_{пл}}$; $\lambda_ж$ – теплопроводность конденсата.

При турбулентной пленке в уравнении (2.155)

$$\alpha_0 = \sqrt{\tau_0}\,[(2/\mathrm{Re}_{пл})^m + (5 \cdot 10^{-3} \mathrm{Pr}_ж/\mathrm{Re}_{пл}^{1/12})^m]^{1/2m}, \qquad (2.156)$$

где $m = (\mathrm{Pr}_ж + 3)/4$; $\mathrm{Pr}_ж$ – число Прандтля для конденсата.

Для медленно движущегося пара, когда напряжения трения на поверхности раздела фаз малы и преобладает действие силы тяжести, по формуле Лабунцова Д. А. [86]:

$$\alpha_к = 0{,}023 \mathrm{Re}_{пл}^{1/4} \mathrm{Pr}_ж^{1/2} \lambda_ж \sqrt[3]{g \rho_ж (\rho_ж - \rho_г)/\mu_ж^2}. \qquad (2.157)$$

При $\Pi = \rho_г w_г^2/(g \rho_ж D) \leqslant 2{,}6$ скорость движения пара незначительно влияет на интенсивность теплообмена и $\alpha_к$ рассчитывают по уравнению (2.157), а при $\Pi > 2{,}6$ – по уравнениям (2.155) или (2.156) в зависимости от числа $\mathrm{Re}_{пл}$.

В связи с тем, что приведенные уравнения дают завышенные $\alpha_к$ при $\mathrm{Pr}_ж > 10$, принимают ограничение $\mathrm{Pr}_ж \leqslant 10$.

На вертикальных подъемных участках во избежание захлебывания потока (когда конденсат течет вниз, а пар – вверх) и для обеспечения устойчивого кольцевого режима течения необходимо выполнение условия (2.88): $\mathrm{Ku} > 3{,}2$.

Для расслоенного режима течения при $\Phi \leqslant 5$

$$\alpha_р = 0{,}728\,\{g\lambda_ж^3 r(\rho_ж - \rho_г)/[\varphi^3 \mu_ж D(T' - T_{ст})]\}^{1/4}, \qquad (2.158)$$

где $\varphi = 1 + (\rho_г/\rho_ж)^{2/3}(1 - x)/x$; x – массовое расходное газосодержание.

В промежуточной области между расслоенным и кольцевым режимами при $\Phi = 5 \div 29$

$$\alpha = \alpha_к + (\alpha_к - \alpha_р)(\Phi - 29)/24\,. \qquad (2.159)$$

При пленочной конденсации на теплоотдачу влияет состояние поверхности трубы: шероховатость и наличие слоя оксидов. Для труб из углеродистых сталей поправочный коэффициент к рассчитанному $\alpha_к$ составляет: для новых труб 0,75–0,85; окисленных – 0,75; для труб из нержавеющей стали – 1,0 [68]. Погрешность определения по приведенным уравнениям $\pm(10–20)\%$.

Трубопровод рассчитывают по участкам, принимая, что поперечный перенос массы из ядра к пленке существенно не влияет на теплоотдачу. Фазовый состав определяют по давлению и температуре, используя программы расчета теплофизических свойств и фазового равновесия. Началом области конденсации является сечение, в котором температура внутренней поверхности трубы $T_{ст}$ равна температуре точки росы, т. е. температуре насыщения при данном парциальном давлении пара.

При конденсации парогазовой смеси температура не остается постоянной вследствие изменения ее состава по длине трубопровода, а также теплообмена с окружающей средой. Для смеси пара с неконденсирующимся газом (азот и гелий) [68] при объемном содержании паров $y = 0{,}01 \div 0{,}1$

$$\mathrm{Nu} = 2{,}64 \cdot 10^{-3}\mathrm{Re}^{0{,}89}\mathrm{Pr}^{0{,}56} y^{-0{,}93}. \qquad (2.160)$$

В области умеренных T и p

$$y = p_п/p\,,$$

где $p_п$ – парциальное давление пара.

Критерии, входящие в уравнение, определяют по средним параметрам парогазовой смеси по длине участка конденсации.

При $0{,}1 < y < p_{кр}/p$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}116\mathrm{Re}\mathrm{Pr}^{0{,}3}[q_l/(\pi D\rho w r)]^{0{,}43}(p/p_{кр})^{0{,}5}. \qquad (2.161)$$

В парогазовом потоке возможны перенасыщение и конденсация пара в ядре потока. Возникновение объемной конденсации проверяют по числу Льюиса Le:

$$\mathrm{Le} = \alpha/(\rho_г c_p \beta_c) > 1 \qquad (2.162)$$

где β_c – коэффициент конвективной массоотдачи (м/с) от потока к пленке

конденсата, отнесенный к концентрации пара

$$\beta_c = 0{,}021\mathrm{Re}^{0{,}8} D_c/D\,, \qquad (2.163)$$

D_c – коэффициент диффузии, м^2/с, рассчитываемый по средней температуре потока на участке конденсации.

Данные о коэффициентах диффузии различных веществ приведены в [25, 32].

Изменение парциального давления пара в ядре потока по длине трубопровода при малом его содержании в смеси определяют по уравнению Амелина А. Г. [68]:

$$p_п = p'_{п_{ст}} + (p_{п_н} - p'_{п_{ст}})[(T - T_{ст})/(T_н + T_{ст})]^{1/\mathrm{Le}}, \qquad (2.164)$$

где $p_п$, T – парциальное давление пара и температура потока в расчетном сечении трубопровода; $p_{п_н}$, $T_н$ – то же, в начальном сечении; $p'_{п_{ст}}$ – давление насыщенного пара при температуре стенки $T_{ст}$.

Для парогазовых смесей с большим исходным содержанием пара парциальное давление рассчитывают по более сложному уравнению [68], однако занижающему значения парциального давления (не учитывается выделяющееся тепло фазового перехода и частичное восстановление температуры в ядре потока).

Изменение температуры смеси на расчетном участке определяют на основе теплового баланса: количество тепла, передаваемое в окружающую среду, равно количеству тепла, выделяемому при конденсации пара и переданному конденсату конвекцией

$$K(T_{ст} - T_0) \simeq r\beta_p(p'_п - p'_{п_{ст}}) + \alpha(T - T_{ст}), \qquad (2.165)$$

где K – коэффициент теплопередачи; $\beta_p = \beta_c/(R_п T)$ – коэффициент массоотдачи, отнесенный к градиенту парциального давления пара; $R_п$ — газовая постоянная пара.

Физические свойства конденсата определяют при температуре пленки жидкости:

$$T_{пл} = (T + T_{ст})/2.$$

Расчет каждого участка выполняют методом последовательных приближений. В качестве первого приближения тепловой поток принимают соответствующим допустимым потерям тепла (см. табл. 4.17). Вычисления проводят для каждого из выбранных сечений трубопровода, после чего рассчитывают общее количество тепла, переданное на участке вследствие конденсации пара, охлаждения конденсирующегося пара, конденсата и неконденсирующегося газа.

Испарение (кипение) жидкости наблюдается в ТТС намного реже, чем конденсация, причем в большинстве случаев в виде кавитации при снижении давления до давления насыщения жидкости. В газонасыщенных жидкостях (например, в нефти) возможна газовая кавитация, возникающая при давлении выше давления насыщения.

Конвекция. В двухфазном турбулентном потоке коэффициент теплоотдачи при вынужденной конвекции определяют по соотношению Гу-

риери и Талти [57, 68], полученному для воды и органических жидкостей:

$$\alpha/\alpha_{ж} = 3{,}4X^{-0{,}45}, \qquad (2.166)$$

где $\alpha_{ж}$ – коэффициент теплоотдачи в однофазном потоке жидкости, массовый расход которого равен расходу жидкости в двухфазном потоке; X – параметр Локкарта – Мартинелли (см. 2.96).

При $n = 0{,}2$

$$X = [(1 - x)/x]^{0,9} (\rho_г/\rho_{ж})^{0,5} (\mu_{ж}/\mu_г)^{0,1}.$$

Теоретически правомерность уравнения (2.166) подтверждена для кольцевого и пузырькового режимов течения (когда термическое сопротивление сосредоточено в слое жидкости и определяющими физическими свойствами являются свойства жидкой фазы). При низкой скорости течения, когда реализуются волновой и расслоенные режимы, теплоотдача будет ниже вследствие неполного (или недостаточного) смачивания поверхности трубы жидкостью по всему периметру.

Следует отметить, что все данные получены при нагревании труб малого диаметра, и для создания надежных методов расчета теплообмена необходимо накопление недостающих эмпирических данных.

Перечень программ для проведения расчетов трубопроводов, транспортирующих двухфазные газожидкостные потоки, дан в табл. 2.16.

Таблица 2.16. Программы расчета трубопроводов с двухфазными газожидкостными потоками

Название программы	Назначение программы
Расчет расходных характеристик трубопроводов, транспортирующих нефтяной газ и конденсат. TRGAS-4. ПЛ-1, ОС ЕС. ВНИПИгазпереработка, г. Краснодар, 1985. Другая версия: ФОРТРАН, ОС ЕС. Западно-Сибирский филиал ВНИПИГазпереработка, г. Нижневартовск, 1987	Расчет конечного давления (или диаметра) и параметров потока по длине магистральных трубопроводов для всех режимов течения газожидкостных потоков. Рассчитывают смесь углеводородов ряда $C_1 \div C_{10}$ с N_2, CO_2, H_2O, H_2S и с нефтью. Учитывают теплообмен с окружающей средой, фазовые переходы, дроссельный эффект в газе, унос нефти. Сравнением с опытными данными получена точность расчета по давлению $4 \div 6\%$. В программе не рассчитывают потери в местных гидравлических сопротивлениях. В алгоритме используют эмпирические коэффициенты, полученные для ограниченного диапазона изменения параметров
Гидравлический расчет шлейфовых газопроводов для транспорта газоконденсатных смесей от скважин до установок подготовки газа. F2DPOTBR. ФОРТРАН, ДОС ЕС. ВНИИГаз, М. 1986	Определение потерь давления и газосодержания с учетом изменения температуры смеси. Фазовое равновесие определяют для участков, указываемых в исходных данных. Физические свойства задают в исходных данных. Рассчитывают трубопровод одного диаметра, причем вертикальные участки не учитываются. Основные положения методики изложены в [73, 91].

Продолжение табл. 2.16

Название программы	Назначение программы
То же. КРОНА–88, ВНИПИшельф, г. Симферополь, 1988	Расчет системы сбора и транспорта газа и газового конденсата, содержащей несколько параллельных трубопроводов. Программа является последующей версией программы F2DPOTBR с расширенными функциональными возможностями в части расчета теплофизических свойств, фазового равновесия и теплообмена
Расчет трубопроводов, транспортирующих нестабильный конденсат в двухфазном состоянии. PEREPAD. ФОРТРАН, ЕС–1020. УкргипроНИИнефть, г. Киев	Расчет конечного или начального давления в трубопроводах с учетом рельефа трассы. Методика аналогична программе F2DPOTBR. Физические свойства задают в исходных данных
Комплекс программ гидравлического расчета сложных трубопроводных сетей, транспортирующих нефтегазовые и водонефтегазовые смеси. TRUBA 1, TRUBA 2, TPMNST. ПЛ-1, ОС ЕС. Гипротюменнефтегаз, г. Тюмень, 1978–1983 гг.	Гидравлический расчет сети типа дерева по заданным расходам с подбором диаметров по каждому участку в диапазоне от 80 до 1200 мм. Учитывают растворимость газов в нефти. Возможно выполнение различных вариантов проектных и поверочных расчетов. В программе не рассчитываются наклонные участки, если гидростатическое давление превышает потери давления на трение
Гидравлический расчет трубопроводов при движении нефтегазовой смеси. Гипровостокнефть, г. Куйбышев	Расчет систем сбора нефти. Аналогична предыдущей программе
Гидравлический расчет трубопроводов, транспортирующих нефтегазовые смеси. ВолгоградНИПИнефть	То же
Гидравлический расчет перекачки газонефтяных смесей. ТатНИПИнефть	Горизонтальные и наклонные трубопроводы. Режим течения определяют по числу Фруда и расходному газосодержанию
Гидравлический расчет трубопроводов при движении газожидкостных смесей, ограниченных пределами $0{,}95 \leqslant \beta < 1$ и $Fr \leqslant 0{,}01$. СМЕСЬ. ВНИПИтермнефть	Трубопроводы нефтяных скважин преимущественно при термическом способе добычи нефти под действием внутрипластового давления
Гидравлический и тепловой расчеты трубопроводных сетей. ТР-ПФ08Г. ФОРТРАН. ОНПО «Пластполимер», Л. 1981	Разветвленные трубопроводы насыщенного водяного пара и конденсатопроводы
Гидравлический и тепловой расчеты трубопроводного транспорта нефтегазовых смесей с фазовыми переходами при пузырьковом режиме течения. ФОРТРАН, ЕС ЭВМ. МИНГ им. И. М. Губкина, М., 1985	Расчет изменения во времени и по длине нефтепровода характеристик потока в пусковых и переходных режимах. Рассмотрена двухскоростная одномерная модель неустановившегося течения при фазовом равновесии. Решается система дифференциальных уравнений методом сеток и последовательных приближений. Предполагают однородность смеси по

Продолжение табл. 2.16

Название программы	Назначение программы
	размерам и концентрации пузырьков газа. Учитывают разгазирование нефти, дроссельный эффект в газе, теплообмен с окружающей средой
Тепловой и гидравлический расчет трубопроводов с двухфазными потоками. ПОТОК–2Ф. ФОРТРАН, CLIPPER. ПЭВМ типа PC/AT/XT и PS, MS DOS PC DOS. ВНИПИ Нефть, 1991	Расчет трубопроводов, транспортирующих газожидкостные смеси, по методикам, приведенным в разд. 2.2, 2.3.2
Расчет падения давления при двухфазном протекании по трубопроводу. ФОРТРАН. ОЛАЙТЕРВ, Венгрия, 1982	Расчет потерь давления в трубопроводах по обобщенной модели Локкарта – Мартинелли при транспортировке углеводородов ряда $C_1 \div C_{14}$, N_2, CO_2. Фазовое равновесие рассчитывают по уравнению Старлинга
	Предпочтительное использование для трубопроводов диаметром до 100 мм при высоких скоростях движения
Расчет перепада давления для парожидкостного двухфазного потока в трубопроводах. John Brown, Великобритания, 1980	Определение режима течения потока по диаграмме Бейкера и потерь давления по методикам Локкарта – Мартинелли, Ченовета – Мартина, Даклера и др.

Глава 3

ВЫБОР ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

3.1. ВЫБОР УСЛОВНОГО ДИАМЕТРА ТРУБОПРОВОДОВ ПО СКОРОСТИ ПОТОКА

При проектировании трубопроводных систем важно правильно выбрать диаметр трубопроводов. Отклонение диаметра от оптимального значения, соответствующего минимальным приведенным затратам, приводит к увеличению капитальных затрат или эксплуатационных расходов. Анализ стоимости трубопроводов по прейскурантам и ценникам (табл. 3.1) показывает, что при изменении диаметра трубопровода на один типоразмер его общая стоимость в среднем изменяется на 30%.

При проектировании диаметр трубопровода определяют поэтапно: сначала выбирают условный диаметр, затем выполняют монтажно-технологическую схему, гидравлический (или теплогидравлический) и прочностной расчеты. При этом на каждом этапе диаметр уточняют, в отдельных случаях при уменьшении диаметра можно сократить длину трубопровода на 10–40% путем изменения трассировки, уменьшения

Таблица 3.1. Изменение стоимости трубопроводов при увеличении диаметра на один типоразмер

Элементы трубопроводов	Изменение стоимости трубопроводов, %
Трубы из углеродистой стали марки:	
20	19–38
Вст3	33–100
Трубы из легированной или коррозионностойкой стали	26–58
Трубопроводная арматура	30–100
Тепловая изоляция	20–40
Покровной слой тепловой изоляции	15–30

числа отводов, П-образных компенсаторов температурного расширения и т. д.

Для выбора условного диаметра часто используют номограммы, связывающие расход потока, его скорость и диаметр трубопровода [93] или расход, скорость, диаметр трубопровода и удельные потери давления потока [26, 94, 95].

Рекомендуемые скорости потока. Рекомендуемые скорости в технологических трубопроводах для газов и паров приведены в табл. 3.2. Скорость движения смеси газов определяют с учетом объемной доли каждого из компонентов.

Таблица 3.2. Рекомендуемые скорости газов и паров в технологических трубопроводах

Транспортируемая среда	Давление (абс.), МПа	Скорость газа и пара, м/с
Пар водяной [95]:	Независимо	
сухой насыщенный –		
диаметр трубопровода до 200 мм		35
» » свыше 200 мм		60
перегретый –		
диаметр трубопровода до 200 мм		50
» » свыше 200 мм		80
отработанный		10–15
Водород	Независимо	15
Кислород [96]	До 1,6	30
	1,6–4	16
	4–10	6
	10–25	3
Пары углеводородов [35]	5–20 кПа	60–75
	20–50 кПа	40–60
	50–100 кПа	20–40
	Свыше 0,1 МПа	10–25
Хладоносители:		
пропан, пропилен, этан, этилен, аммиак	До 2,0	10–25
фреоны (Р-12, 22, 30)	»	8–18
Другие газы и пары [97]	До 0,3	5–20
	0,3–0,6	10–30
	0,6–10	10–35
	Свыше 10	40

Таблица 3.3. Рекомендуемые скорости движения жидкостей в технологических трубопроводах

Среда	Кинематическая вязкость, 10^6 м^2/с	Скорость во всасывающих трубопроводах, м/с	Скорость в нагнетательных трубопроводах, м/с
Жидкие хладоносители (см. табл. 3.2), этиленгликоль и растворы солей:			
диаметр до 200 мм вкл.	Независимо	0,6	1,2
» свыше 200 мм	»	1,0	2,0
Сжиженные газы [98]	»	1,2	3,0
Жидкости при температуре кипения и горячая вода [98]	»	0,9	0,9
Прочие жидкости [99]	До 11	1,5	2,5
	11–28	1,3	2,0
	28–74	1,2	1,5
	74–148	1,0	1,2
	148–445	1,0	1,1
	445–889 и свыше	0,8	1,0

Данные для кислорода приведены в табл. 3.2 применительно к трубам из углеродистых и легированных сталей. В трубах из коррозионно-стойких сталей или сплавов алюминия [96] рекомендуются повышенные скорости потока: 50, 30, 16 и 6 м/с соответственно для указанных в табл. 3.2 диапазонов давления; в трубах из меди и ее сплавов — 50 м/с независимо от давления. В местных гидравлических сопротивлениях допускается максимальная скорость 60 м/с. При объемном содержании кислорода в смеси более 23% скорость принимают как для чистого кислорода.

Рекомендуемые скорости движения жидкостей в технологических трубопроводах в зависимости от ее вязкости даны в табл. 3.3, нефти и нефтепродуктов в магистральных трубопроводах в зависимости от диаметра труб – в табл. 3.4 [26].

Скорость движения органических жидкостей в заземленных стальных трубопроводах выбирают с учетом ее ограничения по предельно допустимой плотности электрического заряда, образующегося в движущемся потоке при трении, для того, чтобы исключить возможность возникновения искровых разрядов и воспламенения потока. Допустимую скорость движения жидкости определяют по удельному объемному электрическому сопротивлению ρ_v (табл. 3.5).

Таблица 3.4. Рекомендуемые скорости движения нефти и нефтепродуктов в магистральных трубопроводах

Диаметр, мм	До 250	300–350	400	500	600
Скорость, м/с	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4

Диаметр, мм	700	800	900	1000	1200
Скорость, м/с	1,6	1,9	2,1	2,3	2,7

Таблица 3.5. Допустимые скорости движения органических жидкостей при их электризации [100]

Жидкости	Удельное объемное электрическое сопротивление ρ_v, Ом·м	Максимальная допустимая скорость в трубопроводе, м/с
Электропроводящие	До 10^5	10
Антистатические	10^5–10^9	5
Диэлектрические	Свыше 10^9	Определяют расчетом

Область наиболее интенсивной электризации нефтепродуктов находится в диапазоне 10^9–10^{13} Ом·м [92], причем ее максимум соответствует значению $\rho_v \approx 10^{11}$ Ом·м.

При ρ_v свыше 10^{13} Ом·м нефтепродукты практически не электризуются. Это, как правило, особо чистые углеводороды: гексан, гептан, декан, бензол, толуол и др.

Удельное объемное электрическое сопротивление и другие характеристики органических жидкостей приведены в [100, 102], мелкодисперсных взвесей – в [103]. В основном данные соответствуют диапазону температур 20–25 °С, однако в связи с отсутствием других сведений их используют и для более высоких температур. С повышением температуры удельное объемное электрическое сопротивление жидкостей, как правило, уменьшается. Изменение давления на удельное объемное электрическое сопротивление влияет незначительно.

Максимально допустимую скорость движения жидкости определяют по методике, предложенной Захарченко В. В. и Морощуком А. Н. (ВНИИТБХП). Рассчитывают время релаксации зарядов в жидкости:

$$\tau = \varepsilon_0 \varepsilon \rho_v, \qquad (3.1)$$

где τ – время релаксации, с; $\varepsilon_0 = 8{,}85 \cdot 10^{-12}$ Ф/м – диэлектрическая постоянная вакуума; ε – диэлектрическая постоянная (диэлектрическая проницаемость) жидкости.

Далее расчет проводят только для трубопроводов длиной $L > \tau w$.

Определяют эмпирический коэффициент

$$\gamma = 45{,}01 - \ln(\varepsilon \sqrt[3]{\sigma/\tau}), \qquad (3.2)$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости, Н/м.

Рассчитывают предельно допустимую объемную плотность зарядов

$$q = 9 \cdot 10^{-10} \sqrt[4]{E e^{-\gamma}}, \qquad (3.3)$$

где E — минимальная энергия зажигания среды над поверхностью жидкости, Дж.

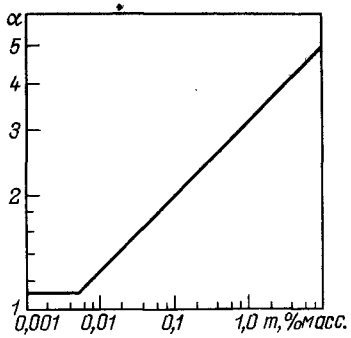


Рис. 3.1. Зависимость коэффициента α от массового содержания *т* мелкодисперсных механических примесей

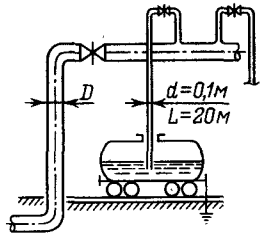


Рис. 3.2. Схема трубопроводов для заполнения железнодорожных цистерн

Определяют максимально допустимую скорость движения жидкости из уравнения

$$w_д^{7/8} = q\nu^{5/8} D^{9/8}/(1{,}2\cdot 10^{-13}\alpha\varepsilon T), \qquad (3.4)$$

где D – диаметр трубопровода, $D = 0{,}04$–$0{,}6$ м; α – коэффициент, учитывающий наличие в жидкости мелкодисперсных примесей.

При незначительном содержании механических примесей коэффициент $\alpha = 1{,}0$–$1{,}3$; в среднем – 1,1. При большем содержании примесей – свыше 0,005% (масс.) – α определяют по рис. 3.1.

Если максимально допустимая скорость, найденная по условиям электризации, меньше рекомендуемой по табл. 3.3, диаметр трубопровода изменяют до достижения скорости, равной или меньшей допустимой.

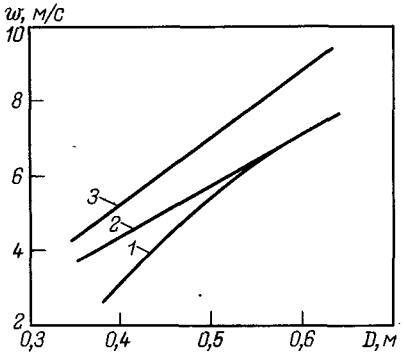


Рис. 3.3. График для определения допустимой скорости в трубопроводе диаметра *d* при заполнении железнодорожных цистерн:

1 – бензином (открытой струей); *2* – бензином (струей под его слой в цистерне); *3* – керосином и дизельным топливом

Рассчитанные по уравнению (3.4) максимально допустимые скорости меньше, чем полученные при испытаниях [101].

При отсутствии данных о минимальной энергии зажигания для определения допустимой скорости можно использовать полученное для светлых нефтепродуктов простое соотношение [101]:

$$w_д^2 D = 0{,}64 \text{ м}^3/\text{с}^2. \qquad (3.5)$$

При заполнении железнодорожных цистерн нефтепродуктами (рис. 3.2) допустимую скорость движения потока в трубопроводе определяют по рис. 3.3, составленному по данным Максимова Б. К., Обуха А. А. и Тихонова А. В. (МЭИ). Линия *1* соответствует начальной стадии заполнения цистерны бензином открытой струей; *2* – при истечении струи бензина под его слой в цистерне; *3* – при заполнении цистерны керосином или дизельным топливом.

Возможность воспламенения паров искровым электростатическим разрядом существует и в заполненной емкости. Методика оценки безопасной скорости в завершающей стадии заполнения емкости жидкостью приведена в [104].

Скорость движения жидкостей, являющихся электролитами (водных растворов солей, щелочей, кислот, включая органические), а также некоторых других органических жидкостей, содержащих примеси (например, сернистой нефти), влажных газов выбирают также с учетом ограничений, обусловленных коррозией труб.

Выбор условного диаметра трубопровода. Номограммы для определения диаметра трубопровода и потерь давления при течении жидкости плотностью 1000 кг/м^3 и газа плотностью 1 кг/м^3 в трубах с шероховатостью внутренней поверхности 0,1 мм (новые стальные трубы) приведены на рис. 3.4, *а,б*. Коэффициент гидравлического сопротивления трения рассчитан по формуле Шифринсона Б. Л.:

$$\lambda = 0{,}11\,(k/D)^{1/4}.$$

Потери давления на трение на единицу длины трубы

$$\Delta p/\Delta l = 0{,}11\,(k/D^5)^{1/4}\rho w^2/2.$$

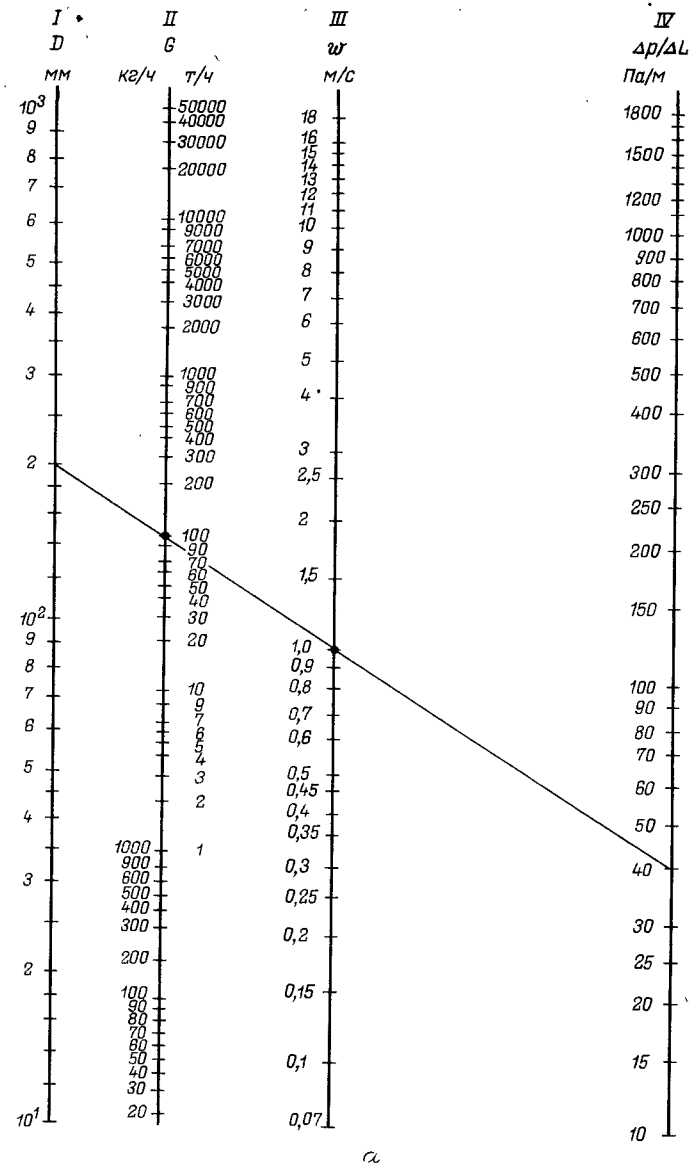
Формула применима при числах

$$\mathrm{Re} \geqslant 560/(k/D).$$

При выборе диаметра трубопровода на шкале *II* (см. рис. 3.4) откладывают расход, на шкале *III* – предполагаемую скорость течения жидкости или газа. Соединив полученные точки прямой в точке пересечения со шкалой *I*, получают диаметр трубопровода, в точке пересечения со шкалой *IV* – потери давления трения на единицу длины трубы.

При отличии шероховатости трубы или плотности потока от принятых при составлении номограммы полученные потери давления умножают для учета шероховатости на коэффициент $(10k)^{1/4}$, где k – шероховатость (см. табл. 2.4), плотности жидкости – на коэффициент ρ/1000, плотности газа – на его плотность.

Полученные потери давления суммируют с перепадом давления в местных гидравлических сопротивлениях, определенным по номограмме (см. рис. 2.2, *а*), а при необходимости – с гидростатическим давлением столба жидкости. После этого делают заключение о правильности выбранного диаметра трубопровода. Для трубопроводов, транспортирующих газы при низком давлении (например, трубопроводов



сброса газа на факел), номограммы из-за большой погрешности неприменимы. Выбор диаметра трубопровода для двухфазного газо(паро)жидкостного потока – задача более сложная, чем для однофазного. Экспресс-методы разработаны для воды и водяного пара [105], или только для конкретного режима течения двухфазного потока [56].

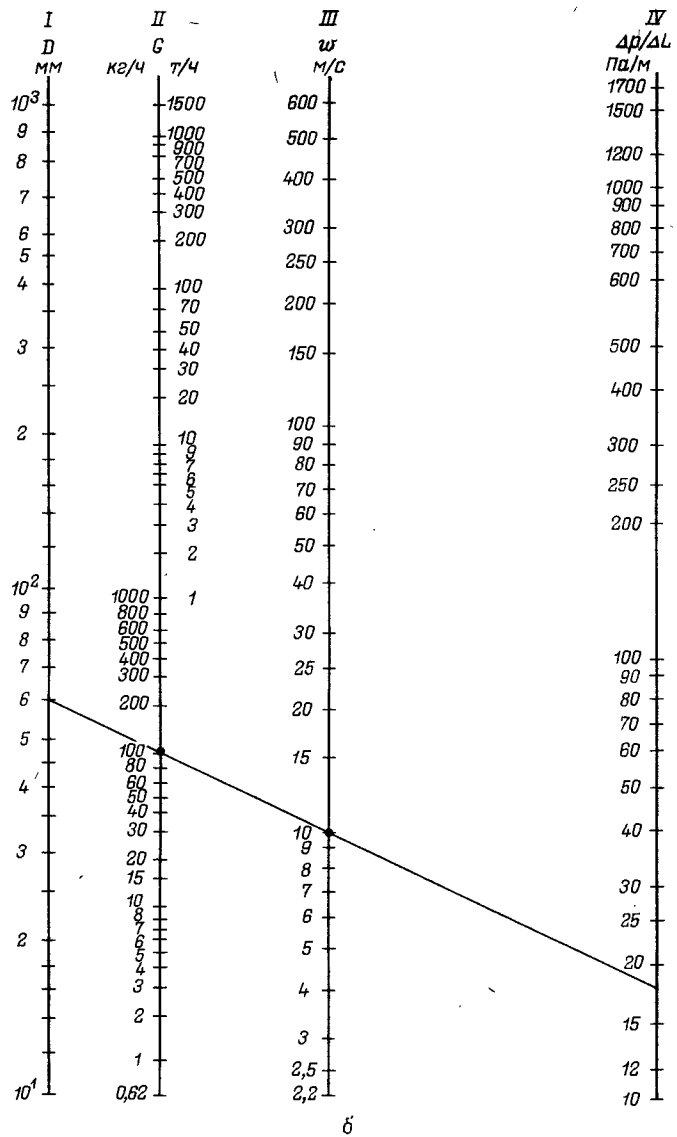


Рис. 3.4. Номограмма для определения диаметра трубопровода и потерь давления на трение в шероховатых трубах:

а – для жидкости; *б* – для газа

Предварительно диаметр труб выбирают по диаграмме режимов течения потока (см. рис. 2.8).

Номограмма для определения потерь давления на трение в двухфазном потоке в зависимости от потерь давления при течении каждой из фаз приведена на рис. 3.5 [56]:

$$\Delta p_{\text{г}}^{*}=\frac{(\Delta p/\Delta l)_{\text{г}}}{g(\rho_{\text{ж}}-\rho_{\text{г}})};\quad \Delta p_{\text{ж}}^{*}=\frac{(\Delta p/\Delta l)_{\text{ж}}}{g(\rho_{\text{ж}}-\rho_{\text{г}})};\quad \Delta p^{*}=\frac{(\Delta p/\Delta l)}{g(\rho_{\text{ж}}-\rho_{\text{г}})}.$$

Номограмма для определения диаметра пластмассовых труб приведена на рис. 3.6 [46]. Потери давления (Па)

$$\Delta p = 9{,}8\cdot 10^{3} iKL,$$

где $i=\lambda(1/D)\,w^{2}/(2g)$ – гидравлический уклон (потери напора на 1 м трубы); $K=1+0{,}93D$ – коэффициент, учитывающий [47] потери давления в стыках соединения труб.

Номограмма составлена для шероховатости труб 0,02 мм.

Для воды с температурой 10 °С гидравлический уклон определяют непосредственно по номограмме. Если вязкость жидкости отлична от

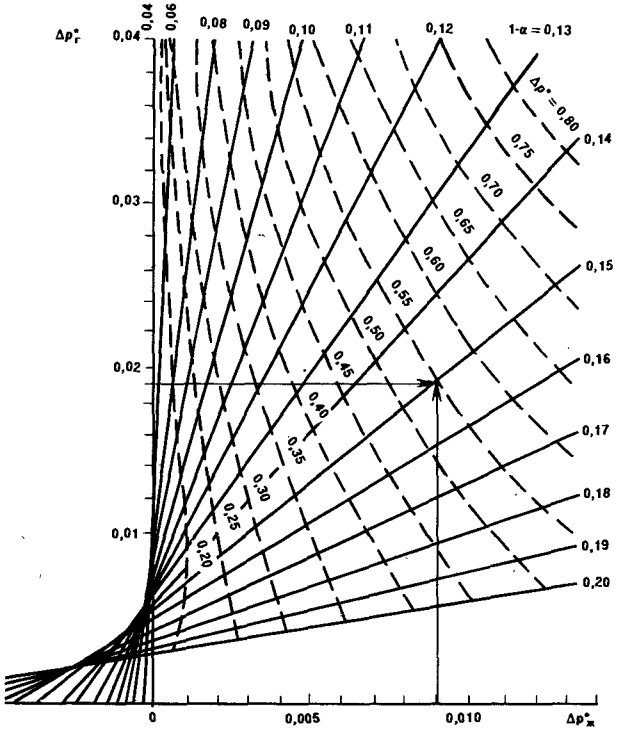


Рис. 3.5. Номограмма для определения потерь давления на трение в двухфазном потоке:

$\Delta p_{\text{г}}^{*}$ – потери давления для газа; $\Delta p_{\text{ж}}^{*}$ – для жидкости; Δp^{*} – для двухфазного потока

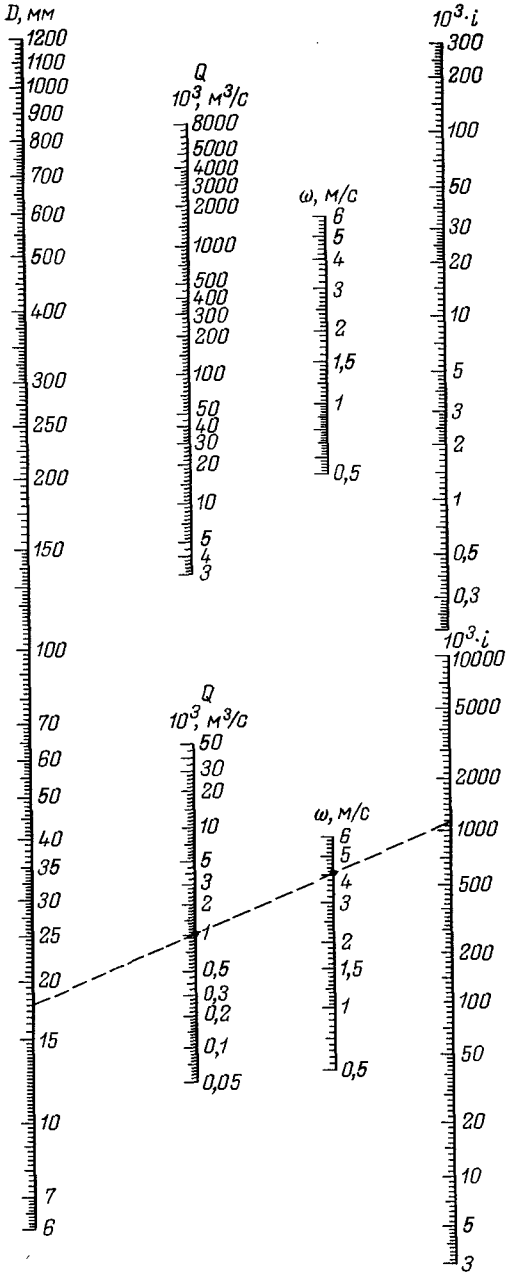


Рис. 3.6. Номограмма для определения диаметра пластмассовых труб

Таблица 3.6. Экспликация трубопроводов

Обозначение участка	Границы участка		Транспортируемый продукт	D_y, мм	Рабочие условия		Принимает ли температуру окружающего воздуха?
	от	до			давление (абс.), МПа	температура, °С	
100-1-1	Сеть товарного сырья	Установка	Метан	100	8,0	287	Да
200-1-1	Коллектор	Сепаратор	Воздух + + вода	150	0,214	15,5	Нет
300-1-1	Резервуар в парке	Коллектор	Автомобильный бензин	250	1,0	30	Да

вязкости воды, потери напора умножают на поправочный коэффициент

$$K_в = 0{,}226(\nu/\nu_0),$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости транспортируемой жидкости; $\nu_0 = 1{,}3 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

При транспортировании по трубопроводу жидкости плотностью ρ, отличающейся от плотности воды, потери напора дополнительно умножают на поправочный коэффициент $K_п = \rho/1000$.

Сведения по выбору диаметра пластмассовых газопроводов приведены в [16], стеклянных труб – в [48].

Для автоматизации процесса проектирования, связанного с выбором условного диаметра трубопроводов по рекомендуемым (или допустимым) скоростям, во ВНИПИнефти разработана программа ДИАМЕТР.

С помощью этой программы определяют условный диаметр трубопровода, скорость движения продукта в трубопроводе выбранного диаметра и допустимую скорость движения жидкостей-диэлектриков по условиям электризации, режим течения двухфазного потока, категорию и группу стальных технологических трубопроводов, параметры испытаний трубопроводов на прочность и герметичность. Результаты расчета распечатывают в форме экспликации трубопроводов (табл. 3.6).

Область применения программы ограничена диаметрами трубопроводов от 3 мм до 4 м; агрегатным состоянием транспортируемой среды – газами, жидкостями и газо(паро)жидкостными смесями.

Исходные данные для расчета: номер трубопровода по технологической схеме и его границы, расход, давление и температура продукта, его состав.

Группа и категория трубопровода по СН 527–80	Испытание на прочность		Дополнительное испытание на герметичность		Метод очистки трубопровода после монтажа	Код тепловой изоляции	Дополнительные указания (скорость, режим течения)
	способ испытания	давление (абс.), МПа	продолжительность испытания, ч	потери давления, не более, %/ч			
Бв1	Гидр.	10,0	—	—	Прочистка ершом, продувка	1	24,1 м/с
В5	Гидр.	0,32	—	—	—	—	12,78 м/с, режим кольцевой
Бб3	Гидр.	1,25	24	0,2	Промывка, продувка	1	1,41 м/с, допустимая 2,22 м/с. При истечении под слой 2,53 м/с

Необходимые для расчета константы выбираются из информационного фонда программы. Категорию и группу трубопровода выбирают по СН 527–80 [18]. Параметры испытаний трубопроводов на прочность и герметичность определяют по [106–109].

Язык программирования – ФОРТРАН. Программа предназначена для ЭВМ серии ЕС, операционная система ОС ЕС, и ПЭВМ РС/АТ, PS/2 или других IBM – совместимых ПЭВМ. Программа занимает 150 К оперативной памяти.

3.2. ВЫБОР ДИАМЕТРА ТРУБОПРОВОДА ПРИ ЗАДАННОМ ПЕРЕПАДЕ ДАВЛЕНИЯ

Диаметр трубопровода при заданном перепаде давления на единицу его длины [45] рассчитывают по формуле:

$$D = [64fG^2/(\pi^2\rho dp/dl)]^{1/5}, \qquad (3.6)$$

где dp/dl – Па/м; f определяют по обобщенной зависимости (2.66). При этом коэффициенты C_1, C_2 и C_3 для различных режимов течения определяют, используя параметр Λ:

$$\Lambda = \mathrm{Re}f^{1/5} = \mathrm{Re}(\lambda/8)^{1/5}. \qquad (3.7)$$

Из уравнений (2.67) и (3.7)

$$C_1 = [\exp(\Lambda^{5/8}/9{,}011)]^{16},$$

а из уравнений (2.68) и (3.7)

$$C_2 = [\exp(0{,}700746/\Lambda^{5/7})]^{16}.$$

Для турбулентного режима при $10^4 > \mathrm{Re} > 3000$ из (3.7) и формулы Блазиуса $f = 0{,}03955\mathrm{Re}^{-0{,}25}$

$$1/\sqrt{f} = 2{,}33\ln\Lambda - 1{,}14.$$

При $\mathrm{Re} > 10^4$, используя формулу (2.70), получают

$$C_3 = (3{,}1245/\Lambda^{0{,}9474} + 0{,}27k/D)^{-16}.$$

Соотношение k/D рекомендуется выбирать при $D = 25{,}4$ мм.

Более универсальное и точное определение диаметра трубопровода получают при заданных давлениях в его начальной и конечной точках:

$$\Delta p \leqslant p_н - p_к. \tag{3.8}$$

Из (3.8) следует, что

$$D = \left[\frac{0{,}81\lambda(L + L_{экв})G^2}{\rho(\Delta p - g\rho\Delta h - \Sigma\Delta p_a)}\right]^{0{,}2}, \tag{3.9}$$

где $L_{экв}$ – эквивалентная длина, соответствующая потерям давления в местных гидравлических сопротивлениях; Δh – разность пьезометрических высот начального и конечного сечений трубопровода; $\sum\Delta p_a$ – потери давления в элементах ТТС, например в технологических аппаратах.

Коэффициент сопротивления трения считают на всем протяжении трубопровода постоянным, что справедливо только в области квадратичного режима течения или при незначительном изменении скорости потока.

Полученный диаметр трубы округляют до ближайшего большего стандартного значения. Для него проводят гидравлический расчет уже с учетом режима течения потока, шероховатости стенки трубы и местных сопротивлений. Расчетное давление в конце сравнивают с заданным. При избыточном давлении диаметр трубы уменьшают на один типоразмер, если это допустимо; при недостаточном давлении – увеличивают на один типоразмер. Для нового диаметра расчет повторяют до определения минимального диаметра трубы, удовлетворяющего условию (3.8).

Для выполнения расчетов на ЭВМ во ВНИПИнефти разработана программа BPD3M [49, 110].

Исходные данные для расчета: расход, температура и состав продукта, давление в начале и в конце трубопровода, длины прямых участков, перечень местных сопротивлений, изменение геодезической высоты, гидравлическое сопротивление аппаратов, установленных в ТТС.

Результаты расчета: диаметр трубопровода, потери давления на трение, в местных сопротивлениях, на подъем, скорость движения продукта, кавитационный запас (для жидких продуктов).

Язык программирования ФОРТРАН. Программа предназначена для ЭВМ серии ЕС (операционная система ОС ЕС, эксплуатация в пакетном режиме), ПЭВМ PC/AT, PS/2 и других IBM – совместимых ПЭВМ.

3.3. ВЫБОР ДИАМЕТРА ТРУБОПРОВОДОВ С РЕГУЛИРУЮЩИМИ КЛАПАНАМИ

Для трубопроводов с регулирующими клапанами оптимальным является минимальный диаметр, обеспечивающий заданный перепад давления и работу регулирующих клапанов.

Схемы установки регулирующего клапана на трубопроводе показаны на рис. 3.7. Вариант схемы выбирают с учетом условий монтажа. Минимальные потери давления соответствуют схеме обвязки на рис. 3.7, *а*. Вариант схемы, показанной на рис. 3.7, *б*, по гидравлическому сопротивлению равноценен варианту, представленному на рис. 3.7, *а*. Для схемы на рис. 3.7, *в* потери давления максимальны, так как имеются два плавных поворота, два поворота с острой кромкой и увеличена длина прямых участков.

Минимально возможный перепад давления на клапане составляет не менее 10% от общего перепада на трубопроводе. При выборе регулирующего клапана рекомендуется [111] выполнить условие:

$$\Delta p_{кл}/(p_н - p_к) \geqslant B, \tag{3.10}$$

где $\Delta p_{кл}$ – перепад давления на клапане; B – коэффициент; $B = 0{,}3$ в системах среднего давления ($p \leqslant 6{,}3$ МПа); $B = 0{,}15$ в системах высокого давления ($p > 6{,}3$ МПа).

В системах низкого давления $\Delta p_{кл} \geqslant 0{,}03$ МПа.

Трубопроводы с регулирующими клапанами рассчитывают следующим образом:

принимают, что минимальный перепад давления на регулирующем клапане составляет 10% от общего перепада давления в трубопроводной системе, и определяют диаметр трубопровода, удовлетворяющий этому условию, по методике, представленной в разд. 3.2;

проводят гидравлический расчет трубопроводов выбранного диаметра до и после регулирующего клапана и определяют параметры потока и перепады давления на регулирующем клапане при максимальном и минимальном расходах среды;

определяют пропускную характеристику регулирующего клапана и выбирают марку клапана по методике, например [95,112–114].

Если для рассчитанных диаметра трубопровода, максимального и минимального перепадов давления регулирующий клапан не может быть выбран, диаметр трубопровода увеличивают и соответственно повышают допустимый перепад давления на клапане, после чего выбирают клапан.

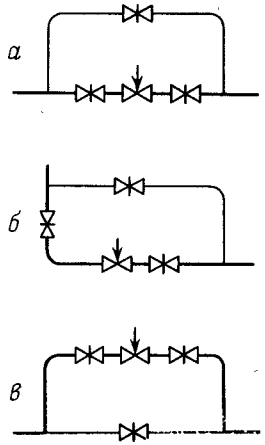


Рис. 3.7. Схемы установки регулирующего клапана на трубопроводе

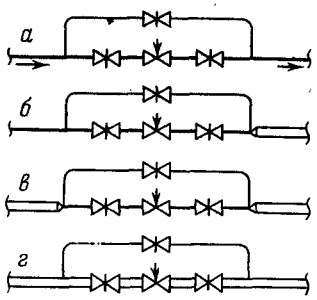


Рис. 3.8. Схема выбора диаметра трубопровода с регулирующим клапаном

Пример выбора диаметра трубопровода показан на рис. 3.8. Исходный вариант дан на рис. 3.8, *а*. Сначала увеличивают на один типоразмер диаметр трубопровода после регулирующего клапана (рис. 3.8, *б*), проводят гидравлический расчет трубопровода и выбирают регулирующий клапан. Если выбрать клапан не удалось, то увеличивают на типоразмер диаметр трубопровода до регулирующего клапана (рис. 3.8, *в*), снова проводят гидравлический расчет и выбирают регулирующий клапан. Если изменения оказались недостаточными, увеличивают на один типоразмер диаметр оставшейся части трубопровода в узле обвязки (рис. 3.8, *г*). После выбора регулирующего клапана проводят поверочный расчет.

Если перепад давления на клапане составит более 0,8 от общего перепада давления, то предусматривается выбор двух и более параллельно установленных регулирующих клапанов. Если требуемый перепад на регулирующем клапане превышает допустимый для имеющихся клапанов, то в этом случае предусматривается выбор двух и более последовательно установленных регулирующих клапанов.

Схемы узлов регулирования давления газа приведены на рис. 3.9 [112]. При небольшом изменении объемного расхода $Q_{max}/Q_{min} \leqslant 1{,}3$ последовательно с регулирующим клапаном устанавливают дроссель (рис. 3.9, *а*).

Для снижения гидравлического сопротивления узла регулирования одну часть потока пропускают через регулирующий клапан, другую – через установленный параллельно дроссель (рис. 3.9, *б*). Каналы с дросселем могут быть выполнены в корпусе регулирующего клапана [116], что упрощает конструкцию и уменьшает габариты узла регулирования.

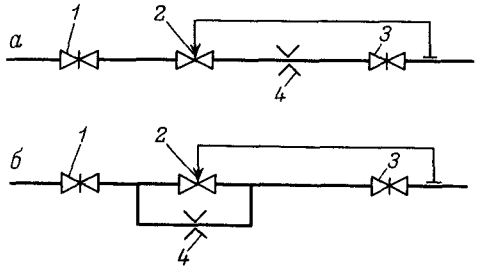


Рис. 3.9. Схемы узлов регулирования с установкой дросселя:

а – последовательно; б – параллельно; *1*, *3* – задвижка (кран); *2* – регулнрующий клапан; *4* – дроссель

Клапаны, предназначенные для регулирования потока жидкости, например воды, а также других невязких жидкостей, рассчитывают по методике, представленной в [113].

Максимальную пропускную способность регулирующего клапана $K_{\upsilon max}$ определяют по максимальному расходу жидкости или газа и соответствующему ему минимальному перепаду давления на клапане:

$$K_{\upsilon max} = 10^{-2} G_{max}/\sqrt{\rho \Delta p_{кл}}, \qquad (3.11)$$

где G_{max} – расход, кг/ч; $\Delta p_{кл}$ – минимальный перепад давления на клапане, МПа:

$$\Delta p_{кл} = p_н - p_к - \Delta p_т \pm g\rho\Delta h; \qquad (3.12)$$

$\Delta p_т$ – гидравлическое сопротивление трубопроводной системы (включая местные сопротивления и аппараты).

Марку и типоразмер клапана выбирают в зависимости от условного давления $p_у$; условный диаметр – так, чтобы пропускная способность клапана обеспечивала некоторый запас по расходу. Обычно [114] $K_{\upsilon y} \geqslant 1{,}2K_{\upsilon max}$.

При $n = \sqrt{\Delta p_т/\Delta p_{кл}} \leqslant 1{,}5$, как правило, выбирают клапаны с линейной пропускной характеристикой; при $n \geqslant 3$ – с равнопроцентной; при $1{,}5 < n < 3$ – с учетом конкретных условий эксплуатации.

Если $Re < 2 \cdot 10^3$, то в $K_{\upsilon max}$ вносят поправку, которая зависит от типа клапана [114].

Клапан обязательно проверяют на возможность возникновения в нем кавитации, для чего рассчитывают перепад давления $\Delta p_{кав}$, соответствующий началу кавитации [113]

$$\Delta p_{кав} = K_c(p_1 - p'), \qquad (3.13)$$

где K_c – коэффициент начала кавитации, который определяют в зависимости от конструктивного выполнения проточной части клапана, а также степени его открытия по [113, 115]; p_1 – давление перед клапаном; p' – давление насыщения при температуре перед клапаном T_1.

Если $\Delta p_{кл} > \Delta p_{кав}$, находят максимальный перепад давления

$$\Delta p_{кав}^{max} = K_m(p_1 - rp'), \qquad (3.14)$$

где K_m – коэффициент критического расхода, который определяют по [113, 115]; r – коэффициент восстановления давления, зависящий от физических свойств регулируемой среды:

$$r = 0{,}96 - 0{,}28\sqrt{p'/p_{кр}};$$

при отсутствии данных принимают $r = 1$; $p_{кр}$ – критическое давление (для воды $p_{кр} = 22{,}115$ МПа).

При $\Delta p_{кл} < \Delta p_{кав}^{max}$ значение $K_{\upsilon max}$ не изменяют.

При $\Delta p_{кл} \geqslant \Delta p_{кав}^{max}$ $K_{\upsilon max}$ пересчитывают по уравнению (3.11); при $\Delta p_{кл} = \Delta p_{кав}^{max}$ уточняют выбранные пропускную способность $K_{\upsilon y}$ и диаметр клапана.

При неодинаковых условных диаметрах регулирующего клапана и трубопровода (рис. 3.10) определяют поправочный коэффициент $K_п$,

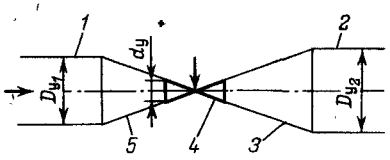


Рис. 3.10. Схема соединения регулирующего клапана с трубопроводами:
1 – установленным до клапана (D_{y_1}); *2* – после клапана (D_{y_2}); *3* и *5* – переход; *4* – регулирующий клапан

учитывающий дополнительное гидравлическое сопротивление переходов:

$$\frac{1}{\sqrt{K_п}} = 1 + \frac{\zeta}{0{,}00157}\left(\frac{K_{v\max}}{d_y^2}\right)^2, \qquad (3.15)$$

где d_y – условный диаметр клапана, мм.

При докритическом режиме течения ($\Delta p_{кл} < \Delta p_{кав}^{\max}$) и больших числах Re коэффициент гидравлического сопротивления узла регулирования определяют из уравнений [113]:

в случае одинаковых диаметров трубопроводов

$$\zeta = 1{,}5[1 - (d_y/D_y)^2]^2; \qquad (3.16)$$

различных диаметров (см. рис. 3.10) трубопроводов

$$\zeta = 0{,}5[1 - (d_y/D_{y_1})^2]^2 + [1 - (d_y/D_{y_2})^2] + (d_y/D_{y_2})^4 - (d_y/D_{y_1})^4, \qquad (3.17)$$

где D_{y_1} – диаметр трубопровода, установленного до клапана; D_{y_2} – то же, после клапана.

В уравнениях (3.16) и (3.17) переходы рассматривают как внезапное изменение проходного сечения (угол конуса переходов более 40°).

Далее определяют требующуюся пропускную способность регулирующего клапана: $K'_{v\max} = K_{v\max}/K_п$ и при необходимости выбирают клапан с большим значением K_{vy}.

При критическом режиме течения ($\Delta p_{кл} \geqslant \Delta p_{кав}^{\max}$) переход, установленный после клапана, не влияет на пропускную способность. Влияние перехода, расположенного до клапана, учитывают коэффициентом K'_m:

$$\frac{1}{K'_m} = \frac{1}{K_m} + \frac{\zeta}{0{,}00157}\left(\frac{K_{v\max}}{d_y^2}\right)^2; \qquad (3.18)$$

$$\zeta = 0{,}5[1 + (d_y/D_{y_1})^2]^2.$$

По полученному значению K'_m уточняют $\Delta p_{кав}^{\max}$ по уравнению (3.14) и $K_{v\max}$, при необходимости выбирают клапан с большим K_{vy}.

Расчет регулирующего клапана для газов, в том числе сухого насыщенного водяного пара, имеет некоторые особенности, связанные с сжимаемостью газа. Расчетные соотношения выбирают в зависимости от критического перепада давления:

$$\Delta p_{кр} = 0{,}6kK_m p_1, \qquad (3.19)$$

где k – показатель адиабаты.

Предварительная расчетная максимальная пропускная способность $K_{v\max}$ при $d_y = D_y$:

$$K_{v\max} = 10^{-2}(G_{\max}/\varphi)/\sqrt{\rho_1 \Delta p}. \qquad (3.20)$$

Для докритического режима течения ($\Delta p_{кл} < \Delta p_{кр}$) принимают $\Delta p = \Delta p_{кл}$, при этом коэффициент расширения

$$\varphi = 1 - \Delta p/(3\Delta p_{кр}). \qquad (3.21)$$

Для докритического режима течения $^2/_3 < \varphi < 1$.

Для критического режима течения ($\Delta p_{кл} \geqslant \Delta p_{кр}$) принимают $\Delta p = \Delta p_{кр}$ и $\varphi = {}^2/_3$. Из каталогов выбирают типоразмер клапана с d_y и K_{vy}, удовлетворяющих условию $K_{vy} \geqslant K_{v\max}$.

При неодинаковых условных проходах клапана и трубопровода ($d_y \neq D_y$) определяют поправочный коэффициент $K_п$ по формулам (3.17) или (3.18) и критический перепад давления с учетом влияния переходных патрубков:

$$\Delta p'_{кр} = \frac{\Delta p_{кр}}{K_п^2}\left[1 + \frac{K_m \zeta}{0{,}00211}\left(\frac{K_{v\max}}{d_y^2}\right)^2\right]^{-1}, \qquad (3.22)$$

уточняют значение $K_{v\max}$ клапана и при необходимости выбирают клапан с большей пропускной способностью.

Для регулирующих клапанов необходимо определять уровень звукового давления, создаваемого потоком в клапане при звуковой и сверхзвуковой скорости, кавитации и отрыве потока [115]. По рекомендации НПО «Нефтехимавтоматика» уровень звукового давления (дБ):

$$Y = 125 + 10\lg K_{v\max} + 16\lg p_{1\min} - 6\lg p_{2\max} + 20\lg s - 10\lg R,$$

где s – толщина стенки трубы, мм; R – расстояние до клапана, м.

Если $Y > 90$ Дб, принимают меры по снижению уровня шума (увеличивают проходное сечение клапана, устанавливают звукоизоляцию и т. п.).

Для двухфазных газожидкостных потоков НПО «Нефтехимавтоматика» рекомендует использовать следующие соотношения:

$$K_{v\max} = (K^{г}_{v\max} + K^{ж}_{v\max})\Phi,$$

где $K^{г}_{v\max}$, $K^{ж}_{v\max}$ – максимальная пропускная способность клапана, определяемая раздельно для газовой и жидкой фаз; Φ – поправочный коэффициент.

По данным опытов, для одно- и двухседельных регулирующих клапанов Φ определяют в зависимости от объемного паросодержания α:

$$\alpha \leqslant 0{,}55 \quad \Phi = 1 + 0{,}929\alpha;$$

$$0{,}55 < \alpha \leqslant 0{,}85 \quad \Phi = 1{,}398 - 0{,}66\alpha + 1{,}572\alpha^2;$$

$$\alpha > 0{,}85 \quad \Phi = -26{,}74 + 65{,}173\alpha - 36{,}93\alpha^2.$$

Критический перепад давления на клапане с учетом восстановления давления

$$\Delta p_{кр}/p_1 = 0{,}35 + 0{,}45(f - 0{,}6)^{0.8}; \quad f > 0{,}6,$$

где f – коэффициент критического расхода клапана:

$$f = \sqrt{2\Delta p_{кл}/p_1}.$$

Коэффициенты f для регулирующих клапанов приведены ниже:

	f
Двухседельный регулирующий клапан	0,9
Односедельный проходной с подачей среды:	
на затвор	0,8
под затвор	0,9
Односедельный угловой с подачей среды:	
на затвор	0,85
под затвор	0,95

Погрешность методики при $\alpha = 0{,}05 - 0{,}95$ составляет 20–40% и увеличивается при $\alpha > 0{,}95$.

Для выполнения расчетов на ЭВМ по ВНИПИнефти [111] разработана программа ВРТРКМ «Выбор диаметра трубопровода с регулирующим клапаном», блок-схема алгоритма которой представлена на рис. 3.11.

Исходные данные для расчета: давление в начале и в конце трубопровода, состав, температура, минимальный и максимальный расходы продукта, конструктивные параметры трубопровода (длина прямых участков, перечень местных сопротивлений и их размеры), назначение (регулирующий, запорно-регулирующий), пропускная характеристика (линейная или равнопроцентная) и конструктивный тип клапана (проходной или угловой, нормально открытый или закрытый).

По результатам расчета выдаются следующие данные: диаметр трубопровода до и после регулирующих клапанов; параметры гидравлического расчета, марка регулирующих клапанов и их число. Если после рассмотрения всех возможных вариантов регулирующий клапан не выбран, выдается сообщение о причине отказа.

Для примера в табл. 3.7 и 3.8 даны результаты расчета трубопровода, схема которого представлена на рис. 3.12.

В информационный фонд программы включены серийно выпускаемые одно- и двухседельные регулирующие клапаны.

В институте ГИПРОКАУЧУК разработаны программы Г-11М и Г-22 для проектного и поверочного гидравлического расчетов трубопроводов с регулирующим клапаном. Известны и другие программы, например программы института Укргипромез: KLAPAN – выбора типа и расчета характеристик регулирующих клапанов, KLARA – регулирующих дроссельных клапанов. Язык программирования ПЛ-1.

Таблица 3.7. Результаты гидравлического расчета трубопровода

Наименование продукта	Расход, кг/ч	Длина трубопровода, м	Условный диаметр, мм	Максимальная скорость, м/с	Плотность, кг/м³
Нефть	273500	28	200	2,91	831,9
		2	200	2,91	831,9

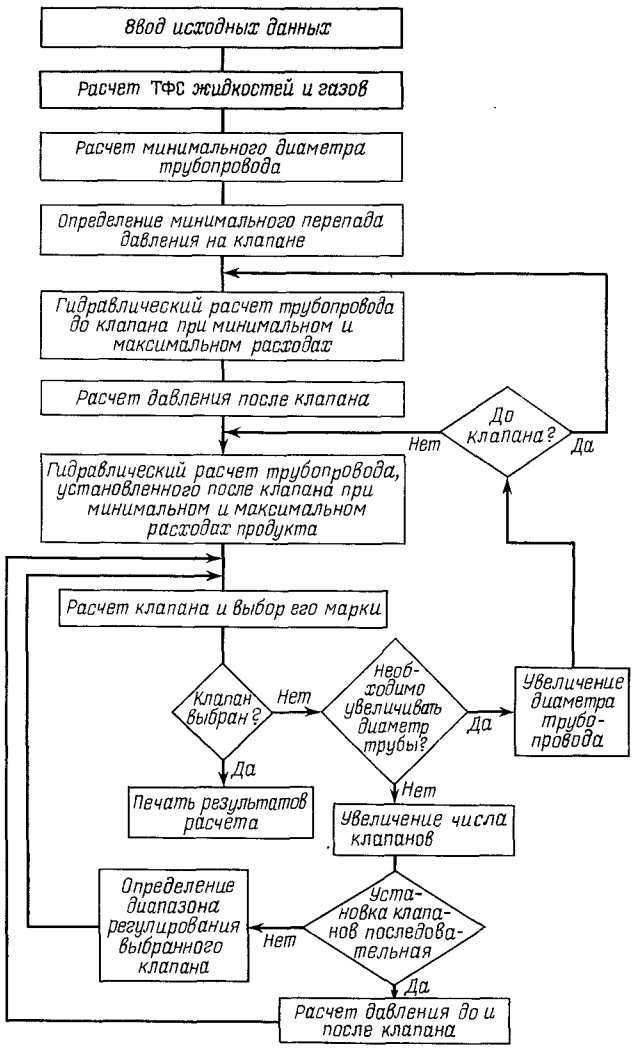


Рис. 3.11. Блок-схема алгоритма программы ВРТРКМ

с регулирующим клапаном

Потери давления, МПа			Давление, МПа		Примечание
трение	местные сопротивления	подъем	начальное	конечное	
0,01116	0,01134	−0,1297	0,163	0,27	До клапана
0.00107	0,00639	0,00349	0,173	0,162	После клапана

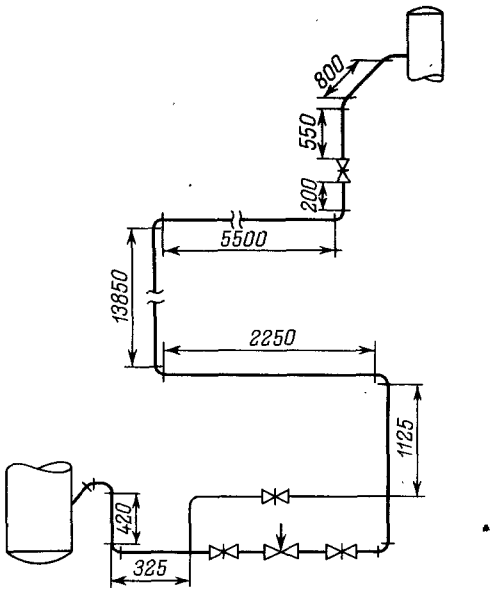


Рис. 3.12. Схема трубопровода с регулирующим клапаном

Таблица 3.8. Результаты расчета регулирующего клапана

Исходные данные		Результаты расчета	
D_y, мм	200	Марка клапана	25С48НЖ (НО)
p_y, МПа	0,25	Тип клапана	двухседельный
Материал	—	Корпус клапана	проходной
$T_{раб}$, °С	40	Наличие позиционера	да
Q_{min}, м³/ч	198,35	Число клапанов:	
Q_{max}, м³/ч	328,77	параллельных	—
p_1 при Q_{min}, МПа	0,284	последовательных	—
p_2 при Q_{min}, МПа	0,168	Δp при Q_{max}, МПа	0,097
p_1 при Q_{max}, МПа	0,27	Δp при Q_{min}, МПа	0,116
p_2 при Q_{max}, МПа	0,173	K_{vmin}, м³/ч	183,374
Вязкость (10^{-6} м²/с)	3,96	K_{vmax}, м³/ч	303,956
Плотность, кг/м³	831,88	K_{vy}, м³/ч	630
p насыщения, МПа	—	D_y, мм	150
Агрегатное состояние среды	жидкость	Скорость, м/с	5,2
Агрессивность	высокоагрессивная	Наличие кавитации	нет
Токсичность	нетоксичная	$\Delta p_{кав}$, МПа	0,18
Коэффициент сжимаемости газа	—		
Плотность водяного пара при p_2, кг/м³	—		
Вид действия: НО, НЗ	НО		

Продолжение табл. 3.8

Корпус клапана	проходной	Номер отказа	—
Установка дублера	—		
Установка позиционера	—		
Вид пропускной характеристики	линейная		
Назначение: регулирующий или запорно-регулирующий	регулирующий		
Среда	нефть		
Предпочитаемый тип клапана	—		

3.4. ВЫБОР ДИАМЕТРОВ РАЗВЕТВЛЕННЫХ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

Диаметры разветвленных трубопроводных систем выбирают при заданных расходах источников и потребителей. Давления потребителей считают известными по условиям технологического процесса; давления источников задают постоянными или диапазоном их изменения. Температуру продукта принимают постоянной или рассчитывают на каждом участке.

При выборе оптимальных диаметров трубопроводных систем учитывают дискретность диаметров и толщин стенок выпускаемых труб;

номенклатуру выпускаемых промышленностью нагнетательных машин и трубопроводной арматуры; допустимые скорости течения вследствие электризации (для органических жидкостей и диэлектриков), эрозии труб (для газов высокого даления, жидкостей и газов с твердыми частицами и др.), пульсации потока и вибрации трубопроводов.

Для систем теплоснабжения и вентиляционных систем [2, 117] используют метод расчета диаметров разветвленных трубопроводов с определением диаметра главной магистрали, имеющей наибольшую длину и максимальный расход. Затем определяют диаметры ответвлений по давлениям на их концах и в узлах присоединения ответвлений к магистрали.

При выборе главной магистрали произвольной разветвленной системы с различными давлениями и расходами в источниках и у потребителей, с различными длинами ветвей и неодинаковым составом местных сопротивлений на ветвях руководствуются следующим [118]:

если система имеет ряд источников с разными давлениями $p_и$, главная магистраль должна начинаться от источника с минимальным давлением;

если система имеет ряд потребителей с разными давлениями $p_к$, главная магистраль должна заканчиваться у потребителя с максимальным давлением;

если давление всех источников равно $p_и$, а потребителей – $p_к$, то у главной магистрали должно быть минимальное падение давления на

единицу ее длины:

$$\Delta p/L = \min, \qquad (3.23)$$

где $\Delta p = p_н - p_к - g\rho\Delta h - \sum \Delta p_а$;

если предыдущим условиям удовлетворяет более одной магистрали, то для выбора из них главной магистрали следует применить экономическое условие – капитальные затраты на главную магистраль больше, чем у других магистралей.

Капитальные затраты K – функция массы трубопровода: $K = f(\sum M_i)$, где M_i – масса отдельной ветви. Масса ветви трубопровода M_i – функция длины L_i, диметра D_i и толщины стенки s_i трубы. Так как реальную толщину стенки трубопровода выбирают не только из условий прочности, но и с учетом прибавки на коррозию, то точное аналитическое выражение для функции $K = f(\sum M_i)$ получить невозможно. Без учета прибавки на коррозию толщина стенки s является функцией диаметра $s = \Psi(D)$, и в этом случае приближенно $M_i = \varphi(D_i^2, L_i)$. Так как из уравнения Дарси – Вейсбаха следует, что при постоянных плотности и коэффициенте гидравлического сопротивления трения $D_i = \varphi_i(G_i^2 L_i/\Delta p_i)^{0,2}$, то после соответствующих подстановок функция капитальных затрат имеет вид:

$$K = f(\sum L_i^{1,4} G_i^{0,8} \Delta p_i^{-0,4}), \qquad (3.24)$$

где Δp_i – перепад давления в i-й ветви при расходе G_i.

В уравнении (3.24) выражение в скобках должно иметь для главной магистрали максимальное значение. Анализ результатов расчета конкретных схем показывает, что для трубопроводных систем, наиболее часто применяемых на практике, с учетом дискретности диаметров справедливо упрощенное выражение для выбора главной магистрали:

$$\sum G_i L_i/\Delta p_i.$$

Предложенный метод выбора главной магистрали наиболее универсален [2, 117].

Основные этапы расчета диаметров показаны для схемы разветвленного трубопровода (рис. 3.13) с 11 ветвями и несколькими источниками и потребителями. В общем случае число магистралей равно произведению числа источников на число потребителей. Для выбора



Рис. 3.13. Схема разветвленного трубопровода

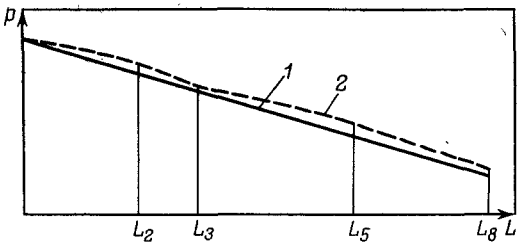


Рис. 3.14. Зависимость давления потока от длины главной магистрали

главной магистрали в соответствии с предложенным способом анализируют все возможные магистрали от источника к потребителю.

Предположим, что на первом этапе расчета главной будет магистраль (см. рис. 3.13), содержащая ветви *2, 3, 5, 8*. Для определения диаметров ветвей этой магистрали принимают линейную зависимость давления потока от длины главной магистрали (линия *1* на рис. 3.14). Затем определяют давления в узловых точках, принадлежащих главной магистрали, и поочередно выбирают диаметры ветвей. Для ветвей с регулирующими клапанами дополнительно учитывают условие (3.10).

Главная магистраль (ветви *2, 3, 5, 8*) разделяет рассматриваемый трубопровод на несколько схем, разветвленных и неразветвленных, давления в начальных и конечных точках которых известны (см. рис. 3.13). Диаметры неразветвленных трубопроводов определяют по уравнению (3.9), при этом давление в конце ветви *1* принимают равным давлению в конце ветви *2*, которое известно, а давление в конце ветви *4* – равным давлению в конце ветви *3*.

В оставшейся разветвленной части также определяют главную магистраль, диаметры ветвей этой магистрали, давления в ее узлах и т. д. В такой же последовательности рассчитывают диаметры остальных ветвей.

Далее для всей трубопроводной системы с выбранными диаметрами проводят поверочный гидравлический расчет и определяют давления в конечных точках (у потребителей). Если разница между расчетным и заданным давлением у потребителя превышает допустимое значение, диаметр ветви, подходящей к потребителю, или ее части может быть изменен.

По предложенному способу расчета выбирают оптимальные диаметры разветвленной трубопроводной системы, поскольку на всех этапах расчет проводят последовательно от главной магистрали к второстепенным; при выборе главной магистрали учитывают как технические, так и экономические показатели; диаметры каждой ветви выбирают минимальными для заданных условий.

Для трубопроводных систем с неизотермическим режимом течения дополнительно учитывают изменения температуры и теплофизических свойств продукта; выбрав диаметры ветвей, рассчитывают толщину тепловой изоляции, а затем проводят теплогидравлический расчет системы.

Таблица 3.9. Результаты выбора диаметров разветвленной ТТС по программе **BPD4M** *(см. рис. 3.15)*

Номер ветви трубопровода	Расход, кг/ч	Длина трубопровода, м	Условный диаметр, мм	Максимальная скорость, м/с	Плотность, кг/м³
1	17250	0,7	80	1,1	830
2	17250	1,0	65	1,7	830
3	34500	15,4	80	2,3	830
6	34500	3,0	65	3,5	830
7	69000	17,7	100	2,9	830
18	69000	6,0	100	2,9	830
19	138000	15,8	125	3,8	830

Номер ветви трубопровода	Потери давления, МПа			Давление, МПа	
	трение	местные сопротивления	подъем	начальное	конечное
1	0,00016	0,0005	0,0	0,2141	0,2134
2	0,00067	0,00071	0,0	0,2141	0,2127
3	0,01158	0,00246	0,0	0,2131	0,199
6	0,00715	0,00172	0,0	0,2131	0,2042
7	0,01627	0,00602	−0,1245	0,2016	0,3038
18	0,00576	0,00242	0,0	0,3252	0,3171
19	0,01894	0,13745	−0,0083	0,3104	0,1624

Для трубопроводных систем с насосами и компрессорами оптимизируемыми параметрами являются не только диаметры трубопроводов, но и давление нагнетания. При этом оптимизацию проводят в следующем порядке:

задают возможный диапазон изменения давления нагнетания насоса или компрессора от $p_{н1}$ до $p_{н2}$ и принимают шаг этого изменения $\Delta p_{нi}$;

определяют диаметры по описанному выше способу для каждого i-го варианта давления нагнетания: $p_{н2} = p_{н1} + \Delta p_{нi}$;

рассчитывают приведенные затраты при заданном давлении всасывания нагнетательных машин;

выбирают вариант с минимальными приведенными затратами.

При a источниках расхода и b потребителях разветвленная трубопроводная система имеет $j = 2^{a+b} - (2^a + 2^b - 1)$ напорно-расходных характеристик и столько же расчетных схем. После расчета всех вариантов для каждой ветви выбирают максимальный диаметр.

С использованием данной методики в институте ВНИПИнефть разработана программа BPD4M (ГИДРОСИСТЕМА) выбора диаметров разветвленных трубопроводных систем для ЭВМ ряда ЕС (операционная система ОС ЕС), ПЭВМ PC/AT, PS/2 и других IBM – совместимых ПЭВМ. Язык программирования ФОРТРАН. Исходные данные: давления в источниках и точках потребления, расходы и температуры продукта по ветвям, состав газовой смеси или плотность и вязкость

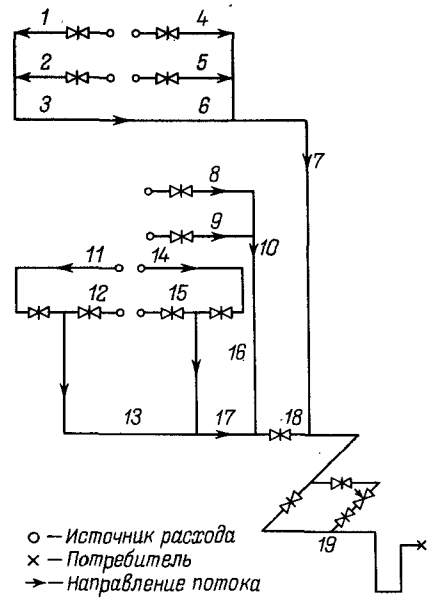


Рис. 3.15. Схема разветвленной ТТС

жидкости, схема и конструктивные параметры ТТС (длины ветвей, перечень местных гидравлических сопротивлений и т. д.). Результаты расчета: диаметры труб для каждого участка и параметры гидравлического расчета. Пример выбора диаметров разветвленной ТТС из 19 ветвей, схема которой показана на рис. 3.15, приведен в табл. 3.9.

Диаметры ТТС (типа дерева) для нефтегазовых и водонефтегазовых смесей выбирают с помощью программы «ТРУБА», разработанной институтом Гипротюменнефтегаз.

Метод динамического программирования для оптимизации параметров использован в программе «ДИПР» (СЭИ) [3], которая оптимизирует диаметры и давления трубопроводных систем, имеющих до 300 ветвей при произвольном числе источников с учетом рельефа местности и различных способов прокладки участков.

3.5. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ С НАГНЕТАТЕЛЬНЫМИ МАШИНАМИ

Расход перекачиваемого продукта, давление и температура в начальной и конечной точках ТТС определены при расчете технологической схемы, а расположение источников и потребителей – при компоновке основных аппаратов (объектов). Поэтому задача оптимизации ТТС сводится

к выбору параметров и марки нагнетательных машин, диаметров, длин и конфигурации всасывающего и нагнетательного трубопроводов, параметров тепловой изоляции, типа и размещения опор. При этом независимыми переменными являются длины и диаметры трубопроводов, давление и температура продукта. Оптимизационная модель устанавливает зависимость этих параметров от стоимостных и технических показателей и определяет оптимальное их сочетание.

Оптимальные параметры ТТС должны соответствовать минимуму приведенных затрат при условии обеспечения заданного режима работы, статической прочности, динамической устойчивости, надежности и других характеристик, связанных со спецификой проектируемого объекта [20, 119]:

$$\left.\begin{gathered} З = С + Е_н К = \min, \\ A\bar{q} = 0; \quad B\Delta p = 0; \quad w \leqslant w_д; \quad T_{д_1} < T < T_{д_2}; \\ \bar{\sigma} \leqslant \bar{\sigma}_д; \quad \delta_{max} \leqslant \delta_д; \quad \bar{Y} \leqslant \bar{Y}_д; \quad \bar{F} \leqslant \bar{F}_д; \quad R = \prod_i R_i \geqslant H; \\ С = С_э + С_т + С_в + С_а + С_{тр} + С_{КиА}; \quad С_э = \sum_{\tau=1}^{\tau} С_{э\tau}; \quad С_т = \sum_{\tau=1}^{\tau} С_{т\tau}; \\ К = \sum (К_т + К_{нм} + К_{ар} + К_и + К_{пс} + К_{кор} + К_{оп} + К_t + К_к + К_{КиА}) \end{gathered}\right\} \quad (3.24)$$

где З – приведенные затраты; $Е_н$ – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений; A – матрица соединений узлов и ветвей трубопроводной системы; $\bar{q}$ – вектор расходов в ветвях; B – матрица контуров; Δp – вектор перепадов давлений в ветвях; $w_д$ – допустимая скорость движения продукта; $T_{д_1}$ и $T_{д_2}$ – минимальная и максимальная допустимые температуры продукта; $\bar{\sigma}$ – вектор напряжений с компонентами эквивалентных напряжений в характерных точках системы; $\bar{\sigma}_д$ – вектор допускаемых напряжений с компонентами для тех же точек; δ и $\delta_д$ – расчетная и допускаемая степень неравномерности давления; $\bar{Y}$ и $\bar{Y}_д$ – векторы расчетных и допускаемых амплитуд вибрации элементов системы; $\bar{F}$ и $\bar{F}_д$ – векторы расчетных и допускаемых осевых усилий из условия устойчивости трубопроводов; R и R_i – вероятность безотказной работы трубопроводной системы и ее i-го элемента в течение заданного периода эксплуатации; H – нормативный показатель надежности; $С_э$, $С_т$, $С_в$, $С_а$, $С_{тр}$, $С_{КиА}$ – затраты на электрическую и тепловую энергию, на снижение вязкости перекачиваемых жидких продуктов добавкой присадок, на амортизацию, текущий ремонт, обслуживание средств контроля и автоматики, в том числе технической диагностики; $С_{э\tau}$ и $С_{т\tau}$ – затраты на электрическую и тепловую энергию для τ-го периода ($\tau = 1, 2, \ldots, T$); $К_т$, $К_{нм}$, $К_{ар}$, $К_и$, $К_{пс}$, $К_{кор}$, $К_{оп}$, $К_t$, $К_к$, $К_{КиА}$ – капитальные затраты на трубы и фасонные детали трубопровода, нагнетательные машины, арматуру, тепловую изоляцию, покровный слой, антикоррозионные покрытия, опоры, устройства для поддержания или изменения температуры продукта, компенсаторы, средства контроля и автоматики, в том числе технической диагностики.

С достаточной точностью капитальные затраты определяют аппроксимирующими зависимостями:

$$\left.\begin{aligned} К_т &= a_м a_ф (a_1 + a_2 M_т) L, & К_{нм} &= a_3 + a_4 N, \\ К_{ар} &= a_5 + a_6 D, & К_{оп} &= a_7 + a_8 D_н, \\ К_и &= a_и V_и, & К_{пс} &= a_{пс} F_и. \\ К_к &= a_9 + a_{10} D_н, \end{aligned}\right\} \quad (3.25)$$

где $a_1 - a_{10}$, $a_и$, $a_{пс}$ – коэффициенты, полученные на основе анализа прейскурантных данных; $a_м$ – коэффициент, учитывающий затраты на монтаж; $a_ф$ – коэффициент, учитывающий стоимость фасонных деталей трубопроводов (отводы, тройники, переходы, фланцы и т. п.); N – мощность нагнетательной машины (насоса, компрессора), $D_н$ – наружный диаметр трубопровода; $M_т$ – масса 1 м трубы; $V_и$ и $F_и$ – объем и наружная поверхность тепловой изоляции.

$К_t$ определяют в зависимости от типа и параметров обогревающего устройства (см. гл. 4), $К_{кор}$ зависит от вида антикоррозионного покрытия, $К_{КиА}$ – от вида и типа применяемых средств контроля и технической диагностики.

Компоненты эксплуатационных затрат определяют по следующим формулам:

$$\left.\begin{aligned} С_{э\tau} &= a_п a_с (A N_у + 10^{-3} B \tau N), \\ С_{т\tau} &= a_т \tau N_т, \\ С_в &= a_в \psi \tau G, \\ С_а &= \sum b_i К_i = b_т К_т + b_{нм} К_{нм} + b_и К_и + b_{пс} К_{пс} + b_{ар} К_{ар} + b_{оп} К_{оп}, \\ С_{гр} &= 0{,}03 (К_т + К_{нм} + К_и + К_{пс} + К_{ар} + К_{оп}), \end{aligned}\right\} \quad (3.26)$$

где $a_п$ – коэффициент, учитывающий потери электроэнергии от источника электроэнергии до потребителя ($a_п = 1{,}05$); $a_с$ – коэффициент, учитывающий затраты на содержание заводских электросетей и сооружений ($a_с = 1{,}06$); A – основная плата за 1 кВт максимальной нагрузки по тарифу, руб/(кВт·год); B – дополнительная плата за 10 кВт·ч потребляемой электроэнергии по тарифу, коп/10 кВт·ч; τ – продолжительность работы нагнетательной машины, ч/год; $N_у$, N – установочная и потребляемая мощность нагнетательной машины, кВт; $N_т$ – потребляемая тепловая мощность, кВт; $a_т$ – стоимость 1 кВт·ч тепловой энергии, руб/кВт·ч; ψ – коэффициент, учитывающий присадки относительно единицы перекачиваемого жидкого продукта; $a_в$ – удельная стоимость присадок, руб/кг; b_i – коэффициент амортизационных отчислений на i-й компонент ТТС.

$С_{КиА}$ определяют в зависимости от вида и конкретного типа используемых средств контроля, автоматики и технической диагностики.

Уравнение (3.24) универсально; с его помощью можно не только определить оптимальные параметры или режимы работы ТТС, но и выбрать оптимальную конструктивную схему, оценить варианты ТТС,

например, с различными типами обогревающих устройств, компенсаторов и т. п.

Если давление у источника расхода больше, чем у потребителя ($p_н > p_к$), перекачка продукта технически возможна без нагнетательных машин. Использование избыточной энергии потока целесообразно при условии [120]:

$$C_э + C_т > E_н \Delta K + \Delta C, \qquad (3.27)$$

где $C_э$, $C_т$ – стоимость получаемых электрической или тепловой энергии; ΔK, ΔC – дополнительные капитальные и эксплуатационные затраты, связанные с применением энергии потока.

Трубопроводная система с использованием избыточной энергии потока показана на рис. 3.16, *а*. Избыточная энергия жидкости (кДж), которую можно реализовать в гидротурбине для привода, например насоса

$$E = 3{,}6 \cdot 10^6 Q \Delta p_э \eta \tau,$$

где $\Delta p_э = p_н - p_к - \Delta p$; $\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$, МПа; Q – расход продукта, м^3/с; η – КПД гидроагрегата; τ – продолжительность работы трубопровода за год, ч.

График изменения давления потока в трубопроводах представлен на рис. 3.16, *б*.

Избыточная энергия потока газа может быть направлена для получения холода и (или) электроэнергии. Количество холода (кДж), вырабатываемое за год

$$I = 3{,}6 \Delta i G \tau,$$

где G – расход газа, кг/с; Δi – изменение энтальпии при расширении газа с совершением внешней работы, Дж/кг.

Получаемая при этом энергия (кДж)

$$E = 3{,}6 \frac{m}{m-1} G R T_1 \left[\left(\frac{p_к - \Delta p_2}{p_н - \Delta p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right],$$

где m – показатель политропы; T_1 – температура газа на входе в расширительную машину, К.

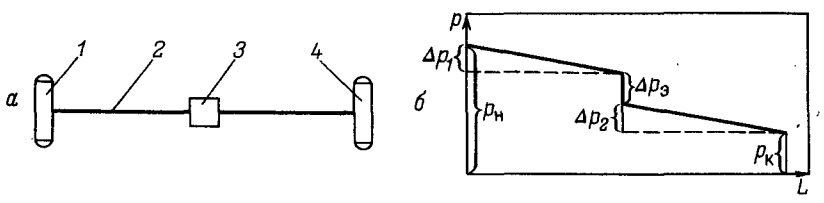


Рис. 3.16. Трубопроводная система с использованием избыточной энергии потока:

а – схема; *б* – график изменения давления потока; *1* – аппарат высокого давления; *2* – трубопровод; *3* – потребитель избыточной энергии; *4* – аппарат низкого давления

Так как $p_н - p_к = \Delta p + \Delta p_э$, то для определения целесообразности использования избыточной энергии потока сначала находят оптимальное соотношение между Δp и $\Delta p_э$, а затем проверяют выполнение условия (3.27).

Ниже рассмотрена схема ТТС с нагнетательной машиной.

Для определения параметров ТТС, соответствующих минимальным приведенным затратам, необходимо решить систему уравнений:

$$\left.\begin{array}{l} \partial З/\partial D_{вс} = 0; \quad \partial З/\partial D_{нг} = 0; \quad \partial З/\partial \bar{L}_{вс} = 0; \\ p_{вс} = f_1(D_{вс}, \bar{L}_{вс}); \quad p_{нг} = f_2(D_{вс}, D_{нг}, \bar{L}_{нг}); \\ L = L_{вс} + L_{нг}; \quad \bar{L}_{вс} = L_{вс}/L; \quad \bar{L}_{нг} = L_{нг}/L, \end{array}\right\} \qquad (3.28)$$

где $D_{вс}$ и $D_{нг}$, $L_{вс}$ и $L_{нг}$ – внутренние диаметры и длины всасывающего и нагнетательного трубопроводов.

Точное решение системы уравнений (3.28) затруднительно, так как диаметры труб и типоразмеры машин дискретны, а целевые функции нелинейны. Для нахождения оптимальных параметров в ограниченном диапазоне, допускающем линеаризацию функций, применяют сочетание

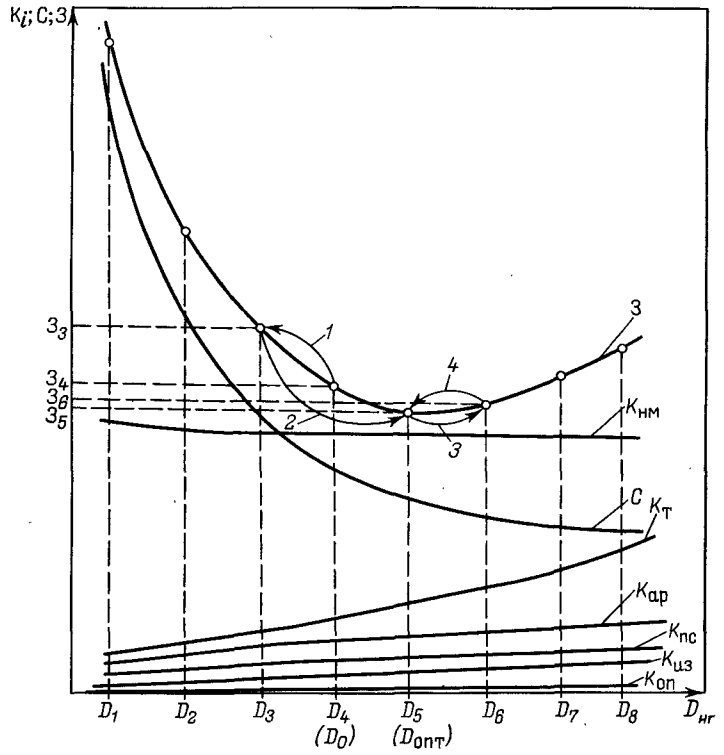


Рис. 3.17. К выбору оптимального диаметра нагнетательного трубопровода $D_{нг}$ методом направленного перебора вариантов при постоянных $D_{вс}$ и $\bar{L}_{вс}$

методов базовой точки и покоординатного спуска [21, 121].

Однако для всей номенклатуры нагнетательных машин, труб, арматуры и других элементов ТТС их стоимости можно аппроксимировать только ломаными линиями.

Для решения задачи многопараметрической оптимизации сочетают методы перебора вариантов и покоординатного спуска. Так как при использовании метода прямого перебора возможных вариантов необходим большой объем вычислений, применяют метод направленного перебора, обеспечивающий устойчивую работу программы и приемлемые затраты времени современных ЭВМ.

Суть метода направленного перебора пояснена на примере выбора оптимального диаметра нагнетательного трубопровода $D_{нг}$ при постоянных $D_{вс}$ и $\bar{L}_{вс}$ (рис. 3.17). Для ускорения расчета начальный диаметр трубопровода D_0 выбирают в соответствии с рекомендуемыми скоростями потока с учетом вязкости жидкости или состава и давления газа по методике, изложенной в разд. 3.1 или по программе ДИАМЕТР. Пусть $D_0 = D_4$. Сравнивают приведенные затраты $З_4$ и $З_3$ ТТС с диаметром D_4 и ближайшим меньшим диаметром D_3 (дуга *1*). При $З_3 > З_4$ переходят к диаметру D_5 (дуга *2*) и сравнивают приведенные

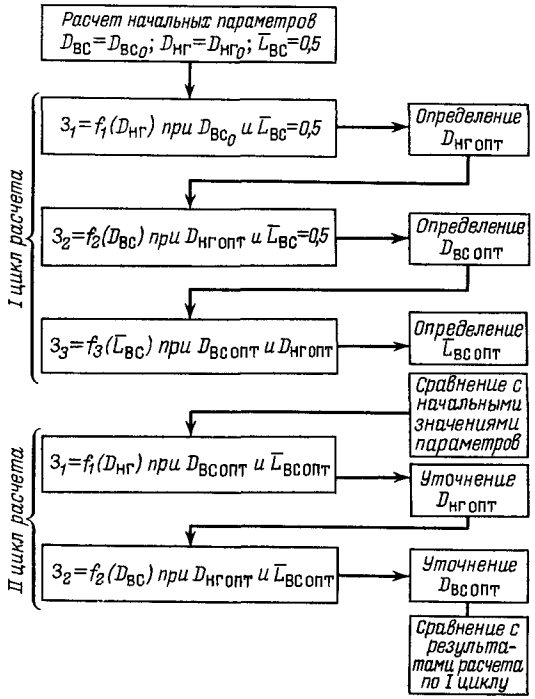


Рис. 3.18. Блок-схема определения параметров при многопараметрической оптимизации трубопроводной системы методом покоординатного спуска

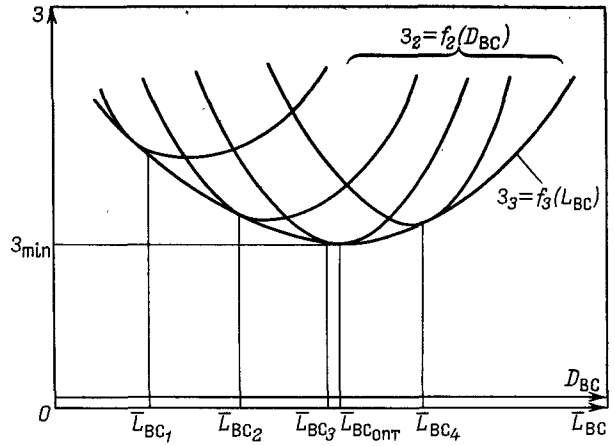


Рис. 3.19. К выбору оптимального диаметра всасывающего трубопровода методом направленного перебора вариантов при $D_{нг} = D_{нг_{опт}}$ и $\bar{L}_{вс} = \text{const}$

затраты $З_4$ и $З_5$ ТТС с диаметрами D_4 и D_5. При $З_4 > З_5$ переходят к сравнению приведенных затрат $З_5$ и $З_6$ ТТС с диаметрами D_5 и D_6 (дуга *3*). Так как $З_6 > З_5$, минимальные приведенные затраты у ТТС с диаметром $D_5 = D_{опт}$ (дуга *4*).

Диаметры $D_1 - D_8$ (см. рис. 3.17) соответствуют дискретному ряду условных диаметров выпускаемых промышленностью труб. При полном переборе всех диаметров необходимо было бы рассчитать множество вариантов ТТС, в данном же примере удалось ограничиться рассмотрением четырех вариантов с диаметрами D_3, D_4, D_5 и D_6.

При многопараметрической оптимизации трубопроводной системы окончательные значения параметров $D_{вс}$, $D_{нг}$ и $\bar{L}_{вс}$ определяют последовательными циклами расчета методом покоординатного спуска (рис. 3.18). Вначале принимают начальные значения параметров:

$$D_{вс} = D_{вс_0}, \quad D_{нг} = D_{нг_0}, \quad \bar{L}_{вс} = 0,5.$$

Решением системы уравнений (3.24) определяют $D_{нг_{опт}}$ по алгоритму, представленному на рис. 3.17. Далее переменной в уравнении (3.24) принимают $D_{вс}$, а диаметру $D_{нг}$ присваивают значение $D_{нг_{опт}}$ и выбирают оптимальный диаметр всасывающего трубопровода $D_{вс_{опт}}$ методом направленного перебора (рис. 3.19). Принимая переменной относительную длину всасывающего трубопровода $\bar{L}_{вс}$, а постоянным $D_{вс} = D_{вс_{опт}}$ и $D_{нг} = D_{нг_{опт}}$, находят оптимальную длину всасывающего трубопровода $\bar{L}_{вс_{опт}}$ также методом направленного перебора (рис. 3.20). Функции $З_1$ и $З_2$ изображены в местной системе координат.

В уточняющем цикле расчета за начальные принимают оптимальные параметры предыдущего цикла. Расчет заканчивают при совпадении параметров двух последующих циклов расчета. На каждом цикле многопараметрической оптимизации для значений $D_{вс}$, $D_{нг}$, $L_{вс}$ определяют

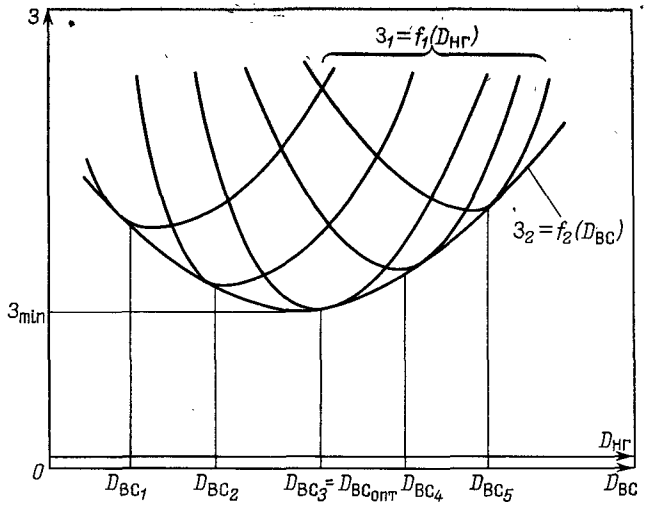


Рис. 3.20. К выбору оптимальной длины всасывающего трубопровода $\bar{L}_{вс}$ методом направленного перебора вариантов при $D_{нг} = D_{нг_{опт}}$ и $D_{вс} = D_{вс_{опт}}$

зависимые от них параметры:

$$L_{нг} = L - L_{вс}; \quad p_{вс} = f_1(D_{вс}, L_{вс}), \quad p_{нг} = f_2(D_{нг}, L_{нг}),$$

толщины стенок труб $s_{вс} = f_3(D_{вс})$ и $s_{иг} = f_3(D_{нг})$, толщину тепловой изоляции $s_{и} = f(D_{и})$ и марку насоса или компрессора.

Если рассматривать изменение $\bar{L}_{вс}$ от 0 до 1 с шагом 0,1, то максимальное число рассматриваемых вариантов составило бы 5819, что велико даже для быстродействующих ЭВМ. В случае направленного перебора вариантов при одном цикле (см. рис. 3.19) число вариантов может составить менее $60 \div 70$, при двух циклах – не более 100.

Для расчета оптимального диаметра нагнетательного трубопровода $D_{нг}$ и соответствующего ему давления нагнетания (при постоянных $D_{вс}$ и $L_{вс}$) в институте ВНИПИнефть разработана программа BPD1M для ЭВМ серии ЕС, язык программирования ФОРТРАН.

Исходные данные для расчета: расход и состав продукта, давление и температура продукта на входе в насос или компрессор и в конце ТТС, длины прямых участков труб, перечень местных гидравлических сопротивлений, высоты подъемов, потери давления в аппаратах, условия эксплуатации, тип насоса или компрессора.

Результаты расчета: диаметр трубопровода; давление на выходе из насоса или компрессора; параметры гидравлического расчета трубопровода; мощность, потребляемая насосом или компрессором; толщина, объем и поверхность тепловой изоляции; ориентировочные стоимости труб, арматуры, опор, тепловой изоляции, покровного слоя, насоса или компрессора, потребляемой электроэнергии.

Пример расчета нагнетательного трубопровода для нефтепродуктов дан в табл. 3.11.

Таблица 3.11. Результаты расчета нагнетательного трубопровода по программе BPD1M

1. Результаты гидравлического расчета трубопровода

Расход, кг/ч	Длина трубопровода, м	Условный диаметр, мм	Максимальная скорость, м/с	Плотность, кг/м³	Потери давления, МПа			Давление, МПа	
					трение	местные сопротивления	подъем	начальное	конечное
356100	50490	350	1,15	902,9	2,722	0,292	0,0	3,515	0,5

2. Результаты выбора сортамента трубопровода

Температура продукта, °С		Давление (абс.), МПа		Диаметр и толщина трубы, мм/мм	Марка материала трубы
рабочая	предельная	рабочее	предельное		
80	110	3,515	4,0	377/9	10Г2

3. Параметры для выбора нагнетательной машины

Давление, МПа		Температура, °С		Необходимая мощность одной машины, кВт	Число нагнетательных машин	
на входе	на выходе	на входе	на выходе		рабочих	резервных
0,4	3,515	80	80	284	2	1

4. Результаты расчета тепловой изоляции

Наименование тепловой изоляции	Диаметр трубы, мм	Длина, м	Температура, °С	Толщина тепловой изоляции, мм	Объем тепловой изоляции, м³	Площадь поверхности, м²
Плиты минераловатные на синтетическом связующем полужесткие. Обшивка алюминиевым листом	377	50490	80	60	4158,95	78832,6

5. Ориентировочные затраты на трубопроводную систему (в руб.)

Затраты	Элементы трубопроводной системы							Электроэнергия	Суммарные затраты
	трубы	тепловая изоляция	покровный слой	задвижки	клапаны	опоры	нагнетательная машина		
Капитальные	1519400	157208	321636	8520	0	21903	53058	69916	2081725
Приведенные	420873	43546	89093	2360	0	6051	22337		653063

Для комплексного расчета разветвленной трубопроводной системы с насосами предназначена также программа RGS-78 (Сибгипромез), которая выполняет гидравлический расчет сетей произвольной структуры, определяет диаметр и толщину труб, напор и мощность насосов, гидравлическое сопротивление регулирующих органов. Язык программирования ПЛ-1, операционная система ОС ЕС.

В САПР тепловых сетей аналогичную задачу решают комплексом SOSNA (ВНИПИэнергопром): выбирают оптимальные диаметры сети водяного теплоснабжения, определяют расходы на участках и давления в узлах, напоры и места установки насосов.

Для систем магистрального газоснабжения разработан программный комплекс КАНВА (ВНИИГаз, Институт газа АН УССР), позволяющий проводить гидравлический расчет трубопроводов, выбирать параметры компрессорных станций, теплообменного оборудования, определять технико-экономические показатели системы газоснабжения.

Для выполнения оптимальных компоновки оборудования и трассировки трубопроводов используют АРМ «КОМПОНОВКА» (разработчик – МХТИ им. Д. И. Менделеева) для ПЭВМ PC/AT и PS/2. Критерием выбора оптимального варианта является минимум приведенных затрат.

Глава 4

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ

4.1. ВЫБОР ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ ТРУБОПРОВОДОВ

Выбор материала и толщины тепловой изоляции в соответствии с условием (3.24) должен обеспечивать необходимый технологический режим при минимуме приведенных затрат на изоляцию [122]:

$$З_и = С_{эт} + Е_н К_и, \qquad (4.1)$$

где $С_{эт}$ – эксплуатационные затраты с учетом затрат на получение тепла (или холода), амортизационных отчислений и затрат на текущий ремонт; $К_н$ – капитальные затраты на тепловую изоляцию и покровный слой с учетом стоимости их монтажа.

С увеличением толщины тепловой изоляции возрастают капитальные затраты, но при этом уменьшаются затраты на получение тепла (или холода), составляющие основную часть эксплуатационных затрат (рис. 4.1).

Для упрощения и унификации инженерных расчетов разработаны нормы теплопотерь применительно к наиболее распространенным в промышленности теплоизоляционным конструкциям. Нормы теплопотерь и соответственно толщина тепловой изоляции при прочих равных

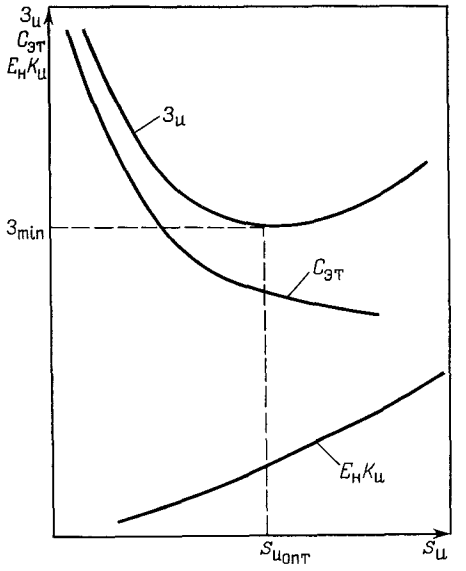


Рис. 4.1. Зависимость стоимостных показателей от толщины тепловой изоляции

условиях изменяются в зависимости от района строительства, параметров перекачиваемого продукта и источника тепла (или холода).

Увеличение толщины тепловой изоляции при определенных условиях может привести не к снижению, а даже к увеличению теплопотерь, поскольку при этом одновременно возрастает тепловое сопротивление и увеличивается наружная поверхность изолированного трубопровода. Наружный диаметр тепловой изоляции $D_{кр}$, соответствующий максимальным теплопотерям, называемый критическим, определяют дифференцированием по наружному диаметру тепловой изоляции $D_и$ уравнения теплопередачи:

$$Q = \frac{T - T_0}{\dfrac{\ln(D_и/D_н)}{2\pi\lambda_и L} + \dfrac{1}{\alpha_н \pi D_и L}}, \qquad (4.2)$$

где Q – тепловой поток, Вт; T, T_0 – температура продукта (стенки трубопровода) и окружающей среды, К; $\lambda_н$ – теплопроводность тепловой изоляции, Вт/(м·К); $\alpha_н$ – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к окружающей среде, Вт/(м²·К).

Результат приравнивают к нулю и находят диаметр $D_н = D_{кр}$, соответствующий максимуму Q:

$$D_{кр} = 2\lambda_и/\alpha_н. \qquad (4.3)$$

Изменение теплового потока в зависимости от наружного диаметра изоляции для различных материалов и условий теплообмена показано на рис. 4.2 [123]. Кривая *1* соответствует условиям: $D_н > D_{кр}$,

$\lambda_н < \alpha_н D_н/2$. Кривой *2* при $D_н < D_{кр}$ соответствует $\lambda_н > \alpha_н D_н/2$ – с увеличением диаметра (толщины) тепловой изоляции потери тепла возрастают и достигают максимума при $D_{кр}$, а при $D_н > D_{кр}$ потери тепла убывают при увеличении диаметра тепловой изоляции.

Прямая *3* соответствует условию, когда увеличение толщины тепловой изоляции не приводит к изменению теплового потока: рост термического сопротивления компенсируется увеличением теплопотерь за счет увеличения поверхности теплообмена. В этом случае [87]:

$$D_{кр} = kD_н, \quad \text{или} \quad \lambda_и = k\alpha_н D_н/2, \tag{4.4}$$

где $k = [\ln(D_н/D_и)]/(1 - D_и/D_н) > 1$.

Для трубопроводов $D_и = 10 \div 100$ мм при толщине тепловой изоляции $s_н \simeq D_н$ $k = 1{,}4$. С уменьшением толщины тепловой изоляции $k \to 1$.

При $D_и = D_0$ (см. рис. 4.2) теплопотери изолированного и неизолированного трубопроводов равны. Поэтому не имеет смысла устанавливать тепловую изоляцию из данного материала, если ее наружный диаметр будет меньше D_0.

Для определения D_0 из уравнения (4.2) получено соотношение [123]

$$\ln(D_0/D_н) + D_{кр}/D_0 = D_{кр}/D_0. \tag{4.5}$$

График определения минимальной толщины тепловой изоляции, соответствующей решению уравнения (4.5), представлен на рис. 4.3 [123]. Таким образом, оптимальная толщина тепловой изоляции, удовлетворяющая (4.1), при $\lambda_н < \alpha_и D_н/2$ должна соответствовать также условию $D_н + 2s_н > D_0$, поэтому перебор вариантов дискретных толщин

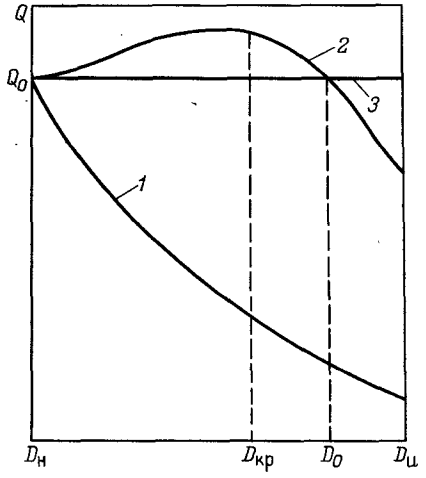


Рис. 4.2. Зависимость теплового потока от наружного диаметра изоляции для различных условий теплообмена

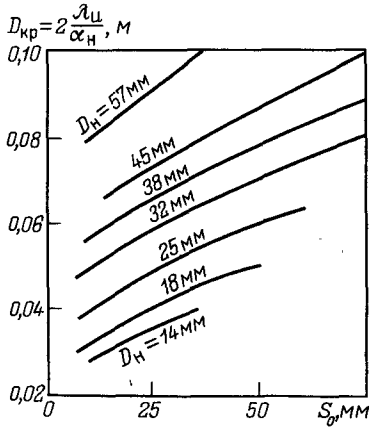


Рис. 4.3. График определения минимальной толщины тепловой изоляции s_0 трубопроводов различного диаметра

тепловой изоляции необходимо начать с $s_н > (D_0 - D_н)/2$.

Условие (4.4) накладывает ограничение на выбор материала тепловой изоляции трубопроводов диаметром до 75 мм при малых значениях $\alpha_н$, например для трубопроводов внутри помещений.

Теплоизоляционные конструкции состоят из следующих элементов:

теплоизоляционного слоя;

покровного слоя, предохраняющего теплоизоляционный слой от атмосферных осадков, механических повреждений, воздействия агрессивных сред и т. д.;

деталей для крепления теплоизоляционных материалов и покровных слоев и повышения прочности конструкции в целом;

пароизоляционного слоя для трубопровода с температурами на поверхности ниже 12 °С, который предохраняет изоляционную конструкцию от проникновения паров воды из окружающего воздуха и конденсации на стенках трубопровода.

Выбор конструкции и материала тепловой изоляции определяется месторасположением изолируемого объекта (в помещении, на открытой площадке, в грунте и т. д.), температурой и свойствами транспортируемого продукта, требованиями, предъявляемыми технологическим режимом и техникой безопасности, а также нормами теплопотерь.

При выборе материала теплоизоляционного слоя учитывают следующее:

для трубопроводов, подверженных вибрации, используют изделия из стеклянного штапельного волокна или из жестких материалов;

для трубопроводов с невысокими температурами продукта (до 20 °С), а также для трубопроводов, работающих периодически, используют изделия из пенопластов и жесткие изделия, имеющие высокую стоимость, только в случае необходимости;

для трубопроводов с температурой продукта более 250 и ниже – 60 °С применяют двухслойную изоляцию: нижний слой – из температуростойких материалов, имеющих сравнительно высокую теплопроводность и большую удельную массу; верхний слой – из менее температуростойких материалов с меньшими коэффициентом теплопроводности и удельной массой.

В соответствии с рекомендациями по использованию теплоизоляционных конструкций [124] для трубопроводов и оборудования с положительными температурами применяют материалы со средней плотностью не более 400 кг/м^3 и теплопроводностью не выше 0,07 Вт/(м·К), определенной при средней температуре теплоизоляционного слоя 25 °С и влажности, указанной в соответствующих стандартах и технических условиях на материалы и изделия.

Для тепловой изоляции поверхностей с температурой выше 400 °С в качестве первого слоя допускается применение изделий с теплопроводностью более 0,07 Вт/(м·К).

При отрицательных температурах используют теплоизоляционные материалы и изделия со средней плотностью не более 200 кг/м^3 и теплопроводностью не более 0,07 Вт/(м·К).

Наиболее часто применяемые теплоизоляционные материалы ТТС приведены в табл. 4.1–4.4.

Рекомендации по выбору теплоизоляционного материала в зависимости от диаметра трубопровода и температуры транспортируемого продукта даны для трубопроводов с положительной температурой в табл. 4.5, с отрицательной температурой – в табл. 4.6, с обогревающими спутниками – в табл. 4.7.

Рекомендации по выбору тепловой изоляции трубопроводной арматуры в зависимости от ее типа и температуры транспортируемого продукта даны в табл. 4.8 и 4.9.

Минимальная толщина тепловой изоляции зависит от толщины выпускаемых теплоизоляционных изделий; при использовании уплотняющихся изделий, мастичной и набивной изоляции она принимается равной 30 мм, а для изоляции тканями – 20 мм [18].

Предельные толщины тепловой изоляции трубопроводов даны в табл. 4.10 и 4.11 [124, 125].

При бесканальной прокладке толщину изоляции не нормируют.

Приведенные предельные толщины тепловой изоляции являются ориентировочными, установленными на практике, исходя из условий допустимой массовой нагрузки на трубопровод, возможности и удобства монтажа и т. д. Если рассчитанная толщина тепловой изоляции больше предельной, следует выбрать материал тепловой изоляции с меньшей теплопроводностью.

Для трубопроводов и оборудования следует применять, как правило, индустриальные конструкции, в том числе полносборные и комплектные теплоизоляционные конструкции заводского изготовления [124]. При использовании полносборных и комплектных теплоизоляционных конструкций для поверхностей с отрицательными температурами необходимо предусматривать тщательное уплотнение мест соединения и герметизацию швов. Съемные теплоизоляционные конструкции применяют для арматуры, фланцевых соединений, сальниковых и линзовых компенсаторов, а также в местах измерений и проверки состояния металлических конструкций.

Допускается использование съемных теплоизоляционных конструкций для фланцевых соединений и арматуры с отрицательными температурами при уплотнении мест соединений отдельных элементов после каждой установки конструкции на место.

Для поверхностей с температурой выше 250 °С второй слой изоляции должен перекрывать швы первого.

Для теплоизоляционных конструкций, изолирующих поверхности с отрицательными температурами, не следует применять металлические крепежные детали, проходящие через теплоизоляционный слой. Крепежную деталь или ее часть изготовляют из материала с низкой теплопроводностью.

Деревянные крепежные детали обрабатывают антисептическими составами, а при расположении в цехах пожароопасных производств – антипиренами. Металлические части таких деталей должны иметь за-

Таблица 4.1. Характеристика теплоизоляционных материалов

Теплоизоляционные материалы	Толщина материала, мм	Пределы применения материала по температуре, °С
Плиты и маты минераловатные на синтетическом связующем мягкие и полужесткие	40, 50, 60, 70, 80, 90, 100	−60 ÷ +400
Маты минераловатные прошивные	40, 50, 60, 70, 80	−60 ÷ +600
Шнур минераловатный	30, 40, 50, 60, 70, 80	−60 ÷ +600
Цилиндры минераловатные на синтетическом связующем	40, 50, 60	−60 ÷ +400 (на улице) и до +300 (в помещении)
Маты из стеклянного штапельного волокна	30, 40, 50, 60, 70, 80	−60 ÷ +180
Полосы и маты из непрерывного стеклянного волокна	20, 30, 50	−180 ÷ −60
Пенодиатомитовые изделия	См. табл. 4.2–4.4	До 900

Таблица 4.2. Параметры тепловой изоляции из пенодиатомитовых полуцилиндров (скорлуп)

Обозначение изделия	Внутренний диаметр изделия, мм	Толщина изделия, мм	Обозначение изделия	Внутренний диаметр изделия, мм	Толщина изделия, мм
$П_1$	57	50, 80	$П_3$	89	50, 65
$П_2$	76	40, 70	$П_4$	108	55, 80

Таблица 4.3. Параметры тепловой изоляции из пенодиатомитовых сегментов

Обозначение изделия	Внутренний диаметр изделия, мм	Толщина изделия, мм	Число изделий по окружности трубы
$С_1$	133	40, 70	4
$С_2$	159	55, 80	5
$С_3$	219	50, 80	6

Таблица 4.4. Параметры тепловой изоляции из пенодиатомитового кирпича

Обозначение изделия	Параметры изделий			
	плотность, кг/м³	длина, м	ширина, мм	толщина, мм
ПД.К1-400	400	250	123	65
ПД.К1-350	350	250	123	65
ПД.К2-400	400	250	113	65
ПД.К2-350	350	250	113	65

Таблица 4.5. Тепловая изоляция трубопроводов с положительной температурой (без обогревающих спутников)

Температура продукта, °С	Наружный диаметр трубопровода $D_н$, мм									
	до 45	57	76	89	108	133	159	219	273	325 ÷ 1420
До 200	Маты из стеклянного штапельного волокна марки МРТ-50	Цилиндры минераловатные на синтетическом связующем марки 150								Плиты минераловатные на синтетическом связующем полужесткие марки 125
200 ÷ 400					*1* слой – цилиндры минераловатные на синтетическом связующем марки 150 *2* слой – плиты минераловатные на синтетическом связующем мягкие марки 75					
400 ÷ 600	Шнур минераловатный марки 200					*1* слой – шнур минераловатный марки 200 *2* слой – плиты минераловатные на синтетическом связующем мягкие марки 75			*1* слой – маты минераловатные прошивные в сетке с двух сторон марки 150 *2* слой – плиты минераловатные на синтетическом связующем мягкие марки 75	
Свыше 600	*1* слой – пенодиатомитовые полуцилиндры (скорлупы) *2* слой – пенодиатомитовые сегменты *3* слой – шнур минераловатный марки 200				*1* слой – пенодиатомитовые сегменты *2* слой – маты минераловатные прошивные *3* слой – плиты минераловатные марки 125				*1* слой – пенодиатомитовый кирпич *2* слой – маты минераловатные прошивные в сетке с двух сторон марки 150 *3* слой – плиты минераловатные на синтетическом связующем полужесткие марки 125	

Таблица 4.6. Тепловая изоляция трубопроводов с отрицательной температурой

Температура, °С	Наружный диаметр трубопровода $D_н$, мм		
	до 45	57 ÷ 273	325 ÷ 1420
От 0 до −60 °С	Маты из стеклянного штапельного волокна МРТ-50	*1* слой – цилиндры минераловатные на синтетическом связующем марки 150 *2* слой – плиты минераловатные на синтетическом связующем мягкие марки 75	Плиты минераловатные на синтетическом связующем полужесткие марки 125
От −60 до −180 °С	Полосы и маты из непрерывного стеклянного волокна		

Таблица 4.7. Тепловая изоляция трубопроводов с обогревающими спутниками

Материал тепловой изоляции	Наружный диаметр трубопровода $D_н$, мм	
	до 89	108 ÷ 273
Маты из стеклянного штапельного волокна марки МРТ-50	Плиты минераловатные на синтетическом связующем мягкие марки 75	Маты минераловатные прошивные марки 150 в сетке № 20–0,5 с двух сторон

Таблица 4.8. Характеристики тепловой изоляции арматуры при положительной температуре транспортируемого продукта

Арматура	Температура продукта, °С	Материал тепловой изоляции	Толщина тепловой изоляции, мм	Материал покровного слоя
Задвижки, вентили, клапаны обратные	До 200	Матрацы из матов минераловатных марки 125	40	Стеклоткань и алюминиевый кожух
	200–400	То же	60	То же
	400–600	»	80	Асбестовая ткань марки АТ-7 и алюминиевый кожух
	Свыше 600	»	Свыше 80	Ткань из стеклянного волокна КТ-11 и алюминиевый кожух
Предохранительные клапаны, сильфонные вентили, краны	До 600	Минеральная вата марки 100 (набивка под кожух)		Алюминиевый кожух

Таблица 4.9. Характеристики тепловой изоляции арматуры при отрицательной температуре транспортируемого продукта

Арматура	Минимальная температура продукта, °С	Материал тепловой изоляции	Толщина тепловой изоляции, мм	Материал пароизоляционного слоя	Число слоев пароизоляции	Материал покровного слоя
Задвижки, вентили, клапаны обратные	−100	Пакеты стекловатные в полиэтиленовой пленке	60	Полиэтиленовая пленка	2	Алюминиевый кожух
	−180		100	То же	3	То же
Предохранительные клапаны, сильфонные вентили, краны	−180	Стекловата (набивка под кожух)		—	—	»

Примечание. Толщину полиэтиленовой пленки для пароизоляционного слоя принимают как для трубопроводов (см. табл. 4.12).

Таблица 4.10. Предельная толщина тепловой изоляции горячих поверхностей трубопроводов

Надземная прокладка		Прокладка в непроходных каналах		
условный диаметр трубопровода, мм	предельная толщина, мм	условный диаметр трубопровода, мм	предельная толщина, мм, при температуре среды	
			до 150 °С	свыше 150 °С
10	40	15	40	60
25	70	25	60	100
40	80	40	60	100
50	100	50	80	120
70	130	100	80	160
100	160	150	100	180
150	160	200	100	200
200	180	250	100	200
250	180	300	100	200
300	200	350	100	200
350	200	400	120	220
400	210	500 и более	120	220
500	220	—	—	—
600	230	—	—	—
800	240	—	—	—
1000 и более	260	—	—	—

щитное покрытие от коррозии. Швы в пароизоляционном слое должны быть уплотнены; число слоев в зависимости от температуры продукта, срока службы изолированных объектов и вида пароизоляционного материала приведено в табл. 4.12 [124].

Таблица 4.11. Предельная толщина тепловой изоляции поверхностей с отрицательными температурами

Условный диаметр трубопровода, мм	Предельная толщина, мм, при температуре, °С			Условный диаметр трубопровода, мм	Предельная толщина, мм, при температуре, °С		
	−20 ÷ −30	−31 ÷ −100	ниже −100		−20 ÷ −30	−31 ÷ −100	ниже −100
10	40	70	70	250	160	220	240
25	60	100	100	300	180	240	250
40	60	120	120	350	200	260	260
50	80	140	160	400	220	280	280
70	100	160	180	450	240	300	300
100	120	180	200	500 и более, плоская поверхность	260	320	320
150	140	200	220				
200	140	200	240				

Таблица 4.12. Число слоев пароизоляционного материала в теплоизоляционных конструкциях для объектов с отрицательными температурами

Пароизоляционный материал	Толщина материала, мм	Число слоев при различных температурах продукта и сроках эксплуатации					
		от −60 до +19°С		от −61 до −100°С		ниже −100°С	
		8 лет	12 лет	8 лет	12 лет	8 лет	12 лет
Полиэтиленовая пленка	0,15–0,2	2	2	2	2	3	—
	0,21–0,3	1	2	2	2	2	3
	0,31–0,5	1	1	1	1	2	2
Изол	2	1	2	2	2	2	2
Рубероид	1	3	—	—	—	—	—
	1,5	2	3	3	—	—	—
Алюминиевая фольга	0,06–0,1	1	2	2	2	2	2

Примечания. 1. Допускается применение других материалов, обеспечивающих уровни сопротивления паропроницанию не ниже, чем приведенные в таблице.

2. При использовании теплоизоляционного материала с закрытыми порами, имеющими коэффициент паропроницаемости менее 0,1 мг/(м·ч·Па), во всех случаях применяют один слой пароизоляции.

Таблица 4.13. Толщина металлических листов и лент для покровного слоя тепловой изоляции в зависимости от диаметра изолируемого объекта

Материал	Толщина листа, мм, при диаметре объекта с изоляцией, мм			
	до 350	свыше 350 до 600	свыше 600 до 1600	свыше 1600
Сталь тонколистовая, листы из алюминия и алюминиевых сплавов	0,3–0,5	0,5–0,8	0,8	1,0
Лента из алюминия и алюминиевых сплавов	0,25–0,3	0,3–0,8	0,8	1,0

Вид покровного слоя и крепежных деталей для тепловой изоляции выбирают, исходя из следующих условий: технологичности изготовления и установки на поверхность изоляции с учетом ее конфигурации и возможности применения индустриальных способов монтажа;

условий эксплуатации и агрессивности окружающей среды;

требуемой группы возгораемости.

Для защиты от коррозии кровельную сталь следует окрашивать.

Толщину металлических листов и лент, применяемых для покровного слоя, принимают по табл. 4.13 [124].

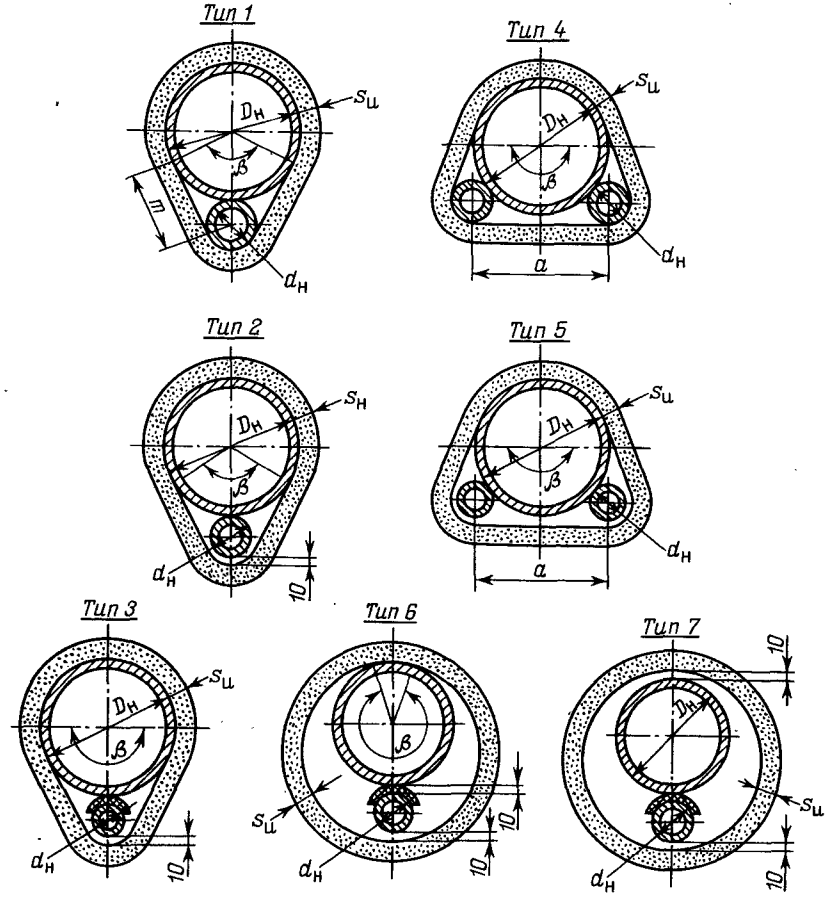


Рис. 4.4. Схемы трубопроводов с обогревающими спутниками:

1 – с одним спутником; *2* – то же, с зазором между трубопроводом и спутником; *3* – то же, с прокладкой между трубопроводом и спутником; *4* – с двумя спутниками; *5* – то же, с зазором между спутниками и тепловой изоляцией; *6* – с одним спутником и цилиндрической тепловой изоляцией; *7* – то же, с зазором между трубопроводом и тепловой изоляцией

С помощью современных теплоизоляционных материалов можно ограничивать снижение температуры продукта на 2–3 °С на 1 км трубопровода [126, 127]. Если тепловая изоляция не обеспечивает в трубопроводе заданного температурного режима перекачки или требуется поддержать заданную температуру продукта в трубопроводе при временном прекращении перекачки, то применяют паровой, жидкостный или электрический подогрев. Для обогрева трубопроводов паром, горячей водой или антифризами используют рубашки (теплоноситель подают в кольцевое межтрубное пространство трубопроводов) и трубы-спутники (спутники). На практике чаще всего применяют обогрев одним или двумя спутниками. Схемы трубопроводов с обогревающими спутниками даны на рис. 4.4.

Наружный диаметр спутников составляет от 25 до 57 мм.

Спутник закрепляют на трубопроводе хомутами, длина обогреваемого участка обычно не превышает 100 м. Когда прямой контакт трубопровода со спутником нежелателен, между ними располагают изолирующие прокладки (см. рис. 4.4, типы *3, 6, 7*).

Устройства для электрического подогрева трубопроводов экономичны, обеспечивают быстроту пуска и возможность автоматизации управления [126–128]. Они представляют собой нагревательные кабели или ленты, которые закрепляют на трубопроводе. Кабели работают по принципу последовательного сопротивления и имеют один или два электропроводника (жилы). Двужильный кабель образует замкнутый контур.

Нагревательные ленты работают по принципу параллельного сопротивления (два электропроводника связаны элементом сопротивления – тонкими проволочками или полупроводящей смолой). Электроэнергию подают на концах лент. Для автоматического включения и выключения электронагревателей устанавливают термостаты.

4.2. РАСЧЕТ ТОЛЩИНЫ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ

Расчет толщины тепловой изоляции при нормированной или заданной плотности теплового потока, заданном изменении температуры продукта, количества конденсата в паропроводе или времени прекращения движения продукта. Толщину тепловой изоляции объектов диаметром $D_н \geqslant 2$ м и плоской поверхности определяют по формуле [124]:

$$s_и = \lambda_и (R - 1/\alpha_н - R_{ст}), \qquad (4.6)$$

где R – сопротивление теплопередаче теплоизоляционной конструкции, $м^2 \cdot °С/Вт$; $R_{ст}$ – термическое сопротивление стенки объекта; $R_{ст} = s/\lambda_{ст}$; s – толщина стенки; λ – теплопроводность материала стенки.

Теплопроводность тепловой изоляции $\lambda_и$ изменяется линейно в зависимости от температуры. При расчетах ее определяют по средне-арифметической температуре на граничных поверхностях изоляцион-

ного слоя:

$$\lambda_{и} = \lambda_0 + b(t_{вн} + t_{и})/2 = \lambda_0 + bt_{ср}, \quad (4.7)$$

где λ_0 – теплопроводность при 0 °С; b – температурный коэффициент; $t_{вн}$, $t_{н}$ – температура внутренней и наружной поверхности изоляции, °С.

Данные для определения $\lambda_{и}$ по уравнению (4.7) приведены в табл. 4.14 и 4.15 [125].

Если температура наружной поверхности изоляционного слоя неизвестна, то ее без существенной погрешности можно принять 40 ÷ 50 °С для объектов, расположенных в помещении, и 0 °С – для объектов, находящихся на открытом воздухе в зимнее время [129].

Таблица 4.14. Коэффициенты в уравнении (4.7) для определения теплопроводности теплоизоляционных материалов

Теплоизоляционные материалы	Средняя плотность материала изоляции, кг/м³	Максимальная температура применения материала изоляции, °С	Коэффициенты	
			λ_0, Вт/(м·°С)	b, Вт/(м·°С²)
Альфоль:				
гофрированный	20–40	350	0,059	0,00026
гладкий	20–40	350	0,053	0,00022
Асбестовый матрац, заполненный:				
совелитом	280	450	0,087	0,00012
стекловолокном	200	450	0,058	0,00023
вермикулитом	220	450	0,081	0,00023
Асбестовая ткань в несколько слоев	500–600	450, с хлопком 200	0,12	0,00026
Асбестовый шнур	500–750	400	0,13	0,00026
Асбестовермикулитовые изделия (плиты, сегменты, скорлупы) марок:				
250	250	600	0,081	0,00023
300	300	600	0,088	0,00023
Вермикулит вспученный в засыпке	230	600	0,07	0,00027
Войлок:				
строительный	200	100	0,044	0,00019
утеплительный	100	100	0,06	0,00023
эластичный из минеральной ваты	115	600	0,043	0,00022
Вулканитовые изделия (плиты, сегменты, скорлупы) марок:				
350	350	600	0,079	0,00015
400	400	600	0,084	0,00015
Диатомитовые изделия (кирпичи, сегменты, скорлупы) марок:				
500	500	900	0,1	0,00023
600	600	900	0,14	0,00023

Продолжение табл. 4.14

Теплоизоляционные материалы	Средняя плотность материала изоляции, кг/м³	Максимальная температура применения материала изоляции, °С	Коэффициенты	
			λ_0, Вт/(м·°С)	b, Вт/(м·°С²)
Известково-кремнезёмистые изделия (плиты, сегменты, скорлупы) марок:				
200	200	600	0,069	0,00015
225	225	600	0,071	0,00015
Мастичные материалы:				
асбозурит	600	900	0,16	0,00017
асботермит	570	500	0,13	0,0001
совелит	500	500	0,099	0,0001
пьювель	370	350	0,077	0,0001
Минеральная вата (в набивку под сетку) марок:				
75	115	600	0,044	0,00029
100	150	600	0,047	0,00023
125	190	600	0,049	0,00021
150	230	600	0,053	0,00019
Минераловатные прошивные маты марок:				
75	90	На металлической сетке 600, на стеклоткани 450	0,043	0,00022
100	120		0,045	0,00021
125	150		0,049	0,0002
Маты и полосы из непрерывного стекловолокна	200	450	0,04	0,00026
Маты стекловолокнистые на синтетическом связующем марок:				
МТ–35	60	180	0,04	0,0003
МТ–50	80	180	0,042	0,00028
Материал вязально-прошивной стекловолокнистый ВПР	500	450	0,116	0,00015
Маты и вата из супертонкого стеклянного волокна без связующего	50–100	450	0,033	0,00023
Маты теплозвукоизоляционные марок:				
АТМ–10с	80–100	450	0,04	0,0003
АТМ–10к	120–160	700	0,04	0,0003
АТМ–10т	100–160	900	0,04	0,0003

Продолжение табл. 4.14

Теплоизоляционные материалы	Средняя плотность материала изоляции, кг/м³	Максимальная температура применения материала изоляции, °С	Коэффициенты	
			λ_0, Вт/(м·°С)	b, Вт/(м·°С²)
Маты теплоизоляционные из минеральной ваты вертикально-слоистые	115–130	300	0,04	0,00031
Пенодиатомитовые изделия (кирпич) марок:				
350	350	900	0,081	0,00019
400	400	900	0,093	0,00019
Перлитовые изделия на керамическом связующем (плиты, сегменты, скорлупы) марок:				
250	250	900	0,07	0,00019
300	300	900	0,076	0,00019
350	350	900	0,087	0,00019
400	400	900	0,099	0,00019
Перлитоцементные изделия (полуцилиндры, сегменты, плиты) марок:				
250	250	600	0,07	0,00019
300	300	600	0,076	0,00019
350	350	600	0,081	0,00019
Перлит вспученный мелкий марок:				
75	90	875	0,052	0,00012
100	120	875	0,055	0,00012
150	180	875	0,058	0,00012
Пенобетонные изделия	400	400	0,11	0,0003
	500	400	0,13	0,0003
Пенопласт ФРП–1 и резопен (полуцилиндры, цилиндры, сегменты) марок:				
75	65–85	130	0,041	0,00023
100	86–110	150	0,043	0,00019
Плиты теплоизоляционные из минеральной ваты на синтетическом связующем марок:				
50	55–75	400	0,04	0,00029
75	75–115	400	0,043	0,00022
125	90–150	400	0,044	0,00021
175	150–210	400	0,052	0,0002

Продолжение табл. 4.14

Теплоизоляционные материалы	Средняя плотность материала изоляции, кг/м³	Максимальная температура применения материала изоляции, °С	Коэффициенты	
			λ_0, Вт/(м·°С)	b, Вт/(м·°С²)
Плиты из минеральной ваты ВФ на синтетическом связующем	75–85	300	0,042	0,00035
	110–130	300	0,047	0,00021
Плиты из штапельного волокна на синтетическом связующем марок:				
ППТ–50	60	180	0,042	0,00035
ППТ–75	90	180	0,044	0,00023
Плиты из минеральной ваты полужесткие на крахмальном связующем марки 200	240	400	0,056	0,00019
Полуцилиндры теплоизоляционные из минеральной ваты на синтетическом связующем марок:				
100	100	400	0,049	0,00021
150	150	400	0,051	0,0002
200	200	400	0,053	0,00019
Полотно холстопрошивное из отходов стеклянного волокна ХПС	0,45–0,5 кг/м²	450	0,047	0,00023
Ровинг (жгут) из стеклянных комплексных нитей	200–250	450	0,047	0,00023
Совелитовые изделия (полуцилиндры, сегменты, плиты) марок:				
350	350	500	0,075	0,00015
400	400	500	0,078	0,00015
Торфоплиты, сегменты, скорлупы	275	100	0,061	0,00015
	350	100	0,076	0,00015
Холст стекловолокнистый ВВ–Г	100	180	0,038	0,00015
Холсты из микроультрасупертонкого штапельного волокна из горных пород	30–70	700	0,041	0,00029
Цилиндры теплоизоляционные из минеральной ваты на синтетическом связующем марок:				
150	150	400	0,051	0,0002
200	200	400	0,052	0,00019
250	250	400	0,056	0,00019

Теплоизоляционные материалы	Средняя плотность материала изоляции, кг/м³	Максимальная температура применения материала изоляции, °С	Коэффициенты	
			λ_0, Вт/(м·°С)	b, Вт/(м·°С²)
Шнур теплоизоляционный из минеральной ваты марок:				
200	До 220	В оплетке: из металлической проволоки – 600, из стеклонити – 400, из капроновой нити – 200, из хлопчатобумажной нити – 150	0,056	0,00019
250	До 275		0,058	0,00019

Таблица 4.15. Теплопроводность теплоизоляционного материала поверхностей с отрицательными температурами

Теплоизоляционные материалы	Средняя плотность материала изоляции в конструкции, кг/м³	Теплопроводность материала изоляции, Вт/(м·°С)
Войлок технический изоляционный	200	0,07–0,076
Маты:		
из стеклянного штапельного волокна на синтетическом связующем	60–80	0,052–0,058
из непрерывного стекловолокна	180–210	0,058–0,064
из супертонкого стекловолокна без связующего	50–100	0,047–0,052
теплоизоляционные АТМ–10	80–160	0,047–0,052
минераловатные безобкладочные	120–150	0,052–0,058
Плиты:		
из стеклянного штапельного волокна на синтетическом связующем полужесткие	60–90	0,052–0,058
из минеральной ваты на синтетическом связующем марок 50, 75, 125 и на битумном связующем марок 75, 100	55–150	0,052–0,058
из минеральной ваты на синтетическом связующем марки 175 и на битумном связующем марок 150 и 200	120–200	0,058–0,064
древесноволокнистые	150–200	0,08–0,1
пробковые и «экспанзит»	220–240	0,06–0,07
торфоплиты	200	0,093–0,105
Полосы из непрерывного стекловолокна	180–200	0,058–0,064
Полотно холстопрошивное	0,45–0,5 кг/м²	0,052–0,058
Полуцилиндры и цилиндры из минеральной ваты на синтетическом связующем	100–200	0,058–0,064
Пенопласты:		
ПСБ; ПСБС; ПС–4; ПХВ; ПВ–1	20–150	0,047–0,052
ФРП–1 и резопен	50–110	0,052–0,058
ФФ; ФК–20	170–200	0,052–0,058
ПХВЭ	150	0,052–0,058

Теплоизоляционные материалы	Средняя плотность материала изоляции в конструкции, кг/м³	Теплопроводность материала изоляции, Вт/(м·°С)
Пенополиуретан:		
заливочный и напыляемый	40–60	0,041–0,047
	60–80	0,047–0,052
	150–200	0,052–0,058
эластичный трудносгораемый ППУ–ЭТ	40–50	0,047–0,052
Ровинг (жгут) из стеклянных нитей	200	0,058–0,064
Шнур теплоизоляционный из минеральной ваты	220	0,064–0,07
Холст стекловолокнистый ВВ–Г	100	0,052–0,058
Холст из микро- и ультрасупертонкого стекломикрокристаллического штапельного волокна из горных пород	30–70	0,47–0,52
Засыпная изоляция из перлита мелкого вспученного	110–150	0,052

Примечание. Все материалы с открытыми порами, кроме: пенополиуретана, пенопласта марок ПСБ, ПСБС, ПС, ПХВ, ПВ, ФФ, ФК.

Коэффициенты теплоотдачи от наружной поверхности тепловой изоляции к окружающей среде определяют по табл. 4.16 или (для трубопроводов, расположенных на открытом воздухе) по формуле:

$$\alpha_н = 4{,}16 w_в^{0,8} / D_и^{0,2}, \quad (4.8)$$

где $w_в$ – скорость ветра, м/с; $D_и$ – наружный диаметр тепловой изоляции, м; а для трубопроводов, расположенных в помещениях, по формуле [15]:

$$\alpha_н = 9{,}4 + 0{,}052(t_н - t_о), \quad (4.9)$$

где $t_н$, $t_о$ – температура соответственно наружной поверхности тепловой изоляции и окружающего воздуха, °С.

На рис. 4.5 представлена зависимость $\alpha_н$ от диаметра тепловой изоляции.

Расчетную температуру окружающего воздуха принимают [124]:

а) для объектов на открытом воздухе:

при расчетах тепловой изоляции по нормированной плотности теплового потока – среднюю за год;

при расчетах по нормированной температуре на поверхности изоляции – среднюю максимальную наиболее жаркого месяца;

при расчетах по заданным изменению температуры, количеству конденсата в паропроводах насыщенного пара, продолжительности прекращения перекачки продукта и нормированной температуре на поверхности тепловой изоляции – среднюю наиболее холодной пятидневки (для объектов с положительными температурами) и среднюю максимальную наиболее жаркого месяца (для объектов с отрицательными температурами);

б) для объектов, расположенных в помещении, – по техническому

Таблица 4.16. Коэффициент теплоотдачи [124] от наружной поверхности тепловой изоляции $\alpha_н$, Вт/(м²·°С)

Температура изолируемой поверхности, °С	Изолируемый объект	Тип расчета тепловой изоляции	Коэффициент $\alpha_н$ при расположении изолируемых объектов			
			в помещениях и каналах для покровных слоев с коэффициентом излучения		на открытом воздухе для покровных слоев с коэффициентом излучения	
			низким	высоким	низким	высоким
Выше 20	Плоская поверхность, аппараты, вертикальные трубопроводы	По заданной температуре на поверхности изоляции	6	11	6	11
		Остальные типы расчетов	7	12	35	35
	Горизонтальные трубопроводы	По заданной температуре на поверхности	6	10	6	10
		Остальные типы расчетов	6	11	29	29
20 и ниже	Все виды объектов	Предотвращение конденсации влаги из воздуха	5	7	–	–
		Остальные типы расчетов	6	11	29	29

Примечание. Покровные слои с низким коэффициентом излучения – покрытия из тонколистовой оцинкованной стали, алюминиевых сплавов и алюминия, а также материалов, окрашенных алюминиевой краской; с высоким коэффициентом излучения – штукатурки, асбоцементные листы, стеклопластики и различные материалы, окрашенные краской, кроме алюминиевой.

заданию на проектирование, а при отсутствии данных – равной 20 °С;

в) для трубопроводов, расположенных в тоннелях, 40 °С;

г) для подземной прокладки в каналах или при бесканальной прокладке трубопроводов:

при определении толщины тепловой изоляции по нормированной плотности теплового потока – среднюю за год температуру грунта на глубине залегания оси трубопровода;

при определении толщины тепловой изоляции по заданной конечной температуре вещества – минимальную среднемесячную температуру грунта на глубине залегания оси трубопровода.

При заглублении верхней части перекрытия канала (при прокладке в каналах) или верха тепловой изоляции трубопровода (при бесканальной прокладке) 0,7 м и менее за расчетную температуру окружающей

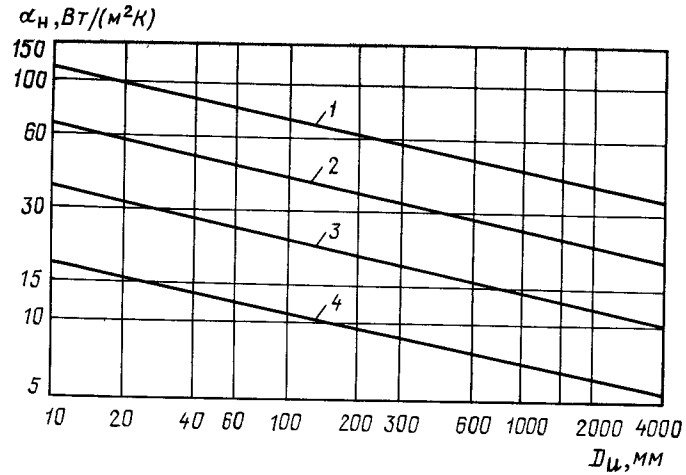


Рис. 4.5. Зависимость коэффициента $\alpha_н$ от диаметра тепловой изоляции при скорости ветра (м/с):
1 – 20; *2* – 10; *3* – 5; *4* – 2

среды принимают ту же температуру наружного воздуха, что и при наземной прокладке.

ВНИПИТеплопроектом разработаны нормы плотности теплового потока для изолированных горячих поверхностей и объектов с отрицательными температурами предприятий химической и нефтеперерабатывающей промышленности [124].

Нормы плотности теплового потока q и q_l изолированных трубопроводов и оборудования приведены в табл. 4.17–4.22. Для учета территориальных районов строительства и способов прокладки трубопроводов приведенные в табл. 4.17–4.22 нормы следует умножить на коэффициент K_1 (табл. 4.23).

Толщину теплоизоляционного слоя цилиндрических объектов диаметром $D_н < 2$ м определяют по формуле:

$$s_и = D_н(B - 1)/2, \tag{4.10}$$

где $\ln B = 2\pi\lambda_и\{R_l - R_{ст} - 1/[\alpha_н\pi(D_и + 0{,}1)]\}$; R_l – сопротивление теплопередаче на 1 м длины теплоизоляционной конструкции трубопровода, м·°С/Вт; $R_{ст} = \ln[D_и/(2\pi\lambda_{ст}D)]$ – термическое сопротивление стенки трубопровода, (м·°С)/Вт.

R и R_l определяют по следующим формулам:

1) по нормированной плотности теплового потока q, Вт/м²:

$$R = |t - t_o|/(qK_1), \tag{4.11}$$

где t – температура продукта;

по нормированной линейной плотности теплового потока с 1 м длины трубопровода q_l, Вт/м:

$$R_l = |t - t_o|/(q_lK_1); \tag{4.12}$$

Таблица 4.17. Нормы плотности теплового потока через изолированную поверхность оборудования и трубопроводов с температурой выше 20 °С при расположении их на открытом воздухе и продолжительности работы более 5000 часов в год

Условный диаметр трубопровода, мм	Средняя температура теплоносителя, °С												
	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	Нормы линейной плотности теплового потока, Вт/м												
15	4	10	20	30	42	55	68	83	99	115	133	152	172
20	5	11	22	34	47	60	75	91	108	127	147	167	188
25	5	13	25	37	52	66	82	99	117	137	158	180	203
40	7	15	29	44	59	77	95	115	136	158	182	206	232
50	7	17	31	47	64	82	102	123	145	168	193	219	246
65	9	19	36	54	72	93	114	137	162	187	214	243	272
80	10	21	39	58	77	99	122	147	172	200	228	258	279
100	11	24	43	64	85	109	134	160	187	216	247	278	311
125	12	27	49	70	93	122	149	178	208	240	273	308	344
150	14	30	54	77	102	134	164	194	226	260	296	333	372
200	18	37	65	93	122	159	194	228	266	305	345	387	431
250	21	43	75	106	138	179	215	254	294	337	381	426	474
300	25	49	84	118	155	198	239	280	324	370	418	467	518
350	28	55	93	131	170	218	261	306	353	403	454	507	561
400	30	61	102	142	185	236	282	330	380	433	487	543	601
450	33	65	109	152	197	252	301	351	404	460	516	575	638
500	36	71	119	166	211	271	322	376	431	491	550	612	678
600	42	82	136	188	240	306	363	422	483	548	614	684	754
700	48	92	151	209	264	337	399	463	529	599	672	745	820
800	53	103	167	213	292	371	438	507	579	654	733	811	892
900	59	113	184	253	319	405	477	551	628	709	793	877	962
1000	65	124	201	275	346	438	516	595	677	763	853	930	1033

Криволинейные поверхности диаметром более 1020 мм и плоские	Нормы поверхностной плотности теплового потока, Вт/м²												
	19	35	54	70	85	105	120	135	150	165	180	194	209

Примечание. Промежуточные значения норм плотности теплового потока следует определять интерполяцией.

Таблица 4.18. Нормы плотности теплового потока через изолированную поверхность оборудования и трубопроводов с температурой выше 20 °С при расположении на открытом воздухе и продолжительности работы до 5000 часов в год

Условный диаметр трубопровода, мм	Средняя температура теплоносителя, °С												
	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	Нормы линейной плотности теплового потока, Вт/м												
15	5	11	22	34	46	59	74	90	106	124	143	163	185
20	6	13	25	38	52	66	82	99	118	138	158	180	203
25	6	15	28	42	57	73	90	108	127	149	171	195	219
40	8	18	33	49	66	86	105	126	149	173	199	225	253
50	9	19	36	53	71	91	113	135	159	184	212	240	269
65	10	23	41	61	81	104	127	152	178	207	237	268	299
80	11	25	45	66	87	112	137	163	191	221	253	285	319
100	13	28	50	73	97	123	150	178	208	241	275	309	345
125	15	32	56	81	107	139	168	200	233	269	306	344	383
150	18	35	63	89	118	153	185	219	256	294	332	372	415
200	22	44	77	109	142	184	221	262	303	346	391	438	486
250	26	51	88	125	161	207	248	293	336	385	434	485	538
300	30	59	101	140	181	231	278	324	374	426	479	534	591
350	35	66	112	155	200	255	305	355	409	466	523	582	643
400	38	73	122	170	217	276	331	386	442	502	563	626	691
450	41	80	132	182	233	298	353	412	471	535	599	665	734
500	45	88	143	197	251	322	379	442	506	573	641	711	783
600	53	100	165	225	288	365	432	499	570	644	719	796	876
700	60	114	184	250	319	404	475	550	626	707	788	871	956
800	67	128	205	278	353	447	526	605	688	775	863	953	1045
900	75	141	226	306	388	487	574	660	749	843	937	1034	1132
1000	83	155	247	333	421	531	622	715	810	911	1011	1114	1223

Криволинейные поверхности диаметром более 1020 мм и плоские	Нормы поверхностной плотности теплового потока, Вт/м²												
	25	44	71	88	108	133	152	165	190	209	227	245	265

Примечание. См. примеч. к табл. 4.17.

Таблица 4.19. Нормы плотности теплового потока через изолированную поверхность оборудования и трубопроводов с температурой выше 20 °С при расположении в помещении и тоннеле и продолжительности работы более 5000 часов в год

Условный диаметр трубопровода, мм	Средняя температура теплоносителя, °С											
	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	Нормы линейной плотности теплового потока, Вт/м											
15	8	18	28	40	53	66	81	96	114	132	150	170
20	9	20	32	45	58	73	89	106	125	145	165	186
25	10	22	35	49	64	79	97	115	135	156	178	200
40	12	26	41	57	74	93	112	134	156	179	204	230
50	13	28	44	61	80	99	120	142	166	190	216	243
65	15	32	50	69	90	112	134	159	185	211	240	270
80	16	35	54	74	97	119	143	169	197	225	255	286
100	18	39	60	81	105	130	156	184	213	244	275	309
125	21	44	66	90	118	145	175	205	237	270	304	341
150	24	49	73	98	130	160	190	223	257	292	329	368
200	29	59	88	118	155	189	225	261	301	341	383	427
250	34	68	100	133	174	211	249	289	333	377	422	470
300	39	77	112	149	193	233	275	319	366	413	463	514
350	44	85	124	164	212	256	301	348	398	449	503	557
400	48	93	135	178	230	276	324	374	428	483	538	596
450	52	101	145	190	245	294	345	398	455	511	570	633
500	57	109	156	205	264	316	370	426	485	544	607	673
600	67	125	179	232	298	356	415	477	542	608	678	748
700	74	139	199	256	328	391	456	522	592	663	738	814
800	84	155	220	283	362	430	499	571	647	726	804	885
900	93	170	241	309	395	468	543	620	702	786	869	955
1000	102	186	262	335	428	506	586	668	758	845	934	1025
Криволинейные поверхности диаметром более 1020 мм и плоские	Нормы поверхностной плотности теплового потока, Вт/м²											
	29	50	68	83	104	119	134	149	165	179	194	208

Примечания: 1. При расположении изолируемых поверхностей в тоннеле к нормам плотности следует вводить коэффициент 0,85. 2. См. примеч. к табл. 4.17.

Таблица 4.20. Нормы плотности теплового потока через изолированную поверхность оборудования и трубопроводов с температурой выше 20 °С при расположении в помещении и тоннеле и продолжительности работы до 5000 часов в год

Условный диаметр трубопровода, мм	Средняя температура теплоносителя, °С											
	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	Нормы линейной плотности теплового потока, Вт/м											
15	9	20	31	44	57	72	87	104	122	141	161	183
20	10	22	35	49	64	80	97	115	135	156	178	201
25	11	25	39	54	70	87	106	125	147	169	192	216
40	13	29	46	64	83	103	124	146	170	195	223	250
50	15	32	49	68	89	110	132	156	182	208	237	266
65	17	37	57	78	101	124	149	176	204	233	264	296
80	20	41	62	84	108	133	160	188	219	249	282	316
100	22	45	69	93	119	146	175	205	237	271	306	342
125	25	51	77	102	135	165	196	229	266	302	340	379
150	28	56	85	114	149	181	215	251	290	329	369	412
200	36	70	103	137	179	216	256	299	342	387	434	482
250	42	81	118	155	201	242	287	332	381	429	480	533
300	48	92	133	174	225	270	319	368	421	474	529	586
350	53	103	147	193	248	299	350	404	460	517	577	638
400	60	113	162	210	269	324	379	436	496	557	620	686
450	64	122	173	225	291	347	405	465	529	593	659	728
500	71	132	188	243	314	373	435	499	566	634	705	777
600	81	152	215	277	357	423	492	562	637	712	792	869
700	91	170	239	309	394	467	541	618	699	780	864	950
800	102	190	265	342	436	515	596	679	767	856	946	1037
900	114	209	292	375	478	563	650	740	835	929	1026	1129
1000	125	229	318	408	519	611	704	800	903	1003	1105	1211
Криволинейные поверхности диаметром более 1020 и плоские	Нормы поверхностной плотности теплового потока, Вт/м²											
	36	63	85	105	132	151	170	188	209	226	245	263

Примечание. См. примеч. к табл. 4.19.

Таблица 4.21. Нормы плотности теплового потока через изолированную поверхность оборудования и трубопроводов с температурой ниже 20 °С при их расположении на открытом воздухе

Условный диаметр трубопровода, мм	Средняя температура вещества, °С										
	0	−10	−20	−40	−60	−80	−100	−120	−140	−160	−180
	Нормы линейной плотности теплового потока, Вт/м										
20	3	4	5	7	9	11	13	15	18	20	22
25	4	5	6	8	10	12	14	16	19	21	23
40	5	6	7	9	11	13	15	17	20	22	24
50	6	7	8	10	12	14	16	18	21	23	25
65	7	7	9	12	13	16	18	20	22	25	27
80	7	8	10	13	14	17	19	21	23	26	28
100	8	9	11	14	16	18	21	23	25	28	30
125	9	10	12	15	17	20	22	25	27	29	32
150	10	11	13	17	20	22	25	27	30	32	35
200	12	13	16	20	23	26	29	31	34	37	40
250	14	15	18	23	26	29	33	35	39	42	45
300	16	17	21	25	29	32	36	39	43	46	50
350	18	19	23	28	31	35	39	42	46	49	53
400	20	21	25	30	33	37	41	44	48	51	55
450	22	23	27	33	36	40	43	47	50	54	57
500	24	25	30	35	38	42	45	49	52	56	59

Криволинейные поверхности диаметром более 600 и плоские	Нормы поверхностной плотности теплового потока, Вт/м²										
	14	15	15	16	17	18	19	20	21	22	23

Примечания: 1. Нормы линейной плотности теплового потока при температуре веществ от 0 до 20 °С, а также при $D_y < 20$ мм следует определять экстраполяцией. 2. См. примеч. к табл. 4.17.

Таблица 4.22. Нормы плотности теплового потока через изолированную поверхность оборудования и трубопроводов с температурой ниже 20 °С при расположении их в помещении

Условный диаметр трубопровода, мм	Средняя температура вещества, °С										
	0	−10	−20	−40	−60	−80	−100	−120	−140	−160	−180
	Нормы линейной плотности теплового потока, Вт/м										
20	6	7	8	9	10	11	12	13	14	16	17
25	7	8	9	10	11	13	14	18	20	22	25
40	8	9	10	12	14	15	16	20	22	24	27
50	9	10	11	13	15	17	19	22	24	26	28
65	10	11	12	14	16	18	21	23	25	27	30

Продолжение табл. 4.22

Условный диаметр трубопровода, мм	Средняя температура вещества, °С										
	0	−10	−20	−40	−60	−80	−100	−120	−140	−160	−180
	Нормы линейной плотности теплового потока, Вт/м										
80	11	12	13	15	17	19	22	24	26	28	31
100	12	13	14	16	18	21	23	25	27	30	32
125	13	14	16	18	20	23	25	27	30	33	35
150	15	16	17	20	22	25	27	30	32	35	38
200	19	20	21	24	27	29	32	35	38	40	43
250	21	22	24	26	30	33	35	39	42	46	49
300	24	25	27	30	33	37	40	43	47	50	53
350	27	28	30	33	37	40	43	46	49	53	56
400	30	31	33	36	39	43	46	49	52	56	59
450	32	34	36	39	42	45	48	51	54	58	61
500	36	37	39	42	45	48	51	54	57	60	63

Криволинейные поверхности диаметром более 600 и плоские	Нормы поверхностной плотности теплового потока, Вт/м²										
	19	20	21	22	23	24	25	26	27	27	28

Примечание. См. примеч. к табл. 4.21.

Таблица 4.23. Коэффициент K_1, учитывающий изменение стоимости теплоты и тепловой изоляции в зависимости от района строительства и способа прокладки трубопровода (места установки оборудования) [124]

Район строительства	Способ прокладки трубопровода и месторасположение оборудования			
	на открытом воздухе	в помещении, тоннеле	в непроходном канале	бесканальный
Европейские районы СССР	1,0	1,0	1,0	1,0
Урал	1,02	1,03	1,03	1,0
Казахстан	1,04	1,06	1,04	1,02
Средняя Азия	1,04	1,04	1,02	1,02
Западная Сибирь	1,03	1,05	1,03	1,02
Восточная Сибирь	1,07	1,09	1,07	1,03
Дальний Восток	0,88	0,9	0,8	0,96
Районы Крайнего Севера и приравненные к ним	0,9	0,93	0,85	–

2) по заданному тепловому потоку Q, Вт:

$$R = (t - t_o) F_o K_{оп}/Q, \quad (4.13)$$

$$R_l = (t - t_o) L K_{оп}/Q, \quad (4.13а)$$

где L и F – соответственно длина и поверхность изолированного трубопровода; $K_{оп}$ – коэффициент, учитывающий дополнительные потери тепла через опоры, принимаемый равным [124]:

Для стальных трубопроводов на опорах при $D_н \leqslant 159$ мм	1,2
То же, при $D_н > 159$ мм	1,15
Для стальных трубопроводов на подвесках	1,05
Для стальных трубопроводов при бесканальной прокладке	1,15
Для неметаллических трубопроводов на подвижных опорах и подвесках	1,7
То же, изолируемых совместно с основанием	1,2
Для оборудования	1,1

3) по заданному изменению температуры продукта в трубопроводе:

при $t_o + t_н \geqslant 2t_к$

$$R_l = 3{,}6 L K_{оп}/\{G c_p \ln[(t_н - t_o)/(t_к - t_o)]\}, \quad (4.14)$$

при $t_o + t_н < 2t_к$

$$R_l = 3{,}6 L K_{оп}(t_{ср} - t_o)/[G c_p (t_н - t_к)], \quad (4.14а)$$

где G – расход продукта, кг/ч; c_p – теплоемкость продукта, кДж/(кг · °С); $t_н$ и $t_к$ – температуры продукта в начале и конце трубопровода; $t_{ср}$ – средняя температура продукта на расчетном участке.

Для паропроводов перегретого пара в знаменатель формулы (4.14а) следует поставить произведение расхода пара на разность удельных энтальпий пара в начале и в конце трубопровода:

$$G(i_н - i_к);$$

4) по заданному количеству конденсата в паропроводе насыщенного пара:

$$R_l = 3{,}6 L K_{оп}(t - t_o)/(Gmr), \quad (4.15)$$

где m – коэффициент, определяющий количество конденсата в паре; r – удельная теплота парообразования (конденсации), кДж/кг,

для водяного пара $r = 2568{,}76 + 3{,}07t$;

5) по заданной продолжительности τ прекращения движения жидкости в трубопроводе:

$$R_l = \frac{3{,}6\tau K_{оп}}{\dfrac{2(t - t_z)(Mc_p + M_{ст} \cdot c_{ст})}{t + t_z - 2t_0} + \dfrac{0{,}25 M r_z}{t_z - t_0}}, \quad (4.16)$$

где τ – продолжительность, ч; t_z – температура кристаллизации жидкости, °С; r_z – удельная теплота кристаллизации (плавления), кДж/кг; M, $M_{ст}$ – масса жидкости и материала трубы на 1 м трубопровода, кг; $c_{ст}$ – теплоемкость материала стенки трубы, кДж/(кг · °С);

6) по заданному изменению температуры продукта в емкости в течение определенного времени:

$$R = [3{,}6\tau F K_{оп}/(Mc_p + M_{ст}c_{ст})](t_{ср} - t_o)/(t_н - t_к), \quad (4.17)$$

где F – теплоотдающая поверхность изолируемого объекта, м^2;

7) для предотвращения конденсации влаги на внутренней поверхности трубопровода, транспортирующего газообразные вещества, содержащие водяные пары (при $D_н < 2$ м):

$$R = (t_{вн} - t_o)/[\alpha \pi D(t - t_{вн})], \quad (4.17а)$$

где $t_{вн}$ – температура внутренней поверхности трубопровода, °С.

Расчет тепловой изоляции при нормированной температуре ее поверхности. Толщина теплоизоляционного слоя, обеспечивающего заданную температуру $t_п$ на поверхности тепловой изоляции для плоской и цилиндрической поверхности при $D_н \geqslant 2$ м

$$s_и = (\lambda_и/\alpha_н)(t - t_п)/(t_п - t_o); \quad (4.18)$$

при $D_н < 2$ м

$$s_и = D_н(B_1 - 1)/2, \quad (4.19)$$

$$B_1 \ln B_1 = [2\lambda_и/(\alpha_н D_н)](t - t_п)/(t_п - t_o).$$

Нормируемые температуры на поверхности тепловой изоляции оборудования и трубопроводов, °С [124]:

35 – при температуре продукта менее 100 °С, а также при содержании веществ с температурой вспышки паров не выше 45 °С;

45 – при температуре продукта более 100 °С и расположении объекта в помещении;

55 – при расположении объекта на открытом воздухе вблизи мест пребывания обслуживающего персонала и при покровном слое из металла;

60 – то же, при других видах покровных слоев.

Расчет тепловой изоляции для предотвращении конденсации влаги на ее поверхности. Толщину теплоизоляционного слоя, обеспечивающего предотвращение конденсации влаги из воздуха на поверхности тепловой изоляции, определяют по формулам:

для плоской и цилиндрической поверхности для $D_и \geqslant 2$ м

$$s_и = (\lambda_и/\alpha_н)[(t_o - t)/(t_o - t_п) - 1]; \quad (4.20)$$

для цилиндрических объектов при $D_и < 2$ м

$$s_и = D_н(B_2 - 1)/2, \quad (4.21)$$

где $B_2 \ln B_2 = [2\lambda_и/(\alpha_и D_и)][(t_o - t)/(t_o - t_п) - 1]$.

Данные по перепадам температур $(t_o - t_п)$, используемых в расчетах, приведены в табл. 4.24 [124].

Таблица 4.24. Расчетные перепады температур

Температура окружающего воздуха $t_о$, °С	$(t_о - t_н)$, °С, при относительной влажности окружающего воздуха, %				
	50	60	70	80	90
10	10,0	7,4	5,2	3,3	1,6
15	10,3	7,7	5,4	3,4	1,6
20	10,7	8,0	5,6	3,6	1,7
25	11,1	8,4	5,9	3,7	1,8
30	11,6	8,6	6,1	3,8	1,8

Расчет двухслойной тепловой изоляции. Толщину двухслойной тепловой изоляции рассчитывают при условии, что температура между обоими слоями t_{1-2} не превышает допускаемую для материала наружного слоя [125]. Толщину каждого слоя определяют отдельно.

Для плоской стенки толщина внутреннего слоя тепловой изоляции

$$s_{и1} = \lambda_{и1}(t - t_{1-2})/q; \tag{4.22}$$

наружного слоя –

$$s_{и2} = \lambda_{и2}[(t_{1-2} - t)/q - 1/\alpha_н]. \tag{4.23}$$

Для цилиндрической стенки толщина внутреннего слоя тепловой изоляции

$$s_{и1} = D_н(D_{и1}/D_н - 1)/2, \tag{4.24}$$

где $D_{и1}/D_н$ определяют по формуле:

$$\ln(D_{и1}/D_н) = 2\pi\lambda_{и1}(t - t_{1-2})/q, \tag{4.25}$$

для наружного слоя

$$s_{и2} = D_{и1}(D_{и2}/D_{и1} - 1)/2, \tag{4.26}$$

где $D_{и2}/D_{и1}$ рассчитывают по формуле:

$$\ln(D_{и2}/D_{и1}) = 2\pi\lambda_{и2}[(t_{1-2} - t_н)/q - 1/(\alpha_н\pi D_{и2})]. \tag{4.27}$$

Для решения уравнения (4.27) в его правой части задают $D_{и2}$. Даже значительная ошибка в предварительной оценке $D_{и2}$ на результате расчета существенно не сказывается [125].

Расчет тепловой изоляции трубопроводов подземной прокладки. Толщину основного теплоизоляционного слоя $s_и$ трубопроводов подземной бесканальной прокладки в грунте определяют по формуле [125]:

$$s_и = D_н(D_и/D_н - 1)/2,$$

где $D_н/D_н$ находят из формулы:

$$\frac{t - t_{гр}}{q_l} = \frac{1}{2\pi\lambda_и}\ln\frac{D_и}{D_н} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\left(\frac{2h}{D_и} + \sqrt{\frac{2h}{D_н} - 1}\right); \tag{4.28}$$

при $h/D_и \geq 1{,}25$

$$\frac{t - t_0}{q_l} = \frac{1}{2\pi\lambda_и}\ln\frac{D_и}{D_н} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\frac{4h_{пр}}{D_и}; \tag{4.28а}$$

а для $h \geq 0{,}7$ м – из формулы:

$$\ln\frac{D_и}{D_н} = \frac{2\pi\lambda_и\lambda_{гр}}{\lambda_{гр} - \lambda_и}\left(\frac{t - t_{гр}}{q_l} - \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\frac{4h}{D_и}\right), \tag{4.29}$$

где h – глубина залегания трубопровода до его оси, м; $\lambda_{гр}$ – теплопроводность грунта, Вт/(м · °С); $t_{гр}$ – температура грунта, °С; $h_{пр}$ – приведенная глубина залегания, м.

Без учета снежного покрова $h_{пр} = h + \lambda_{гр}/\alpha_н$, с его учетом $h_{пр} = h + \lambda_{гр}(\delta_{сн}/\lambda_{сн} + 1/\alpha_н)$, где $\alpha_н$ – коэффициент теплоотдачи от поверхности грунта к наружному воздуху; $\delta_{сн}$ – толщина снега, м; $\lambda_{сн}$ – теплопроводность снега.

В расчетах принимают $\lambda_{сн} = 0{,}2$ Вт/(м · °С); $\alpha_н = 20$ Вт/(м² · °С).

В уравнениях (4.28), (4.29) принято, что тепло в грунте передается только вследствие его теплопроводности. На водонасыщенных и обводненных участках передача тепла связана также с фильтрацией жидкости в грунте, вызываемой тепловой конвекцией жидкости при ее нагревании или охлаждении вблизи трубопровода. По результатам [130], конвекция приводит к уменьшению теплового потока по всему периметру трубы, причем в отдельных случаях до 20–30%. Поскольку для определения конвекционной составляющей необходимы труднодоступные характеристики грунта (проницаемость, пористость и т. п.), расчеты обычно выполняют без учета конвекции. Теплопроводность различных грунтов дана в табл. 4.25 [129].

Расчет тепловой изоляции трубопроводов с обогревающими трубами-спутниками. Толщину тепловой изоляции трубопроводов с обогревающими трубами-спутниками рассчитывают из условий сохранения заданной температуры по длине трубопроводов [131].

Исходные данные: наружный диаметр $D_н$ и длина обогреваемого трубопровода L, м; наружный диаметр $d_н$ и толщина стенки спутника $s_{сп}$, м; температура продукта t и окружающего воздуха $t_о$, °С; число спутников n, температура теплоносителя $t_{сп}$ (воды, пара), материал и тип конструкции тепловой изоляции.

Геометрические параметры тепловой изоляции с обогревающими спутниками даны на рис. 4.4 и в табл. 4.26.

Толщину тепловой изоляции $s_н$ в случае движущейся среды определяют из формулы:

$$\frac{E\left(\frac{1}{\alpha_и^{вн}l_{вн}} + \frac{s_и}{\lambda_и l_{ср}} + \frac{1}{\alpha_и l_н}\right) + t_0}{I\left(\frac{1}{\alpha_и^{вн}l_{вн}} + \frac{s_и}{\lambda_и l_{ср}} + \frac{1}{\alpha_и l_н}\right) + 1} - \frac{\alpha t}{\frac{2}{\alpha_н(D_н + 2s_и)} - \frac{1}{2\lambda_и}\ln\frac{D_н + 2s_и}{D_н}} - t_{ст} = 0, \tag{4.30}$$

где $E = t_{сп}/R_1 + t_{ст}/R_2$; $I = 1/R_1 + 1/R_2$; $1/R_1 = n\alpha_{сп}\pi d_и$; $1/R_2 = \beta\alpha_в D_н/2$; $\alpha_и^{вн}$ – коэффициент теплоотдачи к внутренней поверхности тепловой изоляции; $l_{вн}$, $l_н$ – соответственно длина внутренней и наружной образующей тепловой изоляции, м;

$$l_{вн} = l_{вн1} + l_{вн2}; \quad l_н = l_{н1} + l_{н2}; \quad l_{ср} = l_{ср1} + l_{ср2}$$

(формулы для их вычисления даны в табл. 4.26); $\alpha_н$ – коэффициент теплоотдачи от поверхности тепловой изоляции в окружающий воздух, определяемый в зависимости от расположения трубопровода по формулам (4.8), (4.9) или по табл. 4.16; α – коэффициент теплоотдачи от продукта к стенке трубопровода, рассчитываемый по соотношениям, приведенным в разд. 2.3; $t_{ст}$ – температура стенки трубопровода, °С; $t_{сп}$ – температура спутника, °С (при обогреве паром ее принимают равной температуре насыщенного пара при начальном давлении, при обогреве водой – среднеарифметической между ее температурой в начале $t_{сп}^н$ и в конце $t_{сп}^к$ спутника); $\alpha_{сп}$ – коэффициент теплоотдачи от спутника к воздуху в кожухе тепловой изоляции, определяемый по табл. 4.27; $\alpha_в$ – коэффициент теплоотдачи от воздуха в кожухе к трубопроводу [129]: $\alpha_в = 13{,}5 \div 14{,}5$ Вт/(м² · °С) при $t_{сп} = 138 \div 164$ °С; β – угол обогрева трубопровода воздухом в кожухе, град. (формулы для определения даны в табл. 4.26).

Таблица 4.25. Теплопроводность грунтов

Характеристика грунта	Влажность грунта, %	Плотность сухого грунта, кг/м³	Теплопроводность грунта, Вт/(м · °С)		
			глинистого	песчаного	скального
Сухой	1	2400	–	–	2,3
	5	1600	0,87	1,1	–
Влажный	5	2000	1,75	2,0	2,0
	3	2400	–	–	3,5
	8	2000	–	–	2,7
	10	2000	2,56	–	–
	20	1600	1,75	–	–
Водонасыщенный	3,3	2400	–	–	5,1
	11,5	2000	2,68	3,4	3,4
	23,8	1600	1,86	2,5	–

Таблица 4.26. Геометрические параметры тепловой изоляции с обогревающими спутниками

Параметры	Тип тепловой изоляции (см. рис. 4.4)				
	1	2, 3	4, 5	6	7
β	$2\arccos\frac{D_н - d_н}{D_н + d_н}$	$2\arccos\frac{D_н - d_н}{D_н + d_н}$	$2\arccos\frac{D_н - d_н - 0{,}02}{D_н + d_н} + 2\arcsin\frac{a}{D_н + d_н}$	270°	360°
$l_{вн1}$	$(D_н + d_н)\sin(\beta/2) + d_н\beta\pi/360$	$(D_н + d_н)\sin(\beta/2) + (d_н + 0{,}02)\beta\pi/360$	$2\sqrt{(d_н + 0{,}01)(D_н - 0{,}01)} + (d_н + 0{,}02)\beta\pi/360 + a$	$(D_н + d_н + 0{,}02)\beta\pi/360$	$(D_н + d_н + 0{,}03)\pi$
$l_{н1}$	$(D_н + d_н)\sin(\beta/2) + (d_н + 2s_и)\beta\pi/360$	$(D_н + d_н)\sin(\beta/2) + (d_н + 2s_и + 0{,}02)\beta\pi/360$	$2\sqrt{(d_н + 0{,}01)(D_н - 0{,}01)} + (d_н + 0{,}02 + 2s_и)\beta\pi/360 + a$	$(D_н + d_н + 2s_н + 0{,}02)\beta\pi/360$	$(D_н + d_н + 2s_н + 0{,}03)\pi$
$l_{ср1}$	$(D_н + d_н)\sin(\beta/2) + (d_н + s_и)\beta\pi/360$	$(D_н + d_н)\sin(\beta/2) + (d_н + s_и + 0{,}02)\beta\pi/360$	$2\sqrt{(d_н + 0{,}01)(D_н - 0{,}01)} + (d_н + 0{,}02 + s_и)\beta\pi/360 + a$	$(D_н + d_н + s_и + 0{,}02)\beta\pi/360$	$(D_н + d_н + s_и + 0{,}03)\pi$

$l_{вн2} = \pi D_н(2 - \beta/180)/2$; $\quad l_{н2} = \pi(D_н/2 + s_и)(2 - \beta/180)$;

$l_{ср2} = \pi(D_н + s_и)(2 - \beta/180)/2$.

Для поддержания температуры продукта в трубопроводе при прекращении перекачки толщину тепловой изоляции $s_и$ определяют по формуле:

$$s_и = D_н(e^M - 1)/2, \tag{4.31}$$

где

$$M = 2\lambda_и\left[\frac{360 - \beta}{\beta}\cdot\frac{K_п}{\alpha_в D_н}\cdot\frac{t_{ст} - t_0}{t_в - t_{ст}} - \frac{1}{\alpha_н(D_н + 2s_и)}\right],$$

$K_п$ – коэффициент, учитывающий потери тепла через опоры ($K_п \cong 1{,}25$); $t_в$ – температура воздуха в кожухе;

$$t_в = (ct_{сп} + dt_{ст} + gt_0 f_в)/(c + d + gf_в),$$

здесь $c = n\pi d_и\alpha_{сп}$; $d = \pi D_н\alpha_в\beta/360$; $g = 1{,}25/(1/\alpha_и^{вн} + s_н/\lambda_и + 1/\alpha_н)$; $f_в$ – по-

Таблица 4.27. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{сп}$, Вт/(м²·°С) [129]

Температура стенки трубы-спутника $t_{сп}$, °С	Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{сп}$ при наружном диаметре спутника $d_н$, мм			
	25	32	48	57
138	20,0	19,0	18,5	18,0
151	21,0	20,5	19,5	19,0
164	22,0	21,5	20,5	20,0

верхность тепловой изоляции, не прилегающая непосредственно к трубопроводу и приходящаяся на его погонный метр;

$$f_в = (\pi\beta/360)(d_н + 2s_и + 0{,}02) + 2m -$$

для трубопровода с одним спутником;

$$f_в = \pi(d_н + 2s_и + 0{,}02) + 2m + a -$$

для трубопровода с двумя спутниками.

$$m = \sqrt{(D_н - 0{,}01)(d_н + 0{,}01)};$$

a – расстояние между осями спутников, м.

Окончательную толщину тепловой изоляции вычисляют по формуле:

$$s = s_и K_{оп} \psi \lambda_и / 0{,}08, \qquad (4.32)$$

где $K_{оп}$ – коэффициент, учитывающий дополнительные тепловые потери через опоры и арматуру (при расположении трубопровода в помещении, тоннелях и непроходных каналах $K_{оп} = 1{,}2$; на открытом воздухе $K_{оп} = 1{,}3$); ψ – коэффициент, учитывающий влияние прокладки между спутником и трубопроводом: с прокладкой $\psi = 1{,}15$, без нее $\psi = 1$.

Длину участка трубопровода, обогреваемого насыщенным или перегретым паром, определяют по формуле:

$$L = 0{,}9r\pi d^2 \rho w / (4q_{сп}), \qquad (4.33)$$

где d – внутренний диаметр спутника, м; r – удельная теплота парообразования [см. формулу (4.15)]; w – скорость движения пара (принимают для перегретого – 15 м/с, для насыщенного – 10 м/с); ρ – плотность пара, кг/м³; $q_{сп} = (t_{сп} - t_в)/R_1$ – удельный расход тепла на обогрев трубопровода и потери в окружающую среду, кВт/м.

Длина участка трубопровода при обогреве жидкостью

$$L = \pi d^2 \rho w c_p (t^н_{сп} - t^к_{сп}) / (4q_{сп}), \qquad (4.34)$$

где c_p – удельная теплоемкость обогревающей жидкости [для воды $c_p = 4{,}2$ кДж/(кг·°С)]; w – скорость движения обогревающей жидкости (для воды 0,8 м/с); ρ – плотность жидкости (для воды $\rho = 1024{,}2 - 0{,}74t_{сп}$).

Особые случаи расчета тепловой изоляции и обогрева трубопроводов подробно рассмотрены в следующих работах: [132] – процессы тепло- и влагообмена в тепловой изоляции с обогревом и в конструкциях, работающих в контакте с влажным грунтом, а также в трубопроводах

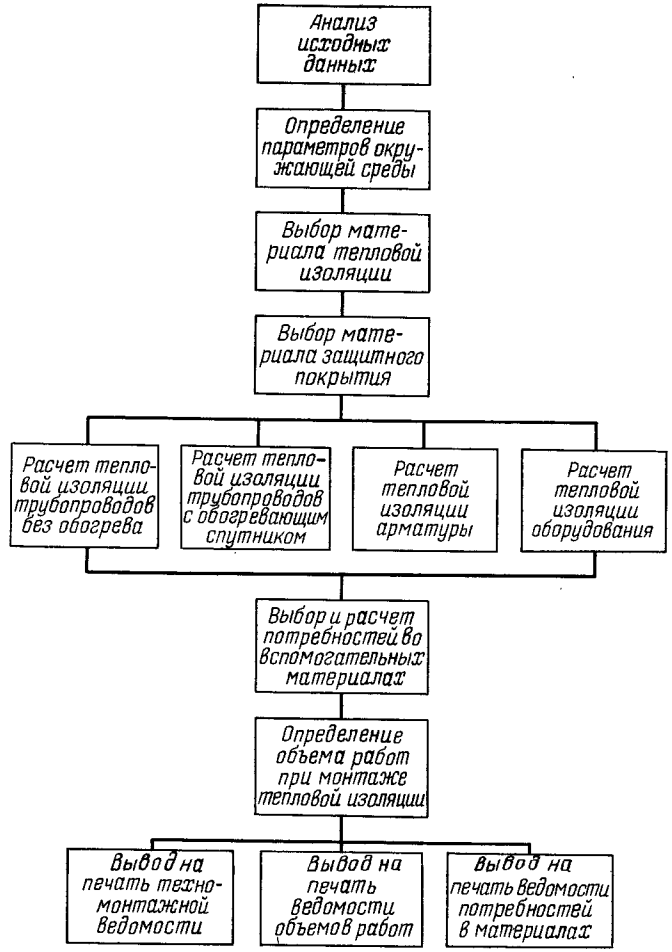


Рис. 4.6. Блок-схема алгоритма программы ИЗОЛЯЦИЯ

низкотемпературных систем; [133] – расчет тепловой изоляции нефтепродуктопроводов и резервуаров; [128] – расчет электронагревательных устройств для обогрева трубопроводов, резервуаров и технологического оборудования.

Для проектирования тепловой изоляции трубопроводов и оборудования с помощью ЭВМ в институте ВНИПИнефть разработана программа ИЗОЛЯЦИЯ. Применение программы позволяет выбрать материалы тепловой изоляции, защитного покрытия и вспомогательные материалы, необходимые для проведения теплоизоляционных работ; рассчитать толщину, объем и поверхность тепловой изоляции; определить объемы теплоизоляционных работ и расходы основных и вспомо-

гательных материалов; напечатать техномонтажную ведомость, ведомости объемов работ и потребиости в материалах.

По расчетной толщине (с учетом ее уплотнения) программой выбирается толщина тепловой изоляции, выпускаемой промышленностью.

Блок-схема аглоритма программы приведена на рис. 4.6.

Для расчета необходимы следующие данные:

общие сведения по проекту: наименование объекта, установки и т. п., район строительства; размеры и местонахождение изолируемого объекта, температура продукта и окружающей среды.

Программа написана на языке ФОРТРАН и занимает 640 *K* оперативной памяти; предназначена для использования на ЭВМ серии ЕС, а также ПЭВМ PC/AT, PS/2 и других IBM-совместимых ПЭВМ. Продолжительность расчета и составления документации для 50 участков на ЭВМ ЕС-1061 составляет 6 с.

По расчету и проектированию тепловой изоляции известен ряд программ и программных комплексов различных институтов (ГИАП [134], ГИПРОКАУЧУК, ГИПХ и др.).

Глава 5

РАСЧЕТ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ

5.1. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ВПУСКЕ И ВЫПУСКЕ ГАЗА

При эксплуатации аппаратов и трубопроводов, их испытании на прочность и герметичность, заполнении при пуске технологических установок, аварийном сбросе газов на факел из аппаратов, а также при аварийном разрыве труб необходимо определить параметры газа (давление, температуру, массу газа) в аппарате и длительность переходных процессов впуска (заполнения) и выпуска (опорожнения). Часто выполнение таких расчетов необходимо для обеспечения безопасности.

Впуск газа в аппарат обычно производят через запорную или регулирующую арматуру, выпуск – через мембраны, предохранительные или регулирующие клапаны, а также запорную арматуру.

В ряде случаев переходные процессы необходимо рассчитывать с учетом нестационарного теплообмена между сжимаемым или расширяющимся газом в аппарате и его стенкой. При этом аппарат может иметь дополнительные источники тепла (или холода).

Для упрощения расчета предполагают, что фазовые переходы и волновые процессы в трубопроводах отсутствуют, а процессы теплообмена в аппарате и трубопроводе квазистационарные. Такой подход использован при исследовании процессов выпуска газов в двигателях внутреннего сгорания и низкотемпературных расширительных машинах [135]. Предложенная ниже методика расчета ориентирована на использование ЭВМ. Изменение состояния газа рассматривают как адиабатное, изо-

термическое или политропное (без учета или с учетом теплообмена с окружающей средой). Поскольку до проведения расчетов характер изменения состояния газа неизвестен, то в первом приближении рекомендуется его принять адиабатным и, определив массу $M_к$ и температуру $T_к$ газа в аппарате по истечении времени $\Delta\tau$, использовать их для уточнения характера изменения состояния газа с помощью критерия

$$\bar{Q} = Q_1/Q_2, \tag{5.1}$$

где $Q_1 \simeq \Delta\tau F\left(\frac{T_н + T_к}{2} + \frac{2Q_{доп}}{M_н + M_к} - T_0\right)\Big/\left(\frac{1}{\alpha_в} + \frac{s_н}{\lambda_и} + \frac{1}{\alpha_н}\right)$;

$$Q_2 = c_p(T_н - T_к)(M_н + M_к)/4.$$

Здесь $M_н$ и $T_н$ – соответственно масса, кг, и температура, К, газа в аппарате в начале процесса, $M_к$ и $T_к$ – в его конце; T_0 – температура окружающего воздуха, К; c_p – удельная теплоемкость газа, Дж/(кг·К); $\alpha_в$, $\alpha_н$ – коэффициент теплоотдачи соответственно для внутренней и наружной поверхности аппарата, Вт/(м²·К); $\lambda_и$ – теплопроводность тепловой изоляции, Вт/(м·К); $s_н$ – толщина тепловой изоляции, м; $Q_{доп}$ – дополнительные источники тепла (или холода); F – площадь внутренней поверхности аппарата, м².

Если полученный из (5.1) критерий $\bar{Q} \leqslant |0{,}1|$, то изменение состояния можно считать адиабатным, а расчет, проведенный в первом приближении, – окончательным. Критерий $\bar{Q} = -(0{,}9 \div 1{,}1)$ соответствует изотермическому изменению состояния газа, другие значения $\bar{Q}$ – политропному.

В выражении $1/\alpha_в + s_и/\lambda_н + 1/\alpha_н$ теплообменом с окружающей средой можно пренебречь, если $1/\alpha_н \ll s_и/\lambda_н + 1/\alpha_в$ и теплоотдачей газа к стенке аппарата, если $1/\alpha_в \ll s_н/\lambda_н + 1/\alpha_н$, либо обоими составляющими, если $1/\alpha_н + 1/\alpha_в \ll s_и/\lambda_н$.

Адиабатное изменение состояния газа. *Параметры выпуска газа.* Связь между параметрами газа в аппарате M, ρ, p, T в конце промежутка времени $\Delta\tau$ (индекс «к») с его параметрами в начале этого промежутка (индекс «н») определяют по следующим формулам:

$$M_к = M_н - G_н\Delta\tau, \tag{5.2}$$

$$\rho_к = M_к/V, \tag{5.3}$$

$$p_к = p_н(\rho_к/\rho_н)^k, \tag{5.4}$$

$$T_к = T_н(p_к/p_н)^{(k-1)/k}, \tag{5.5}$$

где G – расход газа; V – объем аппарата; k – показатель адиабаты.

В зависимости от соотношения давлений $p_н$ и $p_{кр}$

$$p_{кр} = p_{тр}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}},$$

где $p_{тр}$ – давление в начальном сечении отводящего трубопровода.

Для расчета расхода газа на каждом шаге по $\Delta\tau$ используют

следующие формулы:

если $p_н \geqslant p_{кр}/\varphi$, то

$$G_в = \alpha\theta F_{кл}\sqrt{\frac{2k}{k+1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}\rho_н p_н} = \alpha\theta F_{кл}\psi\sqrt{\rho_н p_н}; \qquad (5.6)$$

$$\psi^2 = k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}},$$

а если $p_н < p_{кр}/\varphi$, то

$$G_н = \alpha F_{кл}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\rho_н p_н\left[\left(\frac{p_{тр}}{p_н}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{тр}}{p_н}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}, \qquad (5.7)$$

где α – коэффициент расхода газа; φ, θ – коэффициенты, учитывающие газодинамические особенности течения в выпускном устройстве; $F_{кл}$ – площадь проходного сечения запорного устройства.

При сбросе через предохранительный клапан двухатомных газов ($k = 1{,}4$) $\varphi \simeq 0{,}57$; $\theta \simeq 1{,}07$ [51]. Поскольку данных для других газов нет, то в первом приближении используют эти же значения.

Коэффициент расхода для предохранительных мембран $\alpha = 0{,}7 \div 0{,}8$. Для большинства полноподъемных предохранительных клапанов $\alpha = 0{,}6 \div 0{,}8$; для малоподъемных $\alpha = 0{,}05 \div 0{,}13$. Как правило, по каждому типоразмеру клапана α указан в каталогах на предохранительную арматуру.

Давление $p_{тр}$ определяют гидравлическим расчетом трубопровода вначале при $G_н$ по уравнению (5.6), а затем $p_{тр}$ и $G_и$ уточняют повторным расчетом при температуре газа

$$T_{тр} = T_н - \Delta T_д, \qquad (5.8)$$

где $\Delta T_д = \int_{p_н}^{p_к} D_i dp$ – температурная поправка для учета дроссельного эффекта при расширении газа [90]; D_i – дифференциальный коэффициент Джоуля–Томсона [см. формулу (2.149)]. Далее переходят к решению уравнений (5.2)–(5.5) для следующего шага по времени.

Изменение давления газа в аппарате можно также найти при $p_н \geqslant p_{кр}/\varphi$ по уравнению [49]:

$$p_к = p_н\left[\frac{1}{0{,}37V}\int_{\tau_н}^{\tau_к} F_{кл}d\tau\alpha\psi\sqrt{T_н}/(k-1)+1\right]^{\frac{2k}{k+1}}, \qquad (5.9)$$

а при $p_н < p_{кр}/\varphi$ – по уравнению:

$$p_к = \frac{0{,}355p_{тр}}{\frac{k}{k-1}\left(\frac{p_{тр}}{p_н}\right)^{\frac{k-1}{2k}}\left\{\frac{1}{0{,}37V}\int_{\tau_н}^{\tau_к} F_{кл}d\tau\alpha\sqrt{T_н} - \frac{k-1}{\psi}\left[\left(\frac{p_н}{p_{тр}}\right)^{\frac{k-1}{2k}}\sqrt{\frac{2}{k+1}} - 1\right]\right\} + 0{,}19}, \qquad (5.10)$$

где $\tau_н$ и $\tau_к$ – время начала и конца выпуска газа.

При $F_{кл} = \text{const}$ и $z = 1$ из уравнения расхода (5.6) для начального и некоторого промежуточного момента времени делением одного уравнения на другое получают

$$G = G_и\sqrt{(p/p_и)(\rho/\rho_и)},$$

а так как $p/p_и = (\rho/\rho_и)^k$,

то $G = G_н(\rho/\rho_н)^{(k+1)/2} = G_н(M/M_н)^{(k+1)/2}$. (5.11)

Используя (5.11):

$$d\tau = -\frac{dM}{G} = -\frac{M_н^{\frac{k+1}{2}}}{G_н}\int_{M_н}^{M}\frac{dM}{M^{\frac{k+1}{2}}},$$

$$\tau = \frac{2}{k-1}\cdot\frac{M_н}{G_н}\left[\left(\frac{p_н}{p_к}\right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1\right]. \qquad (5.12)$$

Параметры впуска газа. Параметры газа в аппарате определяют по формулам:

$$M_к = M_н + G_н\Delta\tau,$$
$$p_к = z_к R M_к T_к/V; \qquad (5.13)$$

где R – газовая постоянная; $\rho_к$ – по формуле (5.3).

При отсутствии теплообмена со стенкой аппарата $T_к$ находят по уравнению [136]:

$$T_к = \frac{T_н p_к/p_н}{1 + \frac{1}{k}\cdot\frac{T_н}{T_{вх}}\left(\frac{p_к}{p_н} - 1\right)}, \qquad (5.14)$$

где $T_{вх}$ – температура газа на входе в аппарат.

Уравнение получено при постоянных c_p и z.

С учетом уравнения состояния

$$T_к = kT_{вх} + (M_н/M_к)(T_н - kT_{вх}). \qquad (5.15)$$

Температуру газа на входе в аппарат $T_{вх}$ с учетом дроссельного эффекта рассчитывают, вводя температурную поправку $\Delta T_д$ (для идеального газа $T_{вх} = T_{тр}$). Расход при $p_н \leqslant p_{кр}\varphi$

$$G_н = \alpha\theta F_{кл}\sqrt{\frac{2k}{k+1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}\rho_{тр}p_{тр}} = \alpha\theta F_{кл}\psi\sqrt{\rho_{тр}p_{тр}}, \qquad (5.16)$$

а при $p_и > p_{кр}\varphi$

$$G_н = \alpha F_{кл}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\rho_{тр}p_{тр}\left[\left(\frac{p_н}{p_{тр}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_н}{p_{тр}}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}. \qquad (5.17)$$

Параметры газа в трубопроводе $p_{тр}$, $\rho_{тр}$ и $T_{тр}$ перед входом в аппарат определяют на предыдущем шаге по времени гидравлическим расчетом трубопровода для расходов, полученных по формулам (5.16) или (5.17).

Политропное изменение состояния газа без учета теплообмена с окружающей средой. *Параметры выпуска газа.* Температуру газа в аппарате

при отсутствии дополнительного источника тепла (или холода) определяют как температуру адиабатного расширения $T_{ад}$ с поправкой $\Delta T_т$, учитывающей теплообмен между газом и стенками аппарата:

$$T_к = T_{ад} + \Delta T_т,$$

где $T_{ад} = T_н (M_к/M_н)^{k-1}$.

$M_к$ рассчитывают по формуле (5.2). Температурную поправку $\Delta T_т$ находят из теплового баланса [137]:

$$c_p M_{ср} \Delta T_т = \alpha_в F (T_{ст}^{вн} - T_{ср}) \Delta\tau,$$

где $M_{ср} = (M_н + M_к)/2$; $T_{ст}^{вн} = (T_{ст_н}^{вн} + T_{ст_к}^{вн})/2$; $T_{ср} = (T_н + T_{ад})/2$; $\alpha_в$ – коэффициент теплоотдачи [30].

Температуру внутренней поверхности стенки аппарата $T_{ст}^{вн}$ находят из уравнения [138]:

$$(T_{ст_к}^{вн} - T_{ср})/(T_{ст_н} - T_{ср}) = \cos\sqrt{\mathrm{Bi}}\exp(-\mathrm{Bi}\cdot\mathrm{Fo}),$$

где Bi – критерий Био, $\mathrm{Bi} = \alpha_в/(s\lambda_{ст})$; Fo – критерий Фурье, $\mathrm{Fo} = a\Delta\tau/s^2$; s, $\lambda_{ст}$ – толщина и теплопроводность стенки; a – коэффициент температуропроводности, $м^2/с$.

Среднюю температуру стенки аппарата $T_{ст_к}$ определяют из уравнения:

$$c_{ст} M_а (T_{ст_н} - T_{ст_к}) = c_p M_к \Delta T_т,$$

где $c_{ст}$ – удельная теплоемкость материала стенок аппарата; $M_а$ – масса аппарата.

Если ориентировочная длительность процесса выпуска газа τ известна и при этом $\tau \geqslant s^2(1 - E_п)/(2aE_п)$, где $E_п$ – относительный перепад температуры по толщине стенки [139], то перепад температуры по толщине стенки аппарата можно не учитывать. В этом случае среднюю температуру стенки аппарата находят из выражения [137]:

$$T_{ст_к} = T_{ст_н} - \frac{\alpha_в F (T_{ст_н} - T_{ср})\Delta\tau}{c_{ст} M_а + \alpha_в F \Delta\tau/2}. \qquad (5.18)$$

Плотность газа в аппарате $\rho_к$ определяют по уравнению (5.3), а давление $p_к$ – из уравнения состояния. В остальном порядок расчета, включая учет дросселирования газа, аналогичен изложенному выше.

Параметры впуска газа. Рассчитывают как при адиабатном изменении состояния газа, температуру стенки аппарата – по уравнению (5.18). Для определения массы газа $M_к$ используют уравнение (5.13), температуру газа $T_к$ определяют по формуле:

$$T_к = kT_{вх} + (M_н/M_к)(T_н - kT_{вх}) + \Delta T_т. \qquad (5.19)$$

Политропное изменение состояния газа с учетом теплообмена с окружающей средой. *Параметры выпуска газа.* Температуру газа выражают как температуру адиабатного расширения $T_{ад}$ с поправкой $\Delta T'$:

$$T_к = T_{ад} + \Delta T', \qquad (5.20)$$

где $\Delta T' = Q/(c_p M)$, (5.21)

$$Q = Q_{ст} + Q_о + Q_{доп}. \qquad (5.22)$$

Температурная поправка $\Delta T'$ учитывает теплообмен газа со стенками аппарата ($Q_{ст}$), изоляционного покрытия с окружающим воздухом ($Q_о$) и дополнительный источник тепла (или холода) $Q_{доп}$. Предполагается, что температура внутренней поверхности тепловой изоляции равна температуре стенки аппарата, которую определяют по (5.18).

Расчет $Q_{ст}$ проводят по слоям [129]

$$Q_{ст} = \sum_{j=1}^{n} c_j M_j (T_{j_к} - T_{j_н}), \qquad (5.23)$$

где c_j, M_j и T_j – соответственно удельная теплоемкость, масса и температура j-го слоя материала стенки или тепловой изоляции аппарата.

$$Q_о = (K_1 F + 2K_2 F_{дн})(T - T_о)\Delta\tau, \qquad (5.24)$$

где K_1 и K_2 – коэффициенты теплопередачи; F – площадь цилиндрической поверхности аппарата; $F_{дн}$ – поверхность днища аппарата, T – расчетная температура газа: $T = (T_н + T_к)/2$, $\Delta\tau$ – шаг по времени [129].

В первом приближении принимают, что $T_к = T_{ад}$. Подстановкой температуры в (5.23) и (5.24) с помощью уравнения (5.22) находят температурную поправку $\Delta T'$ и по зависимости (5.20) – $T_к$. Расчет повторяют до определения $T_к$ с нужной точностью.

Параметры впуска газа. Рассчитывают аналогично выпуску газа с учетом теплообмена с окружающей средой, температура газа $T_к$

$$T_к = kT_{вх} + (M_н/M_к)(T_н - kT_{вх}) + \Delta T'. \qquad (5.25)$$

Изотермическое изменение состояния газа. При изотермическом процессе температура газа в аппарате постоянна, т.е. $T_к = T_н$, связь между давлением p и плотностью ρ газа выражается зависимостью $p_к = p_н \rho_к/\rho_н$.

Расход газа при его изотермическом расширении или сжатии рассчитывают так же как и при адиабатном процессе.

При $F_{кл} = \mathrm{const}$ из уравнения расхода газа (5.6) для начального и текущего моментов процесса выпуска следует

$$G = G_н (p/p_н)\sqrt{z_н/z} = -dM/d\tau. \qquad (5.26)$$

Разделив одно уравнение состояния на другое для этих моментов времени и подставив результат в (5.26), находят

$$dM/d\tau = -G_н (M/M_н)\sqrt{z/z_н}. \qquad (5.27)$$

В диапазоне изменения массы газа в аппарате от начальной $M_н$ до конечной $M_к$ функцию $z = f(M)$ приближенно аппроксимируют линейной зависимостью.

После интегрирования (5.27)

$$\tau = \frac{1 - M_н/M_к}{1 - b} \cdot \frac{M_н}{G_н} \ln b, \qquad (5.28)$$

где $b = (M_н/M_к)\sqrt{z_к/z_н}$.

При $z_к \simeq 1$

$$\tau = \frac{M_н}{G_н}\sqrt{z_н}\ln\left(\frac{p_н}{p_к}z^{-3/2}\right). \qquad (5.28а)$$

Такие расчеты выполняют по программе «Расчет процессов в аппаратах при впуске и выпуске газа» (разработчик ВНИПИнефть).

Программа предназначена для расчета на ЭВМ PC/AT длительности адиабатного или изотермического процесса впуска или выпуска газа при заданном проходном сечении клапана с учетом времени его раскрытия, а также для определения проходного сечения клапана при заданной длительности процесса.

Исходные данные для расчета: давление, температура, плотность, показатель адиабаты газа, объем аппарата; проходное сечение клапана или продолжительность впуска (выпуска) газа, давление, температура и плотность газа в коллекторе, продолжительность открытия клапана.

Результаты расчета: проходное сечение клапана, продолжительность впуска или выпуска газа и изменение параметров газа в аппарате.

5.2. РАСЧЕТ ПУЛЬСАЦИИ ПОТОКОВ И ВИБРАЦИИ ТРУБОПРОВОДОВ

Пульсация потока в ТТС возникает вследствие различных причин: неравномерного расхода в нагнетательных машинах, отрывного течения в местных гидравлических сопротивлениях и турбулентности, снарядного режима течения двухфазных газожидкостных потоков и др.

Для поршневых и центробежных нагнетательных машин (компрессоров, насосов) спектр частот генерируемых ими пульсаций определяют по уравнению:

$$f = mni, \qquad (5.29)$$

где m – номер гармоники ($m = 1, 2, 3, \ldots$); n – скорость вращения вала, $с^{-1}$; i – число цилиндров, работающих с одинаковым сдвигом по фазе для поршневых нагнетательных машин или число лопаток для центробежных нагнетательных машин.

Если возбудитель пульсаций потока в трубопроводе – местное гидравлическое сопротивление, то частота пульсаций

$$f = w\mathrm{Sh}/D_с, \qquad (5.29а)$$

где w – скорость потока; Sh – число Струхаля ($\mathrm{Sh} = 0{,}2 \div 0{,}5$); $D_с$ – диаметр сужения в местном сопротивлении. Для одиночной преграды $\mathrm{Sh} = 0{,}2$. Для потока в прямой трубе без местных гидравлических сопротивлений

$$f = 0{,}5w/D. \qquad (5.29б)$$

При анализе пульсации потока рассчитывают собственные частоты колебаний газа (жидкости) в трубопроводной системе; определяют

резонансные частоты колебаний, амплитудно-частотные характеристики и сравнивают амплитуды пульсации с допустимой.

Частоты собственных колебаний среды в трубопроводе определяют в зависимости от граничных условий на его концах по следующим уравнениям:

оба конца акустически закрыты или открыты – $f_0 = 0{,}5ma/L_э$;

один конец открыт, другой закрыт – $f_0 = 0{,}25(2m - 1)a/L_э$, где a – скорость звука, м/с; $L_э$ – эквивалентная длина трубопровода, м. При $L/D < 10$ для трубопровода с открытыми концами $L_э = L + 0{,}8D$, при одном открытом конце $L_э = L + 0{,}4D$. Во всех остальных случаях $L_э = L$.

Для движущейся в трубопроводе жидкости колебания давления и расхода выражают через гиперболические функции [14]:

$$\Delta p_н = \Delta p_к \operatorname{ch}\gamma L + \frac{\rho a}{F}\Delta G_к \operatorname{sh}\gamma L; \quad \Delta G_н = \frac{\Delta p_к F}{a}\operatorname{sh}\gamma L + \Delta G_к \operatorname{ch}\gamma L. \qquad (5.30)$$

где $\Delta p_н$, $\Delta p_к$, $\Delta G_н$, $\Delta G_к$ – амплитуды колебаний давления и расхода потока соответственно в начале и в конце трубопровода длиной L;

F – площадь проходного сечения трубопровода;

$\gamma = \beta + i\alpha$ – постоянная распространения волны;

$\beta = \left[\frac{1}{2a^2}\left(\sqrt{\omega^4 + 4b^2\omega^2} - \omega^2\right)\right]^{0,5}$ – коэффициент затухания, характеризующий ослабление амплитуды волны на единицу длины трубопровода;

$\alpha = \left[\frac{1}{2a^2}\left(\sqrt{\omega^4 + 4b^2\omega^2} + \omega^2\right)\right]^{0,5}$ – фазовая постоянная;

$b = \lambda w_{ср}/(2D)$;

λ – коэффициент гидравлического сопротивления трения; $w_{ср}$ – средняя скорость течения в трубе; ω – круговая частота колебаний $\omega = 2\pi f$.

По уравнениям:

$$\Delta p = \Delta p_н e^{i\omega\tau}, \qquad (5.31)$$

$$\Delta G = \Delta G_н e^{i\omega\tau} \qquad (5.32)$$

задают форму возбуждающих колебаний и определяют скорости и давления во всех сечениях трубопровода.

Далее рассчитывают методом последовательных приближений до выполнения условия [14]

$$|(\Delta p_j^i - \Delta p_j^{i-1})/\Delta p_j^i| \leqslant \varepsilon, \qquad (5.33)$$

где ε – требуемая точность расчета; i – номер итерации; j – номер расчетного сечения.

Рассчитывают набор частот в заданном диапазоне, в результате чего получают амплитудно-частотные характеристики колебаний жидкости в трубопроводной системе и определяют как резонансные частоты, так и основные формы колебаний при заданном источнике возбуждения.

Для гашения пульсации жидкости в трубопроводных системах применяют ряд устройств, например расширительные камеры, дроссельные элементы, пористые диски и др.

Многие практические задачи связаны с уменьшением пульсации газа в трубопроводных обвязках компрессоров. Для расчета собственных частот колебаний газа в сложной трубопроводной системе используют упрощенную одномерную линейную модель с допущением, что активные потери на линейных участках трубопровода вследствие вязкого трения пренебрежимо малы. Таким образом, при математической постановке задачи применяют линеаризованные уравнения нестационарного движения сжимаемого невязкого газа при скоростях движения, значительно меньших скорости звука [140–142]. Для упрощения записи граничных условий задачи на каждом линейном участке трубопроводной системы принимают свою координатную ось x_j ($j = 1, 2, \ldots$). Для описания вынужденных установившихся колебаний газа в произвольном j-м линейном участке используют следующую систему уравнений [141]:

$$\begin{aligned} -\partial P_j/\partial x &= \rho_{ср}\partial W_j/\partial\tau; \\ \partial P_j/\partial\tau &= \rho_{ср}a^2\partial W_j/\partial x, \end{aligned} \qquad (5.34)$$

где $P_j(x,\tau)$ – динамическое давление газа на j-м участке; $W_j(x,\tau)$ – динамическая скорость движения газа на j-м участке; $\rho_{ср}$ – средняя плотность газа.

Расчет собственных частот колебаний столба газа в трубопроводной системе связан с решением системы линейных алгебраических уравнений, соответствующих системе уравнений (5.34). Граничные условия задачи являются математическим выражением условий сохранения баланса массовых расходов газа и непрерывности его динамического давления в концевых сечениях линейных участков трубопроводной системы. Для упрощения анализа искомые величины представляют в комплексном виде [143].

Условие отсутствия резонанса имеет вид [144]:

$$0{,}75 \geqslant f/f_0 \geqslant 1{,}3, \qquad (5.35)$$

где f – частота колебаний, генерируемая источником возмущения [см. уравнение (5.29)]; f_0 – собственная частота колебаний системы.

Для расчета пульсаций газа в трубопроводных системах поршневых компрессоров и определения оптимального варианта их трубопроводной обвязки, а также анализа причин повышенной вибрации разработана программа ПУЛЬСАЦИЯ «Расчет пульсирующих потоков в трубопроводных системах» (разработчик – Московский институт нефти и газа им. И. М. Губкина).

Исходные данные для расчета: длины и диаметры труб, расход, температура и свойства газа, коэффициенты гидравлического сопротивления трения, местных сопротивлений и объемы емкостей; частота вращения вала компрессора, рабочий объем и объем мертвого пространства цилиндров, давления нагнетания и всасывания, а также параметры, управляющие автоматической вариацией геометрических размеров элементов оборудования для оптимизации трубопроводной обвязки и нахождения наиболее эффективных средств снижения пульсации. Пример расчетной схемы ТТС с компрессорами дан на рис. 5.1.

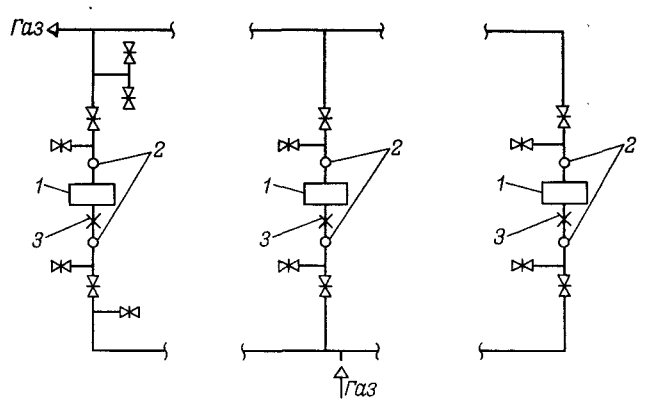


Рис. 5.1. Схема ТТС для расчета пульсаций газа по программе ПУЛЬСАЦИЯ: *1* – поршневой компрессор; *2* – буферная емкость; *3* – диафрагма

Результаты расчета: амплитудно-частотные характеристики; амплитуды и комплексные гармоники колебаний газа (усилия для вибрационных расчетов) в заданных сечениях.

Для расчета пульсаций давления газа в коммуникациях поршневых компрессоров в ЛенНИИхиммаше разработаны программы BRP-201 и BRP-257.

Известны следующие способы отстройки системы от резонансных колебаний газа.

1. Изменение длины и диаметров участков трубопроводной системы.

2. Изменение температуры и давления нагнетания компрессора. От этих параметров зависят плотность и скорость звука, влияющие на частотный спектр системы.

3. Установка диафрагмы, которая рассеивает энергию колебаний газа и изменяет его амплитудно-частотный спектр в трубопроводной системе [145, 146]. Ориентировочный диаметр расточки диафрагмы $d \simeq D/2$, оптимальный диаметр, обеспечивающий эффективное гашение пульсации, может быть определен по уравнению:

$$d = D\sqrt[4]{w_{ср}/a}. \qquad (5.36)$$

Для двухфазных потоков [88] $d = D\sqrt[4]{1{,}5/\zeta}$, где ζ – козффициент гидравлического сопротивления диафрагмы.

4. Установка буферных емкостей уменьшает амплитуды пульсации давления вследствие рассеивания энергии колебания газа в объеме буферной емкости и изменяет спектр собственных частот колебаний. Эффективность применения буферной емкости зависит от ее объема и длины [146]. Для эффективного гашения колебаний давления буферную емкость следует устанавливать непосредственно у источника колебаний (цилиндра компрессора). Для нескольких цилиндров одной ступени целесообразно иметь общую емкость. Расположение присоеди-

нительных патрубков также влияет на степень гашения колебаний давления. Схемы присоединения трубопроводов к буферной емкости приведены на рис. 5.2. Наименее эффективен вариант *а*; по варианту *б* эффективность гашения повышается на 15–20%, по варианту *в* – на 60% по сравнению с вариантом *а*.

5. Установка диафрагмы на входе в емкость или на выходе из нее [146]. При этом размеры емкости могут быть уменьшены примерно на 30%. Дополнительные потери давления при установке диафрагмы меньше, чем при резонансных колебаниях.

6. Установка акустического фильтра в тех случаях, когда необходимо снизить колебания, а требующиеся для этого размеры буферной емкости превышают допустимые из условий компоновки оборудования. Акустический фильтр [147] характеризуется четким дискретным спектром полос пропускания и гашения частот колебаний газа.

7. Применение интерференционного способа гашения пульсаций в очень узкой полосе частот колебаний. Для этого используют специальные ответвления или петли (отводы), длину которых выбирают равной нечетному числу полуволн.

8. Сочетание различных способов гашения пульсаций.

Последовательность отстройки от резонансных колебаний, а также снижения пульсации давления представляет собой итерационный процесс внесения изменений в конструкцию трубопроводной системы с последующей проверкой ее эффективности повторным расчетом на ЭВМ.

Вначале рассматривают возможность корректировки геометрических параметров системы, а при наличии в схеме вспомогательных технологических аппаратов (масловлагоотделителей, сепараторов, теплообменников и др.) – варианты компоновки и этого оборудования. При необходимости применяют гасители пульсаций (диафрагмы, буферные емкости, диафрагмы с буферной емкостью, акустические фильтры). Корректировку трубопроводной системы считают законченной, если спектр собственных частот колебаний газа удовлетворяет условию (5.35) и их интенсивность не превышает нормативных значений [142, 146, 147].

Интенсивность колебаний давления принято характеризовать степенью неравномерности давления [147]:

$$\delta = (p_{max} - p_{min})/p_{ср} = 2\Delta p_{max}/p_{ср}, \qquad (5.37)$$

где p_{max}, p_{min}, $p_{ср}$ – максимальное, минимальное и среднее давления; Δp_{max} – максимальная амплитуда давления газа.

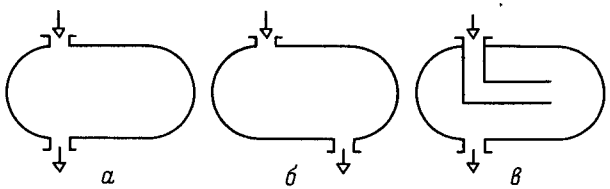


Рис. 5.2. Схемы присоединения трубопроводов к буферной емкости.
Стрелками показано направление движения газа

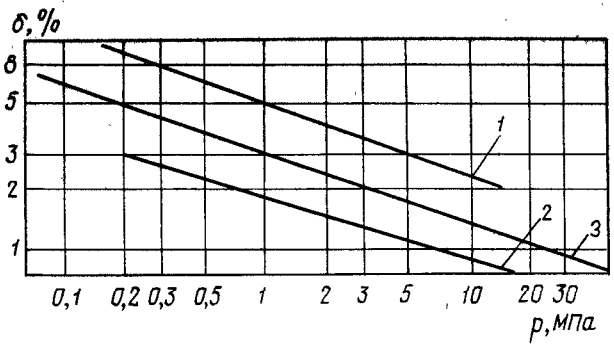


Рис. 5.3. Зависимость допускаемой степени неравномерности давления δ в газопроводах

Допускаемые степени неравномерности давления даны на рис. 5.3. Прямые *1* и *2* определяют границы области δ для межступенчатых трубопроводов компрессоров [146]. Бóльшие значения δ допускаются для всасывающих трубопроводов, легких газов и компрессоров малой производительности. Прямой *3* соответствует допустимая степень неравномерности давления

$$\delta = 3p^{-0,34}. \qquad (5.38)$$

Для разветвленных трубопроводов рекомендуют следующие значения δ [142, 146]:

для трубопроводов на низких бетонных опорах – 1%;

на кронштейнах, укрепленных в стенах зданий при давлении до 2,5 МПа – 0,7%, свыше 2,5 МПа – 0,5%;

для трубопроводов контрольно-измерительных приборов – 0,3%.

Пульсационные составляющие при движении двухфазных потоков оценивают по соотношениям (2.135) – (2.137).

Пульсация потока – одна из основных причин вибрации трубопроводов.

При расчете вибрации трубопроводов используют динамические характеристики однородных балок; которые, как правило, классифицируют по способу закрепления и граничным условиям. Точность решения определяется степенью отличия рассчитываемого по схеме трубопровода от реального, поскольку его опоры отличаются условиями закрепления, трением в опоре; трубопровод может содержать сосредоточенные массы (трубопроводную арматуру, волнистые и линзовые компенсаторы, фланцы) и состоять из труб разного диаметра.

При расчете вибрации трубопроводной системы определяют:

собственные частоты и сопоставляют их с частотами возмущающих воздействий (5.29);

амплитуды вынужденных колебаний и сопоставляют их с нормативными.

Собственная частота (Гц) колебаний однопролетного трубопровода

при отсутствии продольной силы и сосредоточенной массы

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\cdot\frac{K_п^2}{l^2}\sqrt{\frac{E\cdot J}{M}}, \qquad (5.39)$$

где $K_п$ – частотный коэффициент, зависящий от условий закрепления трубопровода; его значения приведены в табл. 5.1 [149, 150]; l – длина пролета трубопровода, м; M – масса 1 м трубопровода, кг/м; E – модуль упругости металла трубы, МПа; $J = \pi(D_н^4 - D^4)/64$ – момент инерции сечения трубы, м^4.

При $E = 2{,}05\cdot 10^5$ МПа и плотности стали 7850 кг/м^3, собственная частота колебаний пролета трубопровода

$$f_0 \simeq 200\frac{K_п^2}{l^2}\sqrt{D_н^2 + D^2}, \qquad (5.40)$$

при наличии сосредоточенной массы [150]

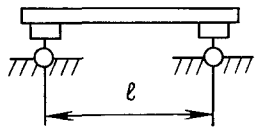
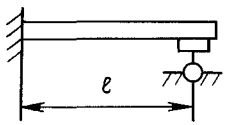
$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\cdot\frac{K_п^2}{l^2}\sqrt{\frac{EJ/M}{1 + K_в Q/(Ml)}}, \qquad (5.41)$$

где $K_в$ – поправочный коэффициент (табл. 5.2); Q – сосредоточенная масса.

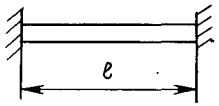
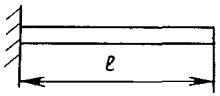
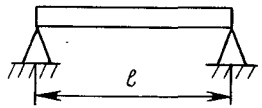
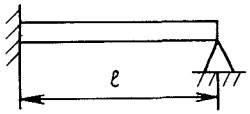
Сосредоточенная масса снижает собственную частоту колебаний, а в реальных системах изменяет не только инерционную, но и жесткостную характеристику системы.

В табл. 5.1 и 5.2 для Г-, П- и Z-образных поворотов в числителе приведены значения поправочных коэффициентов для расчета колебаний

Таблица 5.1. Частотные коэффициенты $K_п$ для вычисления собственных частот колебаний трубопроводов с одним пролетом

Тип пролета трубопровода	Формулы расчета $K_п$	Значение $K_п$ частоты	
		первой	второй
Шарнир–шарнир	πm, где $m = 1, 2, 3, \ldots$	3,14	6,28
			
Шарнир–заделка	$\pi(4m + 1)/4$	3,93	7,07
			

Продолжение табл. 5.1

Тип пролета трубопровода	Формулы расчета $K_п$	Значение $K_п$ частоты	
		первой	второй
Заделка–заделка	$\pi(2m + 1)/2$	4,71	7,85
			
Заделка–консоль	$\pi(2m + 1)/2$	1,57	4,71
			
Свободно лежащая на опорах труба	πm	3,14	6,28
			
Один конец защемлен, а другой свободно лежит на опоре	–	3,87	7,07
			
Поворот (см. табл. 5.3):			
Г-образный	–	3,92 / 1,93	–
П-образный	–	1,76 / 1,41	–
Z-образный	–	1,67 / 1,5	–

в плоскости поворота (рисунка), а в знаменателе – в перпендикулярной ей плоскости.

Для расчета собственных частот колебаний многопролетных трубопроводов при равных пролетах применяют формулу (5.39). Коэффициенты $K_п$ для различных типов пролетов приведены в табл. 5.3 [149]. По мере увеличения числа пролетов влияние условий закрепления трубы уменьшается; при числе пролетов $N \geqslant 10$ форма и собственная частота колебаний крайних пролетов совпадают с формой и частотой колебаний однопролетного трубопровода с закреплением типа шарнир–заделка, а остальных пролетов – типа шарнир–шарнир.

Таблица 5.2. Поправочные коэффициенты $K_в$ для учета сосредоточенной массы в уравнении (5.41)

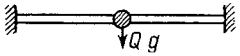
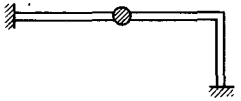
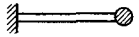
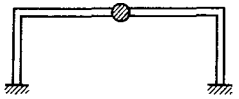
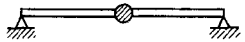
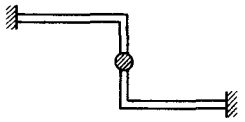
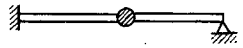
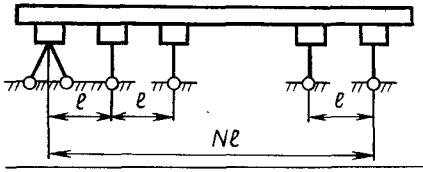
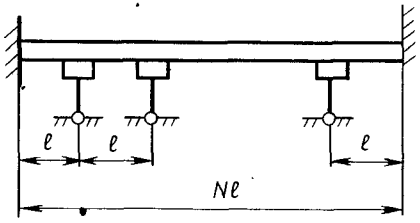
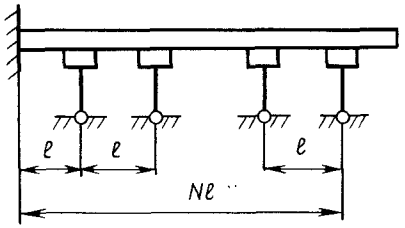
Тип пролета трубопровода	Коэффициент $K_в$	Тип пролета трубопровода	Коэффициент $K_в$
Заделка–заделка	2,7	Поворот, плечи равные:	
		Г-образный	0,28
Консоль с нагрузкой на конце	3,9		
		П-образный	0,6 / 0,7
Свободно лежащая на опорах труба	2,0		
		Z-образный	0,66 / 0,68
Один конец защемлен, а другой свободно лежит на опоре	2,3		
			

Таблица 5.3. Частотные коэффициенты $K_п$ для трубопроводов с пролетами равной длины

Схема закрепления трубопровода	Число пролетов N	Номер гармоники m				
		1	2	3	4	5
	1	3,14	6,28	9,42	12,57	15,70
	2	3,14	3,93	6,30	7,06	9,42
	3	3,14	3,55	4,30	6,30	6,70
	4	3,14	3,39	3,92	4,46	6,28
	5	3,14	3,30	3,70	4,15	4,55
	10	3,14	3,20	3,30	3,48	3,70
	1	4,73	7,85	10,99	14,14	17,28
	2	3,93	4,74	7,07	7,86	10,21
	3	3,55	4,30	4,74	6,69	7,45
	4	3,39	3,93	4,46	4,74	6,53
	5	3,30	3,71	4,15	4,55	4,74
	10	3,20	3,30	3,49	3,70	3,93

Продолжение табл. 5.3

Схема закрепления трубопровода	Число пролетов N	Номер гармоники m				
		1	2	3	4	5
	1	3,93	7,07	10,21	13,35	16,49
	2	3,39	4,46	6,53	7,60	9,68
	3	3,27	3,93	4,59	6,41	7,07
	4	3,20	3,64	4,21	4,65	6,35
	5	3,20	3,49	3,93	4,37	4,68
	10	3,14	3,24	3,46	3,58	3,80

Собственную частоту многопролетного трубопровода с пролетами различной длины можно определять как для шарнирно закрепленного пролета по формуле (5.39), подставляя в нее длину наибольшего пролета. Если этот пролет крайний, дополнительно оценивают собственную частоту внутреннего пролета максимальной длины и из двух полученных частот принимают наименьшую.

При шарнирном закреплении концов [149]

$$f_0 = \frac{\pi m^2}{2l^2}\sqrt{\frac{EJ}{M}\left(1+\frac{F_0}{F_{кр}}\right)}, \qquad (5.42)$$

где F_0 – осевая сила, Н; $F_{кр} = (m\pi)^2 EJ/l^2$ – Эйлерова критическая сила, Н.

Как видно из формулы (5.42), растягивающая осевая сила повышает, а сжимающая понижает собственную частоту трубопровода. Наибольшее влияние F_0 оказывает на первую форму колебаний.

Для устранения механического резонанса по условию (5.35) применяют следующие способы:

1. Изменение длины пролета трубопровода на 15–20%. Вначале рекомендуется проводить корректировку в сторону уменьшения длины пролета l (соответственно увеличения f_0).

2. Изменение условий закрепления трубопровода и жесткости его опор. При применении скользящих, односторонних опор необходимо расчетом трубопровода убедиться в их нагруженности. Упругие опоры, уменьшая эквивалентную жесткость всей системы, снижают частоту колебаний.

3. Выбор мест расположения сосредоточенных масс. Дополнительно устанавливать сосредоточенные массы рекомендуется только при малой эффективности других способов, поскольку существенное понижение собственной частоты достигается включением сосредоточенной массы, соизмеримой с массой пролета трубопровода.

4. Корректировка геометрии трубопровода (выпрямление трасс, изменение диаметра), после чего необходимо провести поверочный расчет на самокомпенсацию.

5. Изменение инерционно-жесткостных параметров трубопровода установкой гасителей и антивибраторов.

Расчеты проводят по каждому механизму возбуждения колебаний не менее, чем по пяти гармоникам.

В трубопроводных обвязках поршневых машин максимальная энергия приходится на низшие гармоники, поэтому расчеты можно проводить по нескольким первым собственным частотам колебаний трубопроводов и отстраивать их от возможных резонансов по этим значениям.

Для расчета вибрации трубопроводных систем технологических установок и насосно-компрессорного оборудования применяют программу ВИБРАЦИЯ «Расчет вибрационных процессов» (разработчик – МИНГ им. И. М. Губкина и ВНИПИнефть).

Исходные данные для расчета: геометрические характеристики трубопроводной системы, опор, параметры силового и кинематического возбуждения.

Результаты расчета: амплитудно-частотные характеристики в табличном и графическом виде; амплитуды колебаний по заданным возмущающим воздействиям в заданных сечениях трубопроводной системы.

Из других программ расчета вибрации трубопроводов следует отметить программы EAS-82 [151], ASCP [152] и VNIIST [153].

Программа EAS-82 (разработчик – ЦКТИ им. И. И. Ползунова) выполняет расчеты трубопроводов энергетических установок на статическую и динамическую нагрузки как при раздельном, так и совместном их действии. Результаты расчета: частоты и амплитуды собственных колебаний, напряжения в расчетных сечениях, усилия на оборудование и опоры. Перемещения, нагрузки и напряжения рассчитываются по линейно-спектральной теории сейсмостойкости.

Программа ASCP (разработчик Марийский политехнический институт) содержит модуль «Динамика», который предназначен для анализа вынужденных колебаний разветвленного пространственного трубопровода при кратковременном и периодическом возбуждении. Для численного интегрирования дифференциальных уравнений по времени использована конечно-разностная схема Ньюмарка.

Программа VNIIST (разработчик – Всесоюзный НИИ по строительству магистральных трубопроводов) предназначена для определения частоты собственных колебаний и амплитуды виброперемещений при вынужденных колебаниях, вызванных неравномерностью движения потока транспортируемой среды. Трубопровод рассчитывают как пространственную стержневую систему, состоящую из прямолинейных и криволинейных участков постоянной кривизны и содержащую сосредоточенные массы и упругодеформируемые элементы.

Наиболее объективной мерой опасности вибрации трубопровода являются напряжения. Однако вследствие сложности их прямого измерения, контроль и нормирование вибрации осуществляют по легко измеряемым параметрам: амплитуде виброперемещения и виброскорости.

В общем виде допустимая амплитуда вибрации трубопровода [142]

$$A = 2[\sigma]l^2/(Km^2ED_н), \qquad (5.43)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение; K – коэффициент, зависящий от условия закрепления концов трубопровода (для жесткого закрепления $K = 32$; для шарнирного – $K = 9{,}8$).

Допустимое напряжение

$$[\sigma] = \sigma_{-1}/(K_\sigma n) - \psi\sigma_m, \qquad (5.44)$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала при симметричном цикле, МПа; K_σ – коэффициент концентрации напряжений; n – коэффициент запаса прочности; ψ – коэффициент, учитывающий свойства материала трубы; σ_m – среднее напряжение цикла с учетом температурных деформаций.

Графики для определения допускаемых амплитуд вибрации трубопроводов в зависимости от длины пролета [146] приведены на рис. 5.4. Тип пролета трубопровода и форма колебаний показана в верхней части графиков.

В работах [147, 154] даны сведения о допустимых нормах вибрации компрессоров, насосов, а также аппаратов и фундаментов с учетом особенностей их конструкции. Максимальная амплитуда вибрации не должна превышать 0,25 мм.

При расчете элементов трубопроводов, работающих в условиях, близких к одноосному напряженному состоянию, при одновременном действии статической и вибрационной нагрузок используют экспериментально полученные диаграммы или следующие зависимости [155]:

линейную зависимость Смита	$\sigma_a/\sigma_N + \sigma_m/\sigma_в = 1;$
линейную зависимость Содерберга	$\sigma_a/\sigma_N + \sigma_m/\sigma_т = 1;$
параболическую зависимость Гербера	$\sigma_a/\sigma_N + (\sigma_m/\sigma_в)^2 = 1;$
эллиптическую зависимость	$(\sigma_a/\sigma_N)^2 + (\sigma_m/\sigma_в)^2 = 1,$

где σ_a – амплитуда напряжений цикла; σ_N – усталостная прочность материала при N циклах, $\sigma_в$ – временное сопротивление материала; $\sigma_т$ – предел текучести материала.

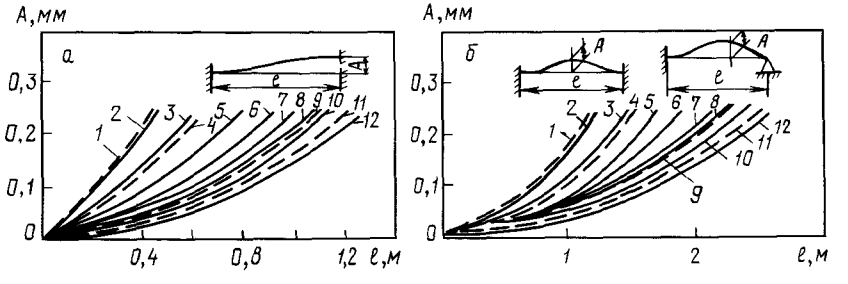


Рис. 5.4. Графики для определения допускаемых амплитуд A вибрации трубопроводов при перемещении концевой опоры (*а*) и без перемещения опор (*б*) для труб размерами $D_н \times s$, мм:

1 – 68 × 13; *2* – 108 × 7; *3* – 159 × 4,5; *4* – 114 × 14; *5* – 219 × 8; *6* – 273 × 8; *7* – 325 × 10; *8* – 377 × 9; *9* – 245 × 45; *10* 426 × 11; *11* – 299 × 50; *12* – 529 × 9. Сплошные линии – трубопроводы с приварными фланцами, штриховые – с резьбовыми

При многоосном циклическом напряженном состоянии вводят следующие допущения: разрушение происходит, когда амплитуды главных нормального и касательного напряжений равны значениям разрушения в условиях одноосного нагружения, а нагрузки, в результате действия которых возникает многоосное напряженное состояние, совпадают по времени действия [156, 157].

5.3. ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ

ТТС с компрессорами. Пуск поршневых компрессоров проводят [29, 146] в несколько стадий. Вначале компрессоры проверяют при работе на азоте или воздухе. Затем постепенно подают рабочий газ, используя байпасы для его перепуска из последней и некоторых промежуточных ступеней компрессора в линию всасывания первой ступени. Для этого применяют также специальные устройства отжима всасывающих клапанов.

Пуск центробежных и осевых компрессоров проводят также поэтапно [158, 159]: продувка, испытание под давлением на прочность и герметичность, вывод на эксплуатационный режим. При пуске компрессоров большой мощности во избежание чрезмерной перегрузки двигателя обычно ограничивают потребляемую мощность. Для этого прикрывают дроссельную заслонку во всасывающем трубопроводе компрессоров с электроприводом до 5% площади проходного сечения и до 20% – компрессоров с паротурбинным приводом. Задвижку на напорном трубопроводе закрывают, а выпускной клапан в атмосферу или в специальную систему открывают, чтобы исключить помпаж. При номинальном числе оборотов вала открывают задвижку на напорном трубопроводе и дроссельную заслонку на всасывающем и закрывают выпускной клапан.

При останове компрессора открывают выпускной клапан, дроссельную заслонку на всасывающем трубопроводе устанавливают в пусковое положение и закрывают задвижку на напорном трубопроводе.

Переходные режимы в ТТС с компрессорами рассчитывают по программе NELGAS (см. Приложение 1).

ТТС с насосами. Перед пуском [160] центробежные и осевые насосы заполняют перекачиваемой жидкостью под давлением или самотеком. Если уровень всасываемой жидкости находится ниже оси насоса, его заполняют следующими способами:

при диаметре всасывающего трубопровода $D_{вс} < 250$ мм – из специального бака;

при $D_{вс} > 250$ мм – откачивая воздух специальным насосом (типа КВН или ВВН, создающим вакуум до 97%).

Задвижка на напорном трубопроводе центробежного насоса при коэффициенте быстроходности $n_s < 250$ должна быть закрыта.

Пуск насоса производят следующим образом: включают электродвигатель и устанавливают номинальную частоту его вращения, открывают задвижку на напорном патрубке насоса до достижения требуемой подачи жидкости. Одновременно с этим открывают краны подвода охлаждающей воды, а также затворной жидкости.

При останове насоса закрывают задвижку на напорном трубопроводе, выключают двигатель, закрывают задвижку на всасывающем трубопроводе, выключают охлаждение сальников и подшипников.

Порядок пуска и останова поршневых насосов подробно описан в [29], вопросы автоматизации этих операций – в [161].

Пусковые режимы нефтепродуктопроводов. Вязкие жидкости (нефть, нефтепродукты и т. д.) транспортируют по трубопроводам подогретыми. При пуске трубопровода грунт прогревается и его температура постепенно изменяется до соответствующей установившемуся режиму. Для вязкой жидкости гидравлическое сопротивление трубопровода при пусковом режиме больше, чем при стационарном в 2,5 раза [6], для вязкопластичной – в 6 раз.

Изменение температуры жидкости по длине трубопровода и по времени (с погрешностью менее 1%) можно определить по формуле Шухова (2.141), выразив коэффициент теплопередачи как функцию времени и длины заполненной нагретой жидкостью части трубопровода:

$$K = K_0\left[1 + \frac{1}{fl}\ln\frac{1-E}{1-E\exp(fl)}\right], \tag{5.45}$$

где $E = (K_0/\alpha_н)(D/D_н)e^{-2Fo}$; $f = 4a/(5D_н^2 w)$; K_0 – коэффициент теплопередачи при стационарном режиме; Fo – критерий Фурье; $Fo = a\tau/D_н^2$; a – коэффициент температуропроводности грунта, $a = \lambda_{гр}/(c_{гр}\rho_{гр})$; τ – продолжительность работы трубопровода после изменения его режима; $\alpha_н$ – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубопровода к грунту при стационарном режиме; w – скорость движения жидкости.

В пусковой период потери давления на трение достигают максимального значения при полном заполнении трубопровода, по мере прогрева трубопровода и грунта они снижаются. При длительной работе в трубопроводе устанавливается квазистационарный режим, причем на различных участках могут быть разные режимы движения жидкости. Потери давления в трубопроводе [6]

$$\Delta p = \Delta p_т + \Delta p_л + \Delta p_с, \tag{5.46}$$

где $\Delta p_{т,л,с}$ – потери давления на участках с турбулентным (т), ламинарным (л) и структурным (с) режимами течения:

$$\Delta p_т = (\Delta p_{от}/Шу)\{Ei[-N] - Ei[-N\exp(-Шу l_т/l)]\}; \tag{5.47}$$

$$\Delta p_л = (\Delta p_{ол}/Шу)\{Ei[-N\exp(-Шу l_т/l)] - Ei[-N\exp - Шу]\}; \tag{5.48}$$

$$\Delta p_с = 5{,}33\varepsilon_т l\exp(-sT_0)\{Ei[-s(T_н - T_0)\exp(-Шу l_у/l)] - Ei[-s(T_н - T_0)\exp - Шу]\}/(DШу) - 5{,}33y_1(l - l_у)/D; \tag{5.49}$$

$$\Delta p_{от,ол} = g\rho\beta Q^{2-n}\nu_0^n l/D^{5-n}; \tag{5.50}$$

Шу – число Шухова [см. формулу (2.141)]; $Ei[-x]$ – интегральная показательная функция аргумента x, представленного в уравнениях (5.47) – (5.49) выражениями в квадратных скобках. Значения функции приведены

в [162]; $N = in(T_н - T_0^2)$; u – коэффициент крутизны, определяемый по вискограмме; $l_т$ – длина участка трубопровода с турбулентным режимом течения в рассматриваемый момент времени; $l_у$ – длина участка, на котором температура падает от $T_н$ до температуры появления в жидкости статического напряжения сдвига $T_у$; s – коэффициент крутизны, определяемый по номограмме статического напряжения сдвига жидкости [6]; y_1 – постоянная, имеющая размерность напряжения сдвига; n, β – коэффициенты, зависящие от режима течения жидкости; $\varepsilon_т$ – напряжение сдвига; Q – объемный расход. Для турбулентного режима $n = 0{,}25$; $\beta = 0{,}246$ с^2/м, для ламинарного $n = 1$; $\beta = 4{,}15$ с^2/м;

$$l_т = \frac{l}{Шу}\ln\left[-u(T_н - T_0)/\ln\frac{wD}{\nu_0 Re_{кр}}\right]; \quad (5.51)$$

$$l_у = \frac{l}{Шу_0}\ln\frac{T_н - T_0}{T_у - T_0}, \quad (5.52)$$

где ν_0 – кинематическая вязкость продукта при T_0, $Шу_0$ – число Шухова при стационарном режиме.

Изменение температуры по длине трубопровода при различных способах прогрева показано на рис. 5.5.

При прямом способе прогрева (рис. 5.5, *а*) теплоноситель – воду, дизельное топливо или другую маловязкую жидкость – подогревают в теплообменных аппаратах и закачивают в трубопровод. Для прогрева трубопровода этим способом требуется значительное количество теплоносителя.

Обратный способ прогрева применяют, если на головном пункте нет необходимого количества теплоносителя и технически возможен прогрев на конечном пункте. При этом конечные участки трубопровода имеют более высокую температуру, чем начальные (рис. 5.5,*б*).

При челночном способе прогрева количество греющей жидкости сокращается. На участке между двумя насосами теплоноситель перекачивают сначала в прямом направлении, затем часть его – в обратном, далее в прямом и т. д. (рис. 5.5,*в*). При этом продолжительность прогрева увеличивается, средняя температура по длине трубопровода выше, чем при прямом способе прогрева [5].

Встречный способ прогрева участка трубопровода осуществляют прокачкой одновременно с его концов и сбросом теплоносителя в середине участка (рис. 5.5,*г*). Продолжительность прогрева меньше, чем в предыдущих способах, распределение температуры по длине трубопровода более равномерное.

Для сокращения продолжительности пуска магистральных трубопроводов и количества теплоносителя можно применять встречный способ прогрева последовательно по участкам между двумя соседними насосами (рис. 5.5,*д*). Теплоноситель, например, дизельное топливо, прокачивают с головного и первого по ходу промежуточного насоса до слияния потоков. После этого головной насос нагнетает подогретый вязкий продукт, например, мазут, а промежуточный и последующий за

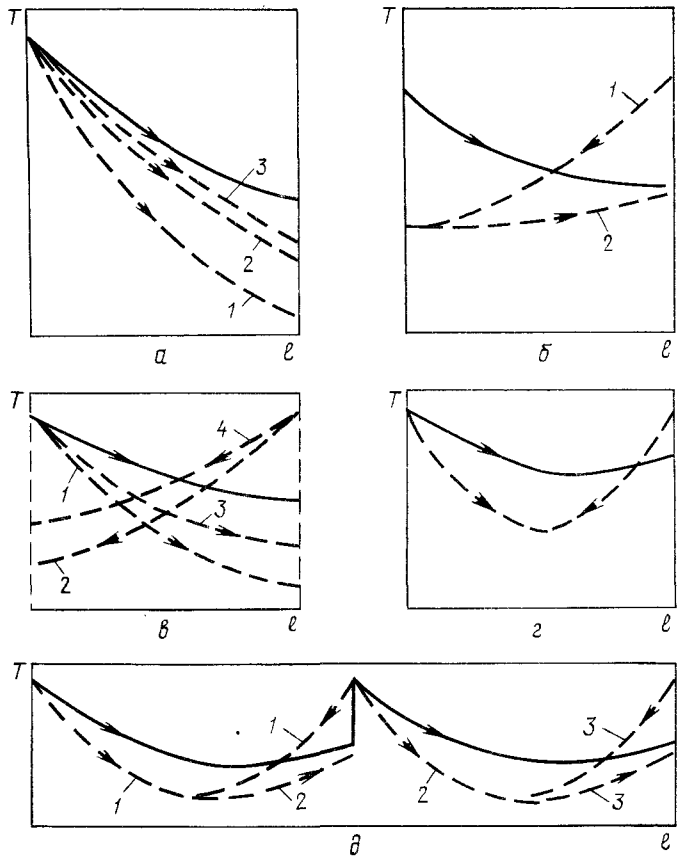


Рис. 5.5. Зависимости изменения температуры по длине трубопровода для способов прогрева:

а – прямого; *б* – обратного; *в* – челночного; *г* – встречного; *д* – встречного для последовательного прогрева по участкам между насосами. Кривые *1* - *3* соответствуют последовательным периодам прогрева, штриховые линии – теплоносителю, сплошные – нефтепродукту. Стрелками показано направление движения жидкости

ним насосы начинают встречную подачу теплоносителя на следующем участке до слияния потоков, после чего последний переключается на нагнетание в прямом направлении и т. д. Теплоноситель и продукт подогревают в местах установки насосов.

При расчете режимов длительной остановки перекачки определяют температуру жидкости при остывании, допустимую продолжительность остановки перекачки, пусковое давление и расход насосов для возобновления движения жидкости. Вычисления проводят по методикам и программам Уфимского нефтяного института и ВНИИСПТнефти [6, 99].

5.4. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА

Гидравлический удар в трубопроводной системе возникает при быстром закрытии или открытии арматуры, пуске и останове насосов, заполнении трубопровода жидкостью, разрыве трубопровода и т. д.

Повышение давления $\Delta p_{уд}$ (Па) при гидравлическом ударе вследствие полного прекращения движения жидкости определяют по формуле Жуковского Н. Е.:

$$\Delta p_{уд} = w_0 \rho a, \tag{5.53}$$

где w_0 – первоначальная скорость потока, м/с; ρ – плотность жидкости, кг/м^3; a – скорость распространения ударной волны, м/с.

Вслед за волной повышения давления образуется волна разрежения.

С учетом работы деформации стенок трубы [9, 163]

$$a = 1/\sqrt{\rho[1/K + D/(sE)]}, \tag{5.54}$$

где s – толщина стенки трубы; K – модуль упругости жидкости; E – модуль упругости материала трубы, Па.

Для сталей при температуре до 100°С $E \simeq 2 \cdot 10^5$ МПа (более точные данные – см. рис. 7.5).

Для тонкостенных труб [9]

$$a = 1/\sqrt{\rho[1/K + (D_н^4 - D^4)/(8E)]}. \tag{5.55}$$

Модуль упругости жидкости K при 20°С приведен в табл. 5.4.

Таблица 5.4. Модуль упругости жидкостей при 20 °С

Жидкость	K, МПа	Жидкость	K, МПа
Вода	2060	Нефть	1300
Ацетон	790	Масло	1220
Бензол	1080	Этиловый спирт	850
Керосин	1220	Эфир	700

С увеличением температуры жидкости K несколько возрастает.

Для абсолютно жесткой трубы

$$a = \sqrt{K/\rho}, \tag{5.56}$$

т. е. скорость распространения ударной волны равна скорости звука в жидкости.

Скорость звука в воде 1450, бензине 1115, керосине 1295, бензоле 1325, масле 1200 ÷ 1400 м/с [163].

На практике скорость распространения ударной волны меньше скорости звука, так как стенки трубопровода не являются абсолютно жесткими.

При уменьшении скорости потока от начальной w_0 до конечной $w_к$ повышение давления в волне вследствие неполного гидравлического удара

$$\Delta p_{уд} = (w_0 - w_к)\rho a. \tag{5.57}$$

Формулы (5.53) и (5.57) справедливы при условии прямого гидравлического удара [163], когда

$$\tau_з < 2L/a, \tag{5.58}$$

где $\tau_з$ – продолжительность закрытия или открытия трубопроводной арматуры, с; L – длина трубопровода, м.

При $\tau_з > 2L/a$ возникает менее интенсивный непрямой гидравлический удар. Если принять линейный закон изменения давления и скорости при закрытии арматуры, то интенсивность непрямого удара

$$\Delta p_{уд} = 2(w_0 - w_к)\rho L/\tau_з. \tag{5.59}$$

В тупиковом трубопроводе интенсивность гидравлического удара возрастает вдвое [163].

Для снижения интенсивности гидравлического удара увеличивают продолжительность закрытия или открытия трубопроводной арматуры; уменьшают скорость потока, увеличивая диаметр трубопровода; предусматривают у насоса байпасный трубопровод с клапаном, что позволяет жидкости перетечь из области высокого давления в область низкого давления; увеличивают продолжительность останова насоса при его аварийном отключении установкой махового колеса; применяют гасители гидравлического удара с демпфирующим элементом (эластичными прокладками, муфтами, сильфонами), обратные и предохранительные клапаны, уравнительные резервуары и пр.

Уравнительные резервуары преобразовывают колебания жидкости в трубопроводе с большими амплитудами давления в низкочастотные колебания массы жидкости в резервуаре с небольшими амплитудами давления. Основные типы уравнительных резервуаров представлены на рис. 5.6 [9].

Уравнительный резервуар (рис. 5.6,*а*) имеет низкую эффективность гашения колебаний жидкости. Уравнительный резервуар с дросселирующими отверстиями (рис. 5.6,*б*), расположенными по периметру короткого стояка с закрытым верхним сечением, имеет лучшие показатели. При повышении давления в трубопроводе жидкость поступает в резервуар, а при понижении – проходит в обратном направлении через отверстия с большим гидравлическим сопротивлением.

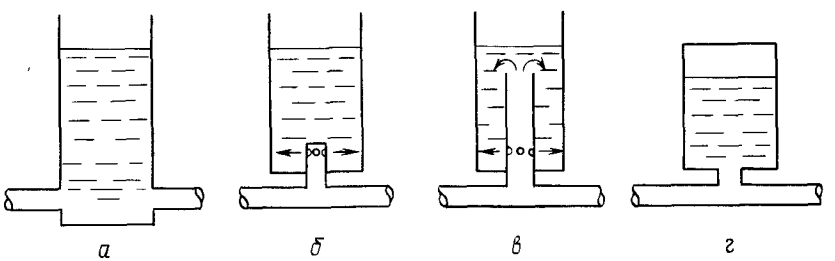


Рис. 5.6. Уравнительные резервуары:

а простой; *б* – с дросселирующими отверстиями; *в* дифференциальный; *г* – пневматический

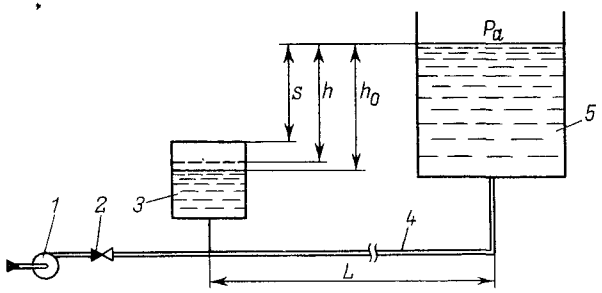


Рис. 5.7. Схема трубопровода с уравнительным резервуаром:
1 - насос; *2* обратный клапан; *3* - воздушный колпак; *4* - трубопровод; *5* - резервуар

Дифференциальный уравнительный резервуар Джонсона (рис. 5.6,*в*) содержит дополнительное сопротивление в виде длинного центрального стояка с отверстиями. Такой резервуар имеет по сравнению с простым уравнительным резервуаром (рис. 5.6,*а*) меньший период колебаний.

Пневматический уравнительный резервуар – воздушный колпак (рис. 5.6,*г*) – имеет меньшие габаритные размеры, чем уравнительные резервуары другого типа. При этом необходимо подпитывать резервуар сжатым воздухом. Такие уравнительные резервуары получили наибольшее распространение.

Расчетная схема трубопровода с уравнительным резервуаром приведена на рис. 5.7.

Период T колебаний давления в воздушном колпаке [9]:

$$T = 2\pi\sqrt{Lf/(Fg)}, \tag{5.60}$$

где L – длина трубопровода *4*; f – площадь поперечного сечения воздушного колпака *3*; F – площадь проходного сечения трубопровода.

Давление воздуха в колпаке при стационарном режиме

$$p_0 = \rho g h_0 + p_a - \Delta p_{тр}, \tag{5.61}$$

где h_0 – разность уровней в воздушном колпаке *3* и резервуаре *5*; p_a – давление в резервуаре *5* над уровнем жидкости; $\Delta p_{тр}$ – потери давления в трубопроводе *4*.

При гидравлическом ударе давление воздуха в колпаке изменяется по уравнению:

$$p = p_0(V_0/V)^m, \tag{5.62}$$

где V_0 и V – объем воздуха в колпаке соответственно при стационарном режиме и гидравлическом ударе; m – показатель политропы; $m \simeq 1{,}2$ [9].

Колебания жидкости в воздушном колпаке описывают системой уравнений:

$$\left.\begin{aligned} dh/d\tau &= (Fw - Q)/f; \\ \rho g h_0 + p_a + \Delta p_{тр} &= -\rho L dw/d\tau; \\ p &= [(s - h_0)/(s - h)]^m (p_a - \rho g h_0 - \Delta p_{тр}) - p_a, \end{aligned}\right\} \tag{5.63}$$

где Q – расход жидкости, поступающей в колпак; размеры h и s показаны на рис. 5.7.

Решение системы уравнений (5.63) можно получить численными методами с применением ЭВМ. Для расчета гидравлического удара используют отечественные (например, программа NELGID) и зарубежные программы [9].

Глава 6

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СПЕЦИАЛЬНЫХ ТИПОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ

6.1. ТРУБОПРОВОДЫ С ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫМИ КЛАПАНАМИ

Расчет проходного сечения и выбор предохранительного клапана. Предохранительные клапаны должны обеспечить сброс заданного количества продукта из аппарата или технологического трубопровода без возникновения в них давления, превышающего расчётное для данного оборудования [164]. Расчет проходного сечения предохранительного клапана (или группы клапанов), выбор марки и числа клапанов проводят [165, 166], исходя из заданной пропускной способности – массового расхода G (кг/ч):

для газов и паров

$$\alpha_1 F = G/[10 B_1 B_2 (p_1 + 0{,}1)]; \tag{6.1}$$

для жидкостей

$$\alpha_2 F = G/[5{,}03\sqrt{(p_1 - p_2)\rho_1}], \tag{6.2}$$

где α_1 – коэффициент расхода для газов и паров, приведенный к площади проходного сечения клапана F, мм^2; α_2 – то же, для жидкостей; B_1, B_2 – коэффициенты; p_1, p_2 – максимальное допустимое избыточное давление перед клапаном и на выходе из его выхлопного патрубка, МПа; ρ_1 – плотность жидкости, газа или пара перед клапаном при p_1 и T_1, кг/м^3.

Давление перед клапаном при полном его открытии принимают превышающим расчетное давление на 10%; $p_1 = 1{,}1 p_р$. Расчетное давление $p_р$ устанавливают по нормативным документам [164].

Коэффициент B_1, учитывающий свойства продукта перед клапаном при p_1 и T_1 для газов и паров.

$$B_1 = 0{,}503 B_3 \sqrt{\rho_1/(p_1 + 0{,}1)}. \tag{6.3}$$

Коэффициент B_2, учитывающий соотношение давлений за и перед

клапаном, рассчитывают в зависимости от

$$\beta = (p_2 + 0{,}1)/(p_1 + 0{,}1).$$

При $\beta \leqslant \beta_{кр}$ (критический и сверхкритический режим течения) $B_2 = 1$; при $\beta > \beta_{кр}$ (докритический режим течения)

$$B_2 = \frac{1}{B_3}\sqrt{\frac{k}{k-1}\left(\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k}\right)}, \qquad (6.4)$$

$$\beta_{кр} = [2/(k+1)]^{k/(k-1)}. \qquad (6.5)$$

Показатель адиабаты определяют при p_1 и T_1.

Коэффициент B_3, учитывающий адиабатное расширение при критическом отношении давлений

$$B_3 = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)}\sqrt{\frac{k}{k+1}}. \qquad (6.6)$$

Условный диаметр предохранительного клапана и его марку выбирают сравнением расчетного значения $(\alpha F)_р$ с $(\alpha F)_к$, приведенными в каталоге [166]. При этом коэффициент расхода предохранительного клапана принимают равным 0,9 от величины, указанной в каталоге или паспорте клапана:

$$(\alpha F)_р \leqslant 0{,}9(\alpha F)_к N, \qquad (6.7)$$

где N – число клапанов.

При выборе марки клапана учитывают материал корпуса, условное давление $p_у$, температуру T_1, агрегатное состояние среды и конструктивное исполнение клапана (с рычагом для контрольной продувки или без него). Марку и условный диаметр клапана выбирают такими, при которых требуется наименьшее число клапанов N, определяемое из соотношения

$$N - 1 < (\alpha F)_р/[0{,}9(\alpha F)_к] \leqslant N. \qquad (6.8)$$

Если можно использовать одинаковое число клапанов различных марок и (или) диаметров, выбирают клапаны, рекомендуемые как наиболее предпочтительные. Число резервных клапанов устанавливают, исходя из конкретных особенностей защищаемого объекта и свойств сбрасываемой среды (возможности полимеризации, коксования, примерзания).

Площадь минимального сечения полноподъемного клапана $F = \pi d_с^2/4$, малоподъемного $F = \pi d_с h$, где $d_с$ – наименьший диаметр проточной части в седле клапана; h – ход золотника.

Условное давление предохранительного клапана устанавливают по давлению $p_р$ аппарата (трубопровода), температуре среды T_1 и материалу клапана по [167].

Коэффициент расхода α_2 клапанов определяют при испытаниях на воде. Для жидкостей, имеющих большую вязкость, рекомендуется ввести поправочный коэффициент, учитывающий уменьшение α_2 при $Re < 10^3 - 10^4$ [168]

Для выбранного клапана устанавливают давление настройки и подбирают пружину или массу груза.

Обычно давление настройки предохранительного клапана равно расчетному давлению. Для действующих объектов, оборудованных системой из двух типов предохранительных клапанов – рабочим со сбросом в атмосферу и контрольным со сбросом в факельную систему – давление настройки $p_н$ рабочего клапана равно расчетному, давление контрольного определяют по данным, приведенным ниже:

Избыточное расчетное давление $p_р$, МПа	Давление настройки $p_н$, МПа
До 6,0	0,9 $p_р$, но не менее ($p_р$ – 0,15)
Свыше 6	0,89 $p_р$

Для предохранительных клапанов со сбросом в систему с противодавлением $p_н$ уменьшают на значение максимального противодавления.

Давление p_2 за предохранительным клапаном при полном открытии клапана

$$p_2 = p_с + \Delta p_с,$$

где $\Delta p_с$ – потери давления в отводящем трубопроводе при максимальном расходе G через клапан (группу клапанов).

До выбора клапана принимают $\Delta p_с = 0{,}02$ МПа [169]; затем $\Delta p_с$ уточняют гидравлическим расчетом с учетом пропускной способности клапана, диаметра трубопровода, местных гидравлических сопротивлений и изменения температуры газа вследствие дроссельного эффекта в клапане.

Определение диаметров присоединительных трубопроводов. Внутренний диаметр подводящего трубопровода должен быть не менее максимального диаметра входного патрубка предохранительного клапана ($D_у$ клапана), а отводящего – выходного патрубка. Диаметр подводящего трубопровода длиной более 1 м и определяют с учетом его гидравлического сопротивления [165].

При этом внутренний диаметр и конфигурацию подводящего трубопровода выбирают так, чтобы при максимальной пропускной способности предохранительного клапана (или группы клапанов) падение давления в подводящем трубопроводе не превышало 0,03 $p_н$. При установке нескольких предохранительных клапанов площадь проходного сечения трубопровода должна быть не менее 1,25 суммарной площади проходного сечения установленных на нем клапанов. В случае объединения отводящих трубопроводов от нескольких предохранительных клапанов площадь его проходного сечения должна быть не менее суммы площадей сечений выходных патрубков предохранительных клапанов.

При сверхкритическом режиме истечения газа из клапана до седла – дозвуковой режим, в седле – критический (скорость движения газа равна скорости звука), а в выходной камере вследствие расширения газа – сверхзвуковой режим с последующим торможением в скачках уплотнения [170]. Поэтому только на некотором расстоянии от седла устанавливается дозвуковой режим течения по всему сечению. Для отводящего

трубопровода такого клапана принимают

$$w_2 = G/(3600\rho_2 N F_2) \leqslant 0{,}6a, \qquad (6.9)$$

где G – пропускная способность выбранного клапана или группы из N клапанов, кг/ч; ρ_2 – плотность газа за клапаном; F_2 – площадь выходного патрубка клапана (отводящего трубопровода), м^2; a – скорость звука.

При этом потери давления на трение находят по (2.74). При Ма > 0,6 давление в подводящем трубопроводе рассчитывают по (2.75).

Температуру газа за клапаном T_2 определяют с учетом дроссельного эффекта Джоуля–Томсона [90]:

$$T_2 - T_1 = \int_{p_{1i}}^{p_{2i}} D_i dp, \qquad (6.10)$$

где D_i – см. уравнение (2.149).

Конечное давление $p_{2i} \approx p_c$.

Уравнение (6.10) получено при условии равенства скоростей движения газа до и после предохранительного клапана, что приводит к ошибке в определении температуры менее 5°С, если скорости не превышают значений, приведенных в табл. 6.1.

Внутренний диаметр и конфигурацию отводящего трубопровода выбирают так, чтобы при максимальной пропускной способности предохранительного клапана (либо группы клапанов) со сбросом в общую факельную систему падение давления на участке от предохранительного клапана до границы технологической установки не превышало 0,02 МПа; от установки до выхода из оголовка факельного ствола – 0,08 МПа, для систем с установкой сбора углеводородных газов – 0,05 МПа.

Потери давления в трубопроводах отдельных и специальных факельных систем правилами [169] не ограничиваются. Гидравлический расчет отводящих трубопроводов при докритическом режиме истечения газа в клапане проводят по направлению течения, при сверхкритическом – навстречу потоку, исходя из заданного противодавления в системе сброса. При этом параметры газа в отводящем трубопроводе не влияют на параметры газа в подводящем трубопроводе. Возникновение кавитации при сбросе нагретых жидкостей проверяют по соотношениям (3.13) и (3.14). Для двухфазных газо(паро)жидкостных потоков расчеты не проводят из-за отсутствия данных о коэффициентах расхода предохранительных клапанов.

Таблица 6.1. Изменение скорости движения газа в клапане (м/с)

Скорость движения газа на входе	20	50	100	150	200	300
Скорость движения газа на выходе при теплоемкости c_p:						
1 кДж/(кг·К) (азот, воздух)	105	110	140	180	220	317
14 кДж/(кг·К) (водород)	375	375	390	310	435	480

Уточнение диаметра отводящего трубопровода. Для клапанов, предназначенных для сброса жидкостей, а также газов при докритическом режиме течения ($\beta > \beta_{кр}$), диаметр отводящего трубопровода изменяют при значительном отличии расчетного гидравлического сопротивления отводящего трубопровода Δp_c от допустимого следующим образом:

если Δp_c меньше допустимого значения, диаметр трубопровода уменьшают на отдельном участке или по всей длине;

если же Δp_c больше допустимого значения, диаметр отводящего трубопровода увеличивают, уточняют его трассировку для уменьшения числа местных гидравлических сопротивлений, после чего проводят повторный расчет предохранительного клапана и трубопроводов.

Если в факельную систему одновременно сбрасывают газы из нескольких аппаратов, то потери давления на участках трассы, являющейся общей для двух или более аппаратов, рассчитывают для расхода, равного сумме расходов из каждого аппарата с учетом коэффициентов, принимаемых в соответствии с правилами проектирования факельных систем [169].

Для клапанов, сбрасывающих газы при критическом и сверхкритическом перепадах давления, уточняют коэффициент β по рассчитанному значению p_2.

При $\beta < 0{,}9\beta_{кр}$ расчет считают завершенным, в случае необходимости диаметр отводящего трубопровода уточняют по Δp_c аналогично как при $\beta > \beta_{кр}$.

При $\beta = (0{,}9-1{,}0)\beta_{кр}$ диаметр отводящего трубопровода увеличивают на один типоразмер и повторяют расчет потерь давления в трубопроводе.

При $\beta > \beta_{кр}$ пересчитывают по уравнению (6.4) B_2, а пропускную способность клапана G – по уравнению (6.1). Если полученное значение G' больше первоначально заданного, расчет считают завершенным, если меньше – проверяют гидравлическое сопротивление отводящего трубопровода при первоначально заданном расходе G, пересчитывают значения p_2, β, B_2 и уточняют пропускную способность G' клапана и трубопроводов.

При $G' \geqslant G$ расчет считают завершенным; в случае $G' < G$ диаметр отводящего трубопровода увеличивают на один типоразмер и повторяют расчет потерь давления в трубопроводе.

Проверка условий динамической устойчивости клапана.

При выборе полноподъемных двухпозиционных предохранительных клапанов для сброса газов необходимо проверить клапан и спроектированную трубопроводную систему на динамическую устойчивость во избежание автоколебательного режима работы золотника и чрезмерно частого срабатывания клапана [171].

При стендовых испытаниях серийно выпускаемых клапанов их пружины настраивают на заданное давление срабатывания клапана. Возможность же регулирования предохранительных клапанов ограничена, поэтому нарушения, связанные с потерей динамической устойчивости, обнаруживаются только при их эксплуатации.

Количественно динамическую устойчивость системы «трубопровод – клапан» оценивают на основе теории автоматического регулирования по методике, разработанной Кондратьевой Т. Ф. [51, 172].

Динамическую устойчивость оценивают по критериям A и B:

$$A = \frac{M\Phi_c + n\theta}{\sqrt[3]{M^2 n^2 (\Phi_c \Phi_3 \pm rF\partial G/\partial h)}}, \qquad (6.11)$$

$$B = \frac{n\Phi_3 + \theta\Phi_c}{\sqrt[3]{Mn(\Phi_c \Phi_3 \pm rF\partial G/\partial h)^2}},$$

где M – масса движущихся частей в клапане, кг; Φ_c – фактор устойчивости, характеризующий самовыравнивающие свойства системы, кг/(с · Па); $n = V_{вых}/(k_2 R T_2)$; $V_{вых}$ – объем выходной камеры клапана, м^3; k_2 – показатель адиабаты газа за клапаном; R – удельная газовая постоянная; θ – коэффициент трения золотника о направляющую, Н · с/м; Φ_3 – фактор устойчивости золотника клапана, Н/м; $\partial G/\partial h$ – производная расхода газа через клапан по высоте подъема золотника, кг/(м · с); r – коэффициент давления газа.

Знак «плюс» в уравнениях (6.11) относится к подводящему трубопроводу с клапаном, «минус» – отводящему трубопроводу.

Массу движущихся частей клапана определяют как сумму масс золотника и штока, включая массу гайки для клапанов с рычагом для продувки, одной опорной шайбы пружины, $^1/_3$ массы пружины.

Коэффициент трения золотника составляет $15 \div 25$ Н · с/м.

При критическом и сверхкритическом режимах течения в клапане фактор устойчивости Φ_c для трубопроводов:

подводящего

$$\Phi_c = \alpha_1 B_3 F \sqrt{2\frac{\rho_1}{p_1 + 0{,}1}} + \frac{G}{2\Delta p_{вх}}, \qquad (6.12)$$

отводящего

$$\Phi_c = (G/2)\{(p_2 + \Delta p_c + 0{,}1)/[(p_2 + 0{,}1)\Delta p_c]\}, \qquad (6.13)$$

где G – в кг/с; $\Delta p_{вх}$, Δp_c – потери давления в подводящем и отводящем трубопроводах.

При докритическом режиме течения эти уравнения имеют дополнительный член, являющийся функцией β и $\beta_{кр}$ [172].

Фактор устойчивости золотника

$$\Phi_з = C - F(p_1 - p_2)\partial r/\partial h, \qquad (6.14)$$

где C – жесткость пружины, Н/м; $\partial r/\partial h$ – производная зависимости коэффициента давления газа по высоте подъема золотника в открытом равновесном положении, 1/м.

Равновесное положение золотника устойчиво, если $\Phi_з > 0$, на границе между устойчивым и неустойчивым его положениями

$$\partial r/\partial h = C/(p_н F). \qquad (6.15)$$

Поскольку режим течения в клапане турбулентный, то считают, что α_1 и r не зависят от физических свойств газа. Из-за отсутствия необходимых характеристик серийно выпускаемых полноподъемных предохранительных клапанов принимают

$$\partial r/\partial h \simeq 0{,}9C/(p_н F). \qquad (6.15а)$$

При достижении максимального подъема золотника на основе уравнения баланса сил:

$$r = 1 + Ch/(p_н F). \qquad (6.16)$$

Соотношение (6.16) описывает данные опытов [51] на моделях клапанов с различной формой и размерами золотника с точностью $5 \div 8\%$.

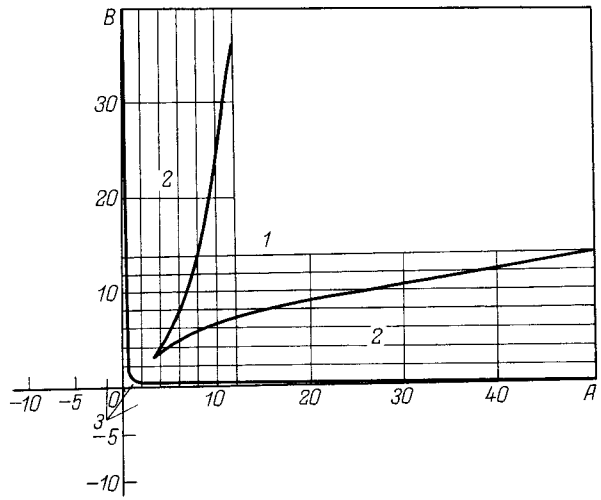


Рис. 6.1. Диаграмма устойчивости Вышнеградского для системы «предохранительный клапан – трубопровод»:

1 – область сходящихся апериодических процессов; 2 – область сходящихся периодических процессов; *3* – область расходящихся процессов

Таблица 6.2. Характеристики динамической устойчивости предохранительных клапанов

Область устойчивости	Характеристика сходимости переходного процесса	Характеристика системы «клапан + трубопровод»
1	Область сходящихся апериодических процессов	Система динамически устойчива, спроектирована правильно
2	Область сходящихся периодических процессов	Система динамически устойчива, но не оптимальна
3	Область расходящихся процессов	Система динамически не устойчива

Таблица 6.3. Результаты расчета предохранительных клапанов по программе ПРЕДКЛАПАН

1. Экспликация предохранительных клапанов

Обозначение предохранительного клапана	Место установки	Характеристика сбрасываемой среды, состав, % объемные	Время между ревизиями, мес.	Направление сброса	Расчетное давление системы, МПа	Расчетные данные		
						кол-во сброса, кг/ч	давление перед устройством p_1, МПа	давление после устройства p_2, МПа
ПК–1–01	Газопровод	Природный газ (CH_4)	12	Свеча	0,08	10100	0,08	0,04
ПК–2–01		5% раствор щелочи NaOH	6	Емкость	0,30	5600	0,33	0,24

2. Результаты гидравлического расчета трубопроводов

Наименование		Расчетный расход продукта, кг/ч	Длина трубопровода, м	Условный диаметр трубопровода, мм	Максимальная скорость продукта, м/с	Плотность продукта, кг/м³
трубопровода	продукта					
ПК–1–01 подводящий	Природный газ (CH_4)	10100	3,9	200	71,0	1,31
отводящий		10100	17,3	300	56,0	1,02
ПК–2–01 отводящий	5% раствор щелочи NaOH	5600	50,6	50	0,7	1120

3. Результаты расчета динамической устойчивости системы «трубопровод –

Обозначение клапана	Трубопровод	Критерии устойчивости	
		A	B
ПК–1–01	Подводящий	17,9	0,1
	Отводящий	36,72	0,18

Частная производная расхода при критическом режиме течения в клапане

$$\partial G/\partial h = B_3 F \sqrt{2\rho_1(p_1 + 0{,}1)}\,\partial\alpha_1/\partial h, \qquad (6.17)$$

где $\partial\alpha_1/\partial h$ – частная производная коэффициента расхода по высоте подъема в открытом равновесном положении золотника, 1/м.

При максимальном подъеме золотника производная $\partial\alpha_1/\partial h$ в среднем соответствует условию [51, 173]

$$d_c\,\partial\alpha_1/\partial h \approx 1{,}6. \qquad (6.18)$$

Расчетные данные					Площадь сечения устройства расчетная, принятая, мм²	Тип (марка) D_y, p_y	№ пружины или масса и кол. грузов	Давление настройки $p_{нг}$, МПа	Количество клапанов рабочих/резервных
температ. среды перед устройством T_1, °С	плотность при p_1, T_1, кг/м³	коэффициенты							
		B_1	B_2	α					
0,0	1,3	0,64	0,97	0,700	12609	17с13нж	304	0,08	1/1
					15836	200 16			
20,0	1120			0,065	919	17с12нж.1		0,27	1/–
					1907	50 16			

Потери давления, МПа			Давление продукта, МПа		Число Ма, кавитац. запас, м	Температура продукта за клапаном, °С
на трение	в местных сопротивлениях	на изменение высоты	начальное	конечное		
0,0013	0,007	0,0	0,0847	0,0763	0,16	–
0,0008	0,0014	0,0	0,0436	0,0414	0,13	–0,47
0,0092	0,0006	0,0	0,2412	0,2313	–	20

предохранительный клапан»

Область устойчивости	Характеристика системы «клапан – трубопровод»
2	Система работоспособна
2	Система работоспособна

Если клапан установлен непосредственно на аппарате, устойчивость подводящей системы не проверяют, считая заведомо устойчивой. При отсутствии отводящего трубопровода проверяют устойчивость золотника с учетом выходного патрубка клапана и выхода газа из патрубка в атмосферу или сосуд низкого давления.

По результатам расчета критериев A и B определяют область устойчивости по диаграмме Вышнеградского [172] (рис. 6.1 и табл. 6.2).

Поскольку на практике области устойчивости имеют некоторую переходную зону, желательно, чтобы рабочая точка не находилась вблизи границ.

Для повышения динамической устойчивости системы рекомендуется [51]:

использовать клапан меньшего диаметра, увеличив число устанавливаемых клапанов;

заменить полноподъемный двухпозиционный клапан на среднеподъемный или малоподъемный;

снизить гидравлическое сопротивление трубопровода увеличением диаметра, уменьшением его длины и количества местных сопротивлений.

Изменение гидравлического сопротивления отводящего трубопровода влияет на устойчивость и подводящей системы.

Для расчета и выбора предохранительных клапанов разработана программа ПРЕДКЛАПАН (разработчик – ВНИПИнефть), в которой используют модуль BRP-276 «Расчет динамической устойчивости предохранительного клапана» (разработчик – ЛенНИИхиммаш).

Исходные данные для расчета: расчетное давление, давление в системе сброса, температура, расход и агрегатное состояние сбрасываемого продукта, его состав по компонентам; назначение клапана (рабочий или контрольный); материальное исполнение корпуса клапана (чугун, углеродистая или коррозионностойкая сталь); признак возможности использования клапана с рычагом для продувки, а также данные для выполнения гидравлического расчета трубопроводов: длины прямых участков трубопроводов местные гидравлические сопротивления, высоты подъемов и др.

По результатам расчета составляют экспликацию предохранительных клапанов (табл. 6.3). Информационный фонд программы ПРЕДКЛАПАН содержит данные о серийно выпускаемых предохранительных клапанах прямого действия.

Для выбора специальных предохранительных клапанов поршневых компрессоров предназначена программа «Расчет предохранительных клапанов» BRP-245 (разработчик – ЛенНИИхиммаш) [173].

Проектная документация программой не составляется.

6.2. ТРУБОПРОВОДЫ ФАКЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Факельные системы предназначены для сбора и использования, а также частичного или полного сжигания технологических (постоянных и периодических) сбросов горючих углеводородных газов и паров при пуске, остановке или нарушении технологического режима. Принципиальная схема факельной системы нефтеперерабатывающего или нефтехимического завода (комбината) представлена на рис. 6.2, а отдельного производства – на рис. 6.3.

При проектировании факельных систем [169, 174] необходимо рассчитать:

количество сбросов из технологического оборудования;

проходное сечение и параметры предохранительных клапанов с учетом присоединенных к ним трубопроводов;

продолжительность сброса и параметры газа в процессе сброса;

количество подаваемых в факельную систему водяного пара, продувочного и топливного газов;

высоту факельного ствола;

диаметры факельных трубопроводов, коллектора и ствола;

тепловую изоляцию трубопроводов и оборудования, а также обогревающие спутники;

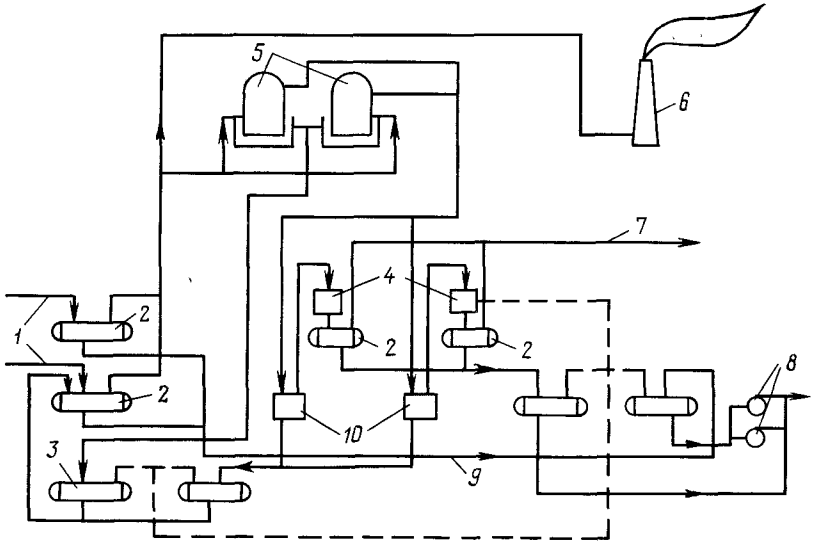


Рис. 6.2. Принципиальная схема общей факельной системы:

1 – общезаводской факельный коллектор; *2* – сепараторы; *3* – сборники конденсата; *4* – конденсатор-холодильник; *5* – газгольдеры; *6* – факельный ствол; *7* – трубопроводы подачи газа в топливную сеть; *8* – насосы; *9* – трубопроводы отвода жидкости из сепаратора; *10* – компрессоры

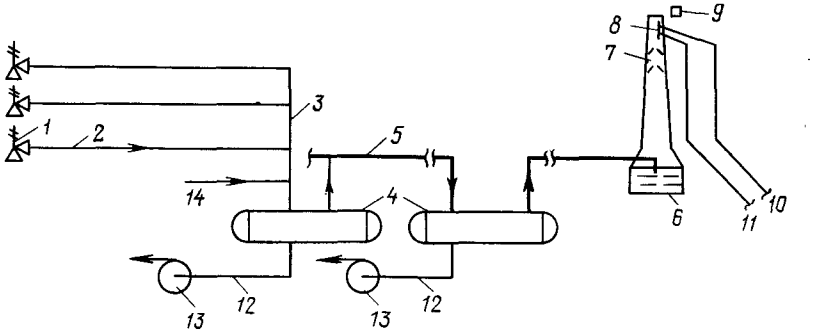


Рис. 6.3. Принципиальная схема отдельной и специальной факельной системы:

1 – предохранительный клапан или мембрана; *2* трубопроводы от предохранительных клапанов до сепаратора; *3* – коллектор установки (секции); *4* – сепаратор; *5* – факельный коллектор; *6* – гидрозатвор; *7* – газостатический затвор; *8* – дежурные горелки; *9* – устройство зажигания; *10, 11* – трубопроводы подачи водяного пара и топливного газа на факел; *12, 13* – трубопроводы и насосы откачки жидкости; *14* – трубопровод подачи инертного газа для продувки

узел сбора и утилизации газа общей факельной системы, в том числе газгольдеры, компрессоры, конденсаторы-холодильники, адсорберы и сепараторы;

динамические нагрузки на элементы факельной системы [49, 175, 176];

прочность и устойчивость ствола факела и трубопроводов (см. гл. 7);

рассеивание выбросов в атмосфере (с использованием программы ЭФИР).

Высоту факельного ствола первоначально принимают из условия $H \geqslant 35D_ф$ (где $D_ф$ – его диаметр) и в дальнейшем уточняют на основе решения уравнений для плотности теплового потока пламени $q_п$ и минимального допустимого безопасного расстояния X_{min} от факельного ствола до ближайшего объекта [169]:

$$q_п = (\varepsilon/4\pi)Q/[Q/(X - z\sin\alpha)^2 + (H - h + z\cos\alpha)^2]; \quad (6.19)$$

$$X_{min} = [\varepsilon Q/(4\pi q_{дп}) - (H - h + z\cos\alpha)^2]^{1/2} + z\sin\alpha; \quad (6.20)$$

$$H = \sqrt{\varepsilon Q/(4\pi q_{дп}) - (X - z\sin\alpha)^2} + h - z\cos\alpha, \quad (6.21)$$

$q_{дп} = q_д - q_с$.

Если Ма $\geqslant 0{,}2$, расчет проводят при $\alpha = 0$.

В уравнениях (6.19 ÷ 6.21): ε – коэффициент излучения пламени (при $M \leqslant 44$ $\varepsilon = 0{,}048\sqrt{M}$, при $M > 44$ $\varepsilon \cong 0{,}4$); Q – количество тепла, выделяемого пламенем, кВт; z – расстояние от верха ствола до центра излучения пламени, м; α – угол между вертикалью и осью пламени; h – высота расположения рассматриваемого объекта над землей, м; $q_д$ – предельно допустимая плотность теплового потока, кВт/м^2; $q_с$ – прямая солнечная радиация, кВт/м^2 [177].

Расстояние z от верха ствола факела до центра пламени при Ма $< 0{,}2$ $z = 5D_ф$; при Ма $\geqslant 0{,}2$ – определяют по рис. 6.4.

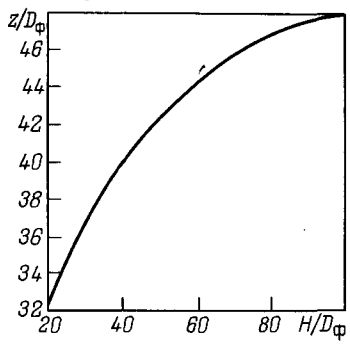


Рис. 6.4. График для определения расстояния z от верха ствола факела до центра излучения пламени при Ма $\geqslant 0{,}2$

Угол α находят из соотношения

$$\operatorname{tg}\alpha = w_в/w,$$

где $w_в = w_т[0{,}9 + 0{,}01(H + z)]$ при $H + z \leqslant 60$ и $w_в = w_т[1{,}34 + 0{,}002 \times (H + z)]$ при $60 < H + z < 200$; $w_т$ – максимальная скорость ветра [177].

Плотность теплового потока в расчетной точке

$$q = q_п + q_с. \quad (6.22)$$

При проектировании факельных систем:

гидравлические расчеты их трубопроводов следует проводить с учетом изменения параметров газа по длине, всех элементов местных сопротивлений. Такие расчеты выполняют на ЭВМ;

диаметры трубопроводов, коллектора, факельного ствола необходимо выбирать на основе их совместного гидравлического расчета с обеспечением при этом минимальных капитальных затрат;

недопустимо уменьшение диаметра трубопроводов по мере приближения их к факельному стволу, поскольку это приводит к значительному увеличению общего гидравлического сопротивления системы. Укладка трубопроводов диаметром меньше диаметра факельного коллектора допустима только на начальном участке факельной линии, где газ имеет большую плотность;

факельные трубопроводы должны иметь минимально допустимое число местных гидравлических сопротивлений – внезапных сужений, расширений и поворотов с острой кромкой.

Сброс газа от предохранительных клапанов характеризуется явно выраженным пиковым значением расхода в начале сброса. Включением в состав факельной системы устройства [174, 175] регулирования

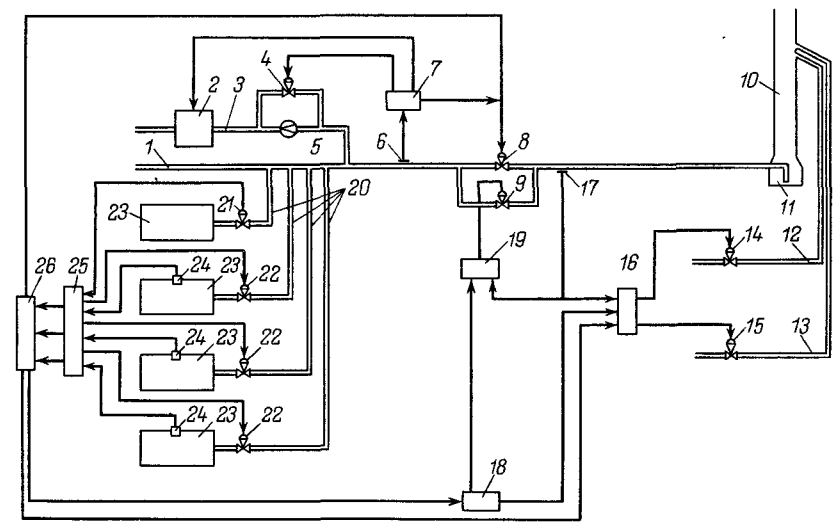


Рис. 6.5. Схема регулируемой факельной системы:

1 – коллектор; *2* – компрессор; *3* – трубопровод; *4* – регулирующий клапан; *5* – обводной трубопровод с дросселем; *6* – датчик давления; *7* – блок управления; *8* и *9* – основной и дополнительный регулирующие клапаны; *10* – факельный ствол; *11* – гидрозатвор; *12* и *13* – линии подачи водяного пара и топливного газа; *14* и *15* – регулирующие вентили; *16* – блок управления расходом пара и топливного газа; *17* – датчик давления; *18* – блок задержки сигналов; *19* – блок управления регулирующим клапаном *9*; *20* – подводящие трубопроводы; *21* и *22* – самодействующий и приводной предохранительные клапаны; *23* – технологический аппарат; *24* – датчик контролируемого технологического параметра; *25* – блок сравнения; *26* – анализатор сигналов

гидравлического сопротивления факельного коллектора можно добиться выравнивания расхода и поддержания его постоянным при сохранении неизменной общей продолжительности сброса.

Схема регулируемой факельной системы изображена на рис. 6.5. Предохранительные клапаны *21* срабатывают автоматически при превышении давления. От датчиков *24* контролируемых технологических параметров (температуры, концентрации и т. д.), установленных на источниках сбросов газа – технологических аппаратах *23*, сигналы поступают в блок *25* их сравнения. В этом блоке значение поступившего сигнала сравнивают с заданным предельно допустимым для данного источника сброса. При совпадении этих величин в блоке формируются два выходных сигнала. Первый сигнал подается на открытие приводного предохранительного клапана *22* соответствующего источника *23*, газ из него по подводящему трубопроводу *20* направляется в коллектор *1*. Второй сигнал поступает на анализатор *26*, формирующий сигналы управления основному и дополнительному регулирующим клапанам *8* и *9* и вентилям *14* и *15* в зависимости от источников сброса. Проходное сечение основного регулирующего клапана *8* устанавливается соответственно заданному расходу (исходное положение этого клапана соответствует минимальному расходу газа при аварийном сбросе). Расход газа поддерживают постоянным дополнительным регулирующим клапаном *9*, изменяя его проходное сечение по сигналу датчика давления *17*.

Сигнал от датчика *17* направляется также в блок *16* управления расходом пара и топливного газа, подаваемых в факельный ствол *10*, вследствие чего пропускная способность вентилей *14* и *15* изменяется пропорционально расходу сбрасываемых на факел газов. В блок *16* поступает также второй сигнал с выхода анализатора *26* сигналов на изменение пропускной способности вентилей *14* и *15* в соответствии с химическим составом сбрасываемых газов.

Для обеспечения надежности системы при отклонении процесса сброса от нормального по сигналу анализатора *26* блок управления *19* дополнительно увеличивает пропускную способность регулирующего клапана *9*. Блок *18* задержки сигналов исключает прохождение указанного сигнала до полного открытия основного регулирующего клапана *8*. Аналогичная связь устанавливается между регулирующими вентилями *14* и *15*, блоком *16* управления расходом пара и топливного газа, блоком *18* задержки сигналов и анализатором *26*.

В факельной системе предусмотрено также регулирование отвода газа из общего коллектора *1* в систему утилизации через трубопровод *3* компрессором *2*. Регулирование давления на входе в компрессор *2* обеспечивается регулирующим клапаном *4* по сигналу датчика *6* давления, поступающему из блока *7* управления отводом газа в систему утилизации. При превышении минимального или максимального допустимого давления по сигналу блока *7* производится отключение или включение компрессора *2*.

График изменения расхода газа при нерегулируемом (кривая *1*) и регулируемом его сбросе (кривая *2*) дан на рис. 6.6.

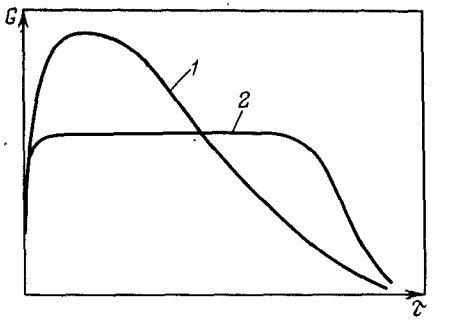


Рис. 6.6. График изменения расхода газа:

1 – при нерегулируемом сбросе; *2* – при регулируемом сбросе

В факельных системах можно использовать также устройства для снижения интенсивности волновых процессов газодинамическим демпфированием ударных волн, последовательной установкой дроссельных шайб и т. д.

6.3. ТРУБОПРОВОДНЫЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ ВЫСОКОВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

Особенности проектирования и эксплуатации трубопроводных систем для высоковязких жидкостей связаны с изменением в широких пределах их теплофизических и реологических свойств, а также режимов течения – от турбулентного до ламинарного. Для снижения вязкости применяют способы предварительного и попутного их подогрева.

Способ предварительного подогрева наиболее распространен при транспортировании вязких и застывающих нефти и нефтепродуктов [5, 6, 49, 89]. Принципиальная схема магистрального трубопровода с предварительным подогревом продукта представлена на рис. 6.7.

Нефтепродукт по трубопроводу *1* подают в резервуарный парк *2* головной насосной станции, резервуары которого оборудованы подогревателями, поддерживающими температуру жидкости, обеспечивающую работу подпорного насоса *3*. Затем жидкость прокачивают через подогреватель *4* и подают основным насосом *5* в магистральный трубопровод *6*.

По мере движения по трубопроводу жидкость остывает, вязкость ее

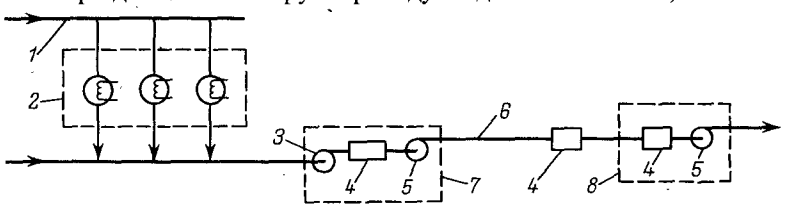


Рис. 6.7. Принципиальная схема магистрального трубопровода с предварительным подогревом продукта:

1 – трубопровод; *2* – резервуарный парк; *3* – подпорный насос; *4* – подогреватель; *5* – основной насос; *6* – магистральный трубопровод; *7* – головная перекачивающая станция; *8* – промежуточная перекачивающая стаиция

повышается, а потери давления возрастают. Поэтому жидкость подогревают на промежуточных тепловых станциях. В зависимости от свойств, начальной температуры и расхода перекачиваемой жидкости пункты подогрева располагают через 25–80 км. Температура жидкости после подогрева обычно составляет 70–120 °С. Верхний предел указанных температур ограничен теплостойкостью изоляции, деструкцией нефти и нефтепродуктов, а также закоксовыванием теплообменных аппаратов. Для подогрева на магистральных трубопроводах применяют паровые и огневые подогреватели.

Для попутного подогрева теплоносителем используют установленные параллельно трубопроводу спутники с жидким, паровым или газообразным теплоносителем. Недостатки этого способа: низкий КПД – до 30%, сложность регулирования температуры.

В последние годы для попутного подогрева появились электрические нагревательные устройства [128], отвечающие требованиям трубопроводного транспорта.

Параметры трубопроводов для перекачки высоковязких жидкостей выбирают на основе результатов следующих технологических расчетов:

теплогидравлического расчета стационарного режима перекачки. Расчет неразветвленных трубопроводов с предварительным подогревом жидкости выполняют по программе *BPTGRM*, разветвленных – по ВРТРТМ (разработчик – ВНИПИнефть, описание дано в разд. 2.3);

расчета нестационарных режимов в периоды пуска и остывания жидкости после прекращения перекачки (см. разд. 5.3).

Для определения длительности безопасной остановки перекачки (без необходимости вытеснения вязкого продукта маловязкой жидкостью) расчет проводят по методике Уфимского нефтяного института, в соответствии с которой изменение температуры продукта в трубопроводе описывают зависимостью

$$T = T_{гр} + (T_н - T_{гр})\{1 + [16a_{гр}\tau/(\Phi D_и^2)]\}^{-N}, \qquad (6.23)$$

где

$$\Phi = 1 + (\alpha_н/\alpha)(D_и/D) + (\alpha_н D_и/D_{ср})(s_т/\lambda_т + s_и/\lambda_и);$$

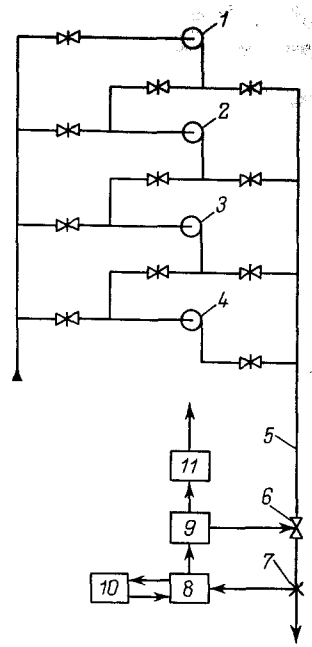
$$N = \alpha_н D_и/(4a_{гр}\rho c); \qquad \alpha_н = 2\lambda_{гр}/[D_и \ln(4h_0/D_и)]; \qquad D_{ср} = (D + D_и)/2;$$

$T_н$ – начальная температура жидкости; $a_{гр}$ – температуропроводность грунта; τ – продолжительность остановки перекачки, с; λ – теплопроводность; s – толщина; c – теплоемкость продукта; h – глубина заложения трубопровода в грунте (от поверхности грунта до оси трубы), м (индексы: гр – грунт; т – труба; и – изоляция).

При проектировании трубопроводных систем для перекачки вязких жидкостей выбирают оптимальное число насосных агрегатов и схему их подключения. Задача усложнена тем, что при перекачке вязких жидкостей (нефти и мазутов) напорно-расходная характеристика трубопровода не является монотонно возрастающей функцией и производная расхода по давлению дважды меняет знак.

Рис. 6.8. Схема насосной станции с устройством управления:

1–4 – насосы; *5* – магистральный трубопровод; *6* – регулятор расхода; *7* – датчик расхода; *8* – блок сравнения заданного и фактического расходов; *9* – определитель режима работы станции; *10* – блок вычисления производной расхода по времени; *11* – реле



Для управления насосной станцией разработано устройство (рис. 6.8) [116], обеспечивающее последовательное, параллельное или последовательно-параллельное подключение насосов *1* ÷ *4* к магистральному трубопроводу *5*. Устройство управления имеет регулятор расхода *6* и датчик расхода *7*, подключенный через блок сравнения *8* заданного и фактического расходов к определителю *9* режима работы станции. Блок сравнения *8* оснащен блоком *10* вычисления производной расхода по времени и сравнения ее с заданной. Приводами насосов и запорной арматурой (включение и отключение) управляют с помощью реле *11*. Сигнал от датчика расхода *7* поступает на вход блока сравнения *8*, выходной сигнал которого отсутствует при равенстве измеренного расхода заданной номинальной производительности магистрального трубопровода.

При отклонении расхода от номинального сигнал поступает на вход определителя *9* режима работы станции и регулятор расхода *6*. Если отклонение превышает диапазон действия регулятора и достигаются заданные расход или скорость его изменения, определитель режима работы станции формирует сигнал на реле *11* для отключения или включения отдельного агрегата или изменения схемы подключения насосов к магистральному трубопроводу *5*.

Совмещенная напорно-расходная характеристика мазутопровода и насосной станции, состоящей из четырех насосов центробежного типа, представлена на рис. 6.9. Сигнал от датчика *7* (см. рис. 6.8) расхода подают на блок сравнения *8* и блок *10* вычисления производной расхода по времени $dQ/d\tau$. Если расход меньше Q_1 и $dQ/d\tau$ равна заданному минимальному значению $(dQ/d\tau)_{min}$, определителем *9* режима работы станции подается сигнал на реле *11*, установленные в цепях управления приводов насосных агрегатов и их арматуры; производится запуск насоса *2* и осуществляется последовательная работа двух насосов *1* и *2* (при $dQ/d\tau$ больше заданного значения продолжается работа одного насоса).

По мере прогрева трубопровода его гидравлическое сопротивление уменьшается, а расход мазута увеличивается. При достижении с помощью двух последовательно включенных насосов расхода Q_2 по сигналу определителя *9* режима работы станции насос *2* отключается.

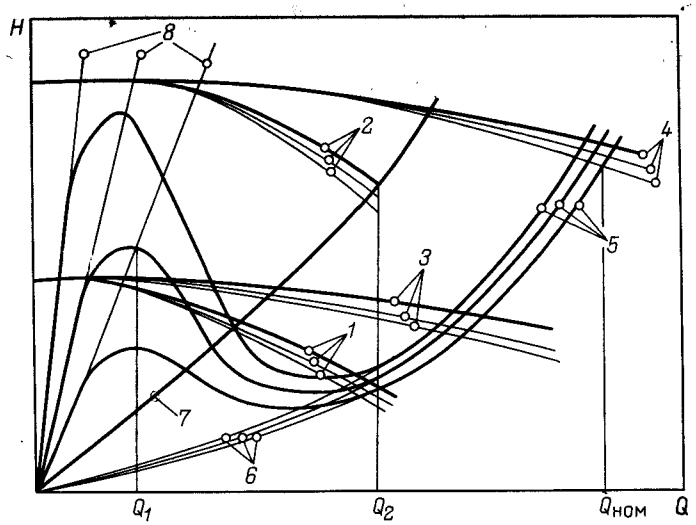


Рис. 6.9. Совмещенная напорно-расходная характеристика мазутопровода и насосной станции:

1 – напорно-расходные характеристики одного насосного агрегата при различной начальной температуре мазута; *2* – двух последовательно включенных агрегатов; *3* – двух параллельно включенных агрегатов; *4* – четырех параллельно-последовательно включенных агрегатов; *5* – стационарные характеристики гидравлического сопротивления мазутопровода с учетом изменения температуры (вязкости) мазута; *6–8* – мгновенные характеристики мазутопровода при фиксированных температурах (*6* – при средней температуре, соответствующей номинальному режиму; *7* – при промежуточной температуре; *8* – при минимальной температуре мазута)

его арматура переводится в закрытое положение и требуемый напор обеспечивается работой насоса *1*. Если расход мазута меньше $Q_{ном}$, то при достижении $dQ/d\tau$ заданного минимального значения $(dQ/d\tau)_{min}$, по сигналу определителя *9* режима работы станции подключают параллельно еще один насос, например, насос *2*.

При необходимости дальнейшего повышения расхода мазута по достижению производной $dQ/d\tau$ заданного минимального значения к насосам *1* и *2* подключают насосы *3* и *4* по параллельно-последовательной схеме.

В блок сравнения *8* (см. рис. 6.8.) вводят следующие значения: $Q_{ном}$ – номинальный расход насосной установки; Q_1 – расход, соответствующий максимальному гидравлическому сопротивлению мазутопровода в пусковой период; Q_2 – максимальный расход при работе двух последовательно включенных насосных агрегатов; $(dQ/d\tau)_{min}$ – минимальная скорость изменения расхода в трубопроводе в переходном процессе вне пределов действия регулятора расхода.

Ввод станции в работу осуществляется пуском одного насоса, например, насоса *1*.

Глава 7

РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ НА ПРОЧНОСТЬ

7.1. КЛАССИФИКАЦИЯ НАГРУЗОК ТРУБОПРОВОДОВ

Технологические трубопроводы подвергаются воздействию постоянных и временных (длительных, кратковременных, особых) нагрузок. Основные положения и правила определения нагрузок и воздействий, а также их сочетаний устанавливают СНиП 2.01.07–85 [178]. Нагрузки, возникающие при эксплуатации и сооружении трубопроводов приведены в табл. 7.1 по данным [10, 33, 178]. При нестационарных режимах возникают также дополнительные усилия от пульсации потока, вибрации нагнетательных машин и строительных конструкций; в отдельных случаях на трубопроводы могут воздействовать гидравлические удары. Большинство видов нагрузок нормировано.

Расчетную нагрузку определяют умножением ее нормативного значения на коэффициент надежности γ_f по нагрузке (см. табл. 7.1). При расчете на выносливость принимают $\gamma_f = 1{,}0$, если нормами проектиро-

Таблица 7.1. Коэффициенты надежности по нагрузке при расчете трубопроводов на прочность

Нагрузка	Коэффициент надежности по нагрузке γ_f
Вес транспортируемого продукта (для суспензий, шламов, сыпучих материалов 1,1)	1,0
Температурное воздействие продукта	1,0
Усилия, возникающие в отводах при изменении направления потока	1,0
Предварительный монтажный натяг	1,0
Нагрузки при испытании	1,0
Сейсмическое воздействие	1,0
Собственный вес трубопровода и его обустройств	1,1 (1,0)
Внутреннее давление	1,1
Температурное климатическое воздействие (в теплое и и холодное время года)	1,1
Вес строительного оборудования, материалов, устанавливаемых на трубопровод при его монтаже или ремонте, вес теплоизоляции	1,2
Вес обледенения труб	1,3
Снеговая нагрузка	1,4
Ветровая нагрузка	1,4
Дополнительные нагрузки на подземные трубопроводы	
Гидростатическое давление воды (при расположении в воде)	1,0
Воздействие селевых потоков и оползней	1,0
Вес грунта засыпки	1.15 (0,9)
Воздействие неравномерной деформации грунта	1,5

Примечание. В скобках указаны значения γ_f при расчете подземных трубопроводов на продольную устойчивость.

вания не установлены другие значения. Одновременное воздействие нескольких нагрузок (сочетания постоянных и двух или более временных нагрузок) учитывают коэффициентом сочетаний [178].

Все нагрузки, действующие на трубопровод, разделяют на несамоуравновешенные и самоуравновешенные [179]. Несамоуравновешенные нагрузки – внешние поверхностные или массовые силы, которые могут вызвать разрушение трубопровода при однократном (статическом) их приложении. Самоуравновешенные нагрузки возникают вследствие температурного расширения и неравномерного нагревания и могут вызывать разрушение трубопровода лишь при многократном воздействии.

Внутреннее давление подразделяют на рабочее, расчетное и пробное.

Рабочее давление – наибольшее избыточное давление, при котором обеспечивается заданный режим эксплуатации трубопровода.

Расчетное давление трубопровода – давление, принимаемое при расчете на прочность. Расчетное давление трубопроводной системы, оборудованной предохранительными устройствами (без учета гидростатического давления) должно превышать рабочее давление:

Для взрыво- и пожароопасных, а также высокотоксичных продуктов с рабочим давлением	
до 4 МПа	На 20%, но не менее, чем на 0,3 МПа
свыше 4 МПа	На 15%
Для нейтральных продуктов	На 10%, но не менее, чем на 0,1 МПа

В случае отсутствия предохранительных устройств при расчете трубопроводов на прочность принимают, что рабочее давление равно максимальному, развиваемому насосом или компрессором.

Если на элемент трубопровода действует гидростатическое давление, составляющее 5% и более от рабочего, то к расчетному давлению следует прибавить гидростатическое давление.

Для трубопроводов, имеющих полости с разными давлениями (например, трубопроводы с рубашками) за расчетное давление следует принимать такое, при котором необходима большая толщина стенки рассчитываемого элемента. Если обеспечивается одновременное действие давлений, то допускается принимать расчетное давление, равное их разности.

При пробном давлении трубопровод испытывается на прочность.

Нормативные значения нагрузок определяют по следующим формулам [33].

Нагрузка от веса транспортируемого продукта (Н/м)

$$q_{\text{пр}} = g\rho\pi D^2/4 \simeq 7{,}7\rho D^2, \qquad (7.1)$$

где ρ – плотность продукта при расчетных давлении и температуре. Для газопроводов $q_{\text{пр}}$ учитывают только в особых случаях, например в трубах высокого давления и большого диаметра.

Нагрузка от обледенения (Н/м)

$$q_{\text{л}} = 17bD_{\text{н}}, \qquad (7.2)$$

где b – толщина слоя гололеда, мм; $D_{\text{н}}$ – в м.

Толщины слоя гололеда в зависимости от района гололедности приведены ниже:

Районы по СНиП 2.01.07–85	I	II	III	IV	V
b, мм	Не менее 3	5	10	15	Не менее 20

Снеговая нагрузка на 1 м^2 горизонтальной проекции трубопровода (Н/м^2)

$$q_{\text{с}} = 0{,}4S_0, \qquad (7.3.)$$

где S_0 – нормативный вес снегового покрова на 1 м^2 горизонтальной поверхности, приведенный ниже в зависимости от района:

Районы по СНиП 2.01.07–85	I	II	III	IV	V	VI
S_0, Н/м^2	500	700	1000	1500	2000	2500

Ветровая нагрузка для одиночной трубы, перпендикулярная к ее осевой вертикальной плоскости (Н/м)

$$q_{\text{в}} = (W_m + W_p)D_{\text{н}}. \qquad (7.4)$$

где W_m и W_p – нормативные статическая и пульсационная составляющие ветровой нагрузки. Для трубопроводов, расположенных на открытой площадке на высоте до 5 м, $W_m = 0{,}9W_0$; $W_p = 0{,}85\nu W_0$, где W_0 – нормативное ветровое давление; ν – коэффициент; $\nu \simeq 0{,}9 \div 0{,}7$ в зависимости от длины пролета [178].

Нормативное ветровое давление в зависимости от ветрового района приведено ниже:

Районы по СНиП 2.01.07–85	Ia	I	II	III	IV	V	VI	VII
W_0, Н/м^2	170	230	300	380	480	600	730	850

При одновременном воздействии гололеда и ветра ветровую нагрузку принимают равной $W_0/4$ [178].

Нагрузка на подземный трубопровод (Н/м) от веса грунта [15, 46]

$$q_{\text{гр}} = 10^{-3}C\rho_{\text{гр}}D_{\text{н}}(D_{\text{н}} + 0{,}5), \qquad (7.5)$$

где C – коэффициент, учитывающий размеры траншеи.

Зависимость коэффициента C от размеров траншеи – отношения высоты H грунта над верхней частью трубы и ширины траншеи B – определяют по рис. 7.1.

Нагрузку от веса грунта, как правило, учитывают только для пластмассовых трубопроводов.

Усилие F (Н), возникающее в отводе при повороте потока,

$$F = \frac{1}{2}\pi D^2 \sin\frac{\alpha}{2}\sqrt{p_{\text{р}}^2 10^{12} + (\rho w^2)^2} \qquad (7.6)$$

где α – угол поворота потока; $p_{\text{р}}$ – расчетное давление, МПа.

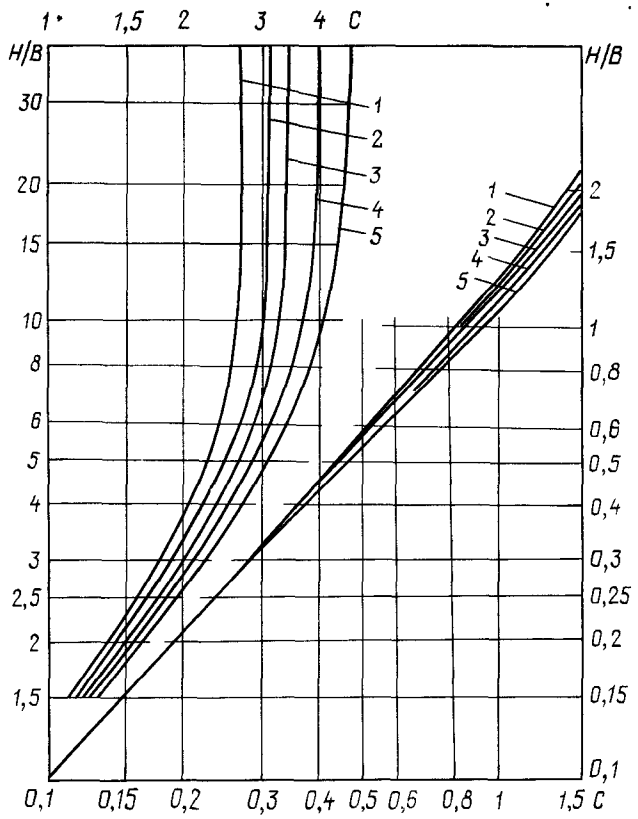


Рис. 7.1. Зависимость коэффициента C от размеров траншеи при плотности грунта (кг/м^3):

1–1700; *2*–1900; *3*–2000; *4*–2100; *5*–2200

При невысоких скоростях потока составляющей ρw^2 обычно пренебрегают.

Для пульсирующего потока

$$p_p = p_0 + \Delta p \sin \omega\tau,$$

где Δp–амплитуда пульсаций давления, МПа; p_0–среднее переменное давление; $\omega = 2\pi f$–круговая частота; f–частота колебаний давления, Гц.

Чтобы установить, какое сочетание нагрузок наиболее опасно, трубопроводы рассчитывают при следующих их сочетаниях:

для нерабочего (холодного) состояния на совместное действие нагружающих факторов–весовой нагрузки, усилий промежуточных опор, монтажной растяжки;

для рабочего состояния трубопровода на совместное действие всех нагружающих факторов;

при действии несамоуравновешенных нагрузок–внутреннего давления, внешних нагрузок, а также усилий в промежуточных опорах;

при действии самоуравновешенных нагрузок (расчет на самокомпенсацию)–температурного расширения, смещений защемленных концевых сечений и усилий сопротивления промежуточных опор. При этом учитывают температурное расширение при переходе трубопровода из монтажного состояния в рабочее.

7.2.ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ТРУБОПРОВОДОВ

Для оценки прочности трубопроводов используют два нормативных метода:

по предельным состояниям с использованием системы коэффициентов, раздельно учитывающих различные факторы [10, 180]: неоднородность материала, условия работы трубопровода и возможные нагрузки;

по допускаемым напряжениям, определяемым через обобщенные коэффициенты запаса прочности, [164, 181].

Метод оценки прочности по допускаемым напряжениям в основном сводится к проверке соотношения [164]

$$\sigma_э \leqslant [\sigma] = \min(\sigma_т/n_т; \sigma_в/n_в; \sigma_д/n_д),$$

где $\sigma_э$–эквивалентные напряжения (комбинации напряжений в расчетном сечении от действующих нагрузок), равноопасные с нормальным напряжением при растяжении образца; $[\sigma]$–допускаемые напряжения при расчетной температуре; $\sigma_т$, $\sigma_в$, $\sigma_д$–предел текучести, временное сопротивление и предел длительной прочности при расчетной температуре; $n_т$, $n_в$, $n_д$–коэффициенты запаса прочности, соответствующие $\sigma_т$, $\sigma_в$, $\sigma_д$:

$$n_т = n_д = 1{,}5; \quad n_в = 2{,}4.$$

Графики определения допускаемых напряжений для сталей при различной температуре представлены на рис. 7.2.

Для оценки прочности трубопроводных систем и оборудования за рубежом применяют нормы ASME (США), DIN (ФРГ) [182, 183].

В большинстве программ расчета прочности надземных трубопроводов ее оценивают по допускаемым напряжениям, подземных–по предельным состояниям.

Трубопроводы рассчитывают на выносливость при совместном выполнении двух условий [184]:

при расчете на самокомпенсацию

$$\sigma_э = \sqrt{0{,}75\sigma^2 + \sigma_z^2 + 3\tau^2} \geqslant [\sigma_{20}]; \tag{7.7}$$

при заданном числе полных циклов изменения давления в трубопроводе $N_{ср}$

$$\sigma_N = p_y[D_в - (s-c)]/[2\varphi(s-c)] \geqslant \frac{1}{3}[\sigma_a], \tag{7.8}$$

где σ_a–эквивалентное напряжение, приведенное к нормальной темпера-

туре (20°С), МПа;

$$\sigma_z = 32D_н\sqrt{M_x^2 + M_y^2}/[A_т\pi(D_н^4 - D^4)] + 4|N|/[A_т\pi(D_н^2 - D^2)];$$

$$\tau = 16D_н T/[A_т\pi(D_н^4 - D^4)],$$

где M_x, M_y – изгибающие моменты в расчетном сечении трубы, Н·мм; $A_т$ – температурный коэффициент (рис. 7.3); $D_н$, D – наружный и внутренний диаметры трубы, мм; N – осевое усилие от дополнительных нагрузок, Н·мм; T – крутящий момент, Н·мм; $[\sigma_{20}]$ – допускаемое напряжение при нормальной температуре, МПа; p_y – условное давление трубы, МПа; s, c – толщина и прибавка к толщине стенки трубы, мм [см. уравнение (7.18)]; φ – коэффициент прочности сварного шва (см. разд. 7.5); $[\sigma_a]$ – допускаемая амплитуда напряжений: $[\sigma_a] = 84(1 + 1200N_{ср}^{-0,533})^{0,625}/\gamma$ для трубопроводов из углеродистой и легированной неаустенитных сталей, $[\sigma_a] = 120(1 + 1000N_{ср}^{-0,533})^{0,625}/\gamma$ для трубопроводов из аустенитной стали; γ – коэффициент надежности трубопровода, определяемый по табл. 7.2 [184].

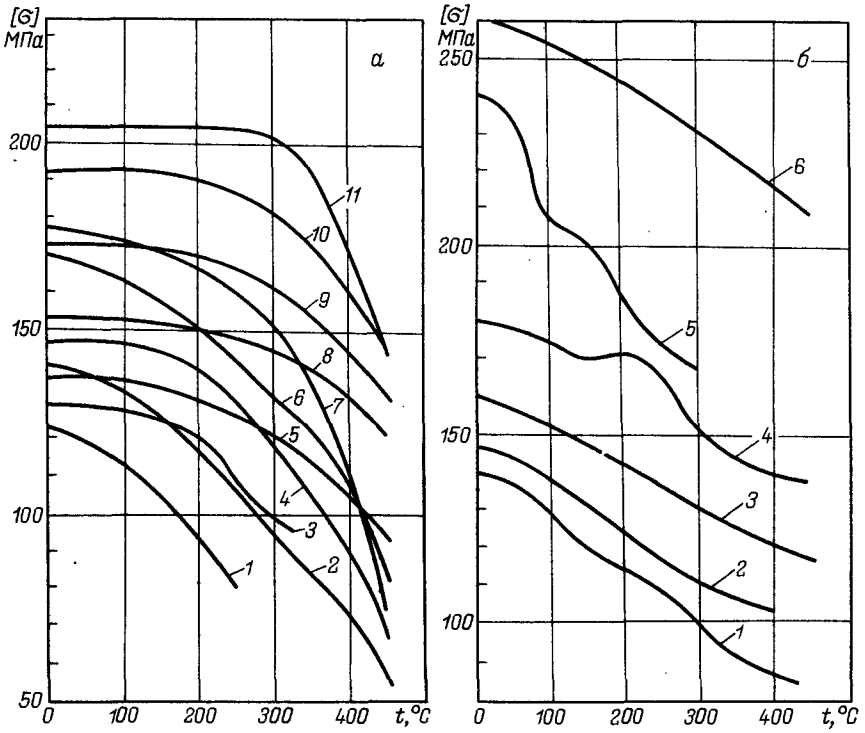


Рис. 7.2. График для определения номинального допускаемого напряжения трубных сталей:

а – углеродистых и низколегированных
1 – БСт2кп2; *2* – Ст3пс, ВСт3сп; *3* – сталь 10; *4* – сталь 20; *5* – 15Х5М; *6* – 09Г2; 16ГС, 17ГС, 17Г1С; *7* – 10Г2С; *8* – 15ХМ; *9* – 12Х1МФ; *10* – 15Х1М1Ф; *11* – 15Х5М-У;
б – легированных и коррозионно-стойких:
1 – 08Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, 12Х18Н10Т; *2* – 06ХН28МДТ; *3* – 12Х18Н12Т; *4* – 08Х13; *5* – 08Х21Н6М2Т; 08Х22Н6Т; *6* – ХН65МВ

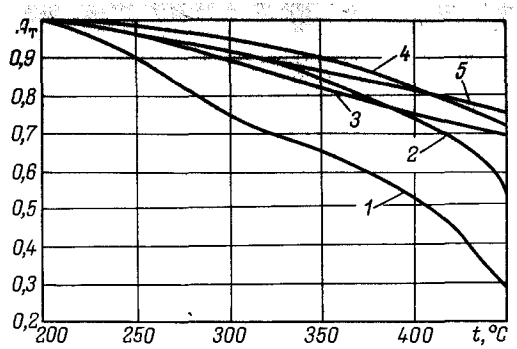


Рис. 7.3. График для определения температурного коэффициента $A_т$ трубных сталей:

1 – Ст3; 10, 20, 25, 09Г2С, 10Г2С1, 15ГС, 16ГС, 17ГС, 17Г1С; *2* – 15Х5М; *3* – 12МХ, 15ХМ, 08Х17Н15М3Т, 08Х18Н10Т, 08Х22Н6Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т, 12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 45Х14Н14В2М; *4* – 20Х3МВФ; *5* – 12Х1МФ, 15Х1МФ

Расчетное число полных циклов нагружения трубопровода определяют по формуле [184]:

$$N_{ср} = N_0 + \sum_{i=1}^{n}\left[\frac{\left(3\frac{\sigma}{\sigma_0}\cdot\frac{\Delta P_i}{p}\right)^{1,6} - 1}{\left(3\frac{\sigma}{\sigma_0}\right)^{1,6} - 1}\right]^{1,875} \cdot N_i, \qquad (7.9)$$

где N_0 – число полных циклов нагружения трубопровода; n – число уровней изменения нагрузок; σ_0 – коэффициент надежности, учитывающий материал трубопровода; $\sigma_0 = 168/\gamma$ – для углеродистых и низколегированных сталей, $\sigma_0 = 240/\gamma$ – для аустенитных сталей; N_i – число циклов нагружения трубопровода с размахом колебания внутреннего давления $\Delta P_t = 2\Delta p_i$.

При оценке прочности трубопроводов, испытывающих периодически изменяющиеся во времени нагрузки (циклическое нагружение), различают две области усталостных явлений, каждая из которых имеет свои особенности разрушения [153]:

Таблица 7.2. Коэффициенты надежности трубопроводов

Траиспортируемые вещества	Коэффициенты надежности трубопроводов различных категорий		
	I, II	*III, IV*	*V*
Вещества группы *А*, газы групп *Б* и *В*, сжиженные газы	1,25	1,15	1,1
Вещества групп *Б* и *В*, кроме газов	1,15	1,05	1,0

область малоцикловой усталости, определяемая циклами пуска – останова технологических процессов, изменением эксплуатационного режима, сезонными перепадами температуры;

область многоцикловой усталости, обусловленная динамическими нагрузками при пульсации давления, вибрации трубопроводов, кинематическом возбуждении, а также при часто меняющихся статических нагрузках.

В отличие от многоцикловой усталости, при которой циклические нагрузки невысоки и деформации упруги, малоцикловое нагружение характеризуется относительно высокими нагрузками, вызывающими значительные пластические деформации. Диапазон от 10^4 до 10^5 циклов считают областью перехода от малоцикловой усталости к многоцикловой [12, 155]. Малоцикловая усталость является причиной разрушения трубопроводов, если разрушение наступает через $5 \cdot 10^4$ циклов и менее [155, 156].

В качестве основной характеристики малоцикловой усталости материалов используют экспериментальные кривые усталости. В диапазоне циклов до 10^3 прочность почти постоянна и близка к пределу прочности материала при его однократном нагружении. Если число циклов меньше $3 \cdot 10^3$, по нормам [181] в расчетах принимают $3 \cdot 10^3$.

Таблица 7.3. Нормативное длительное сопротивление $R_н$ пластмассовых труб [88]

Срок службы трубопровода, лет	t, °С	Нормативное длительное сопротивление $R_н$, МПа				Срок службы трубопровода, лет	t, °С	Нормативное длительное сопротивление $R_н$, МПа			
		ПЭВП	ПЭНП	ПВХ	ПП			ПЭВП	ПЭНП	ПВХ	ПП
	20	5,0	2,5	10,0	–		20	6,6	3,2	11,0	6,5
	30	3,2	2,0	7,5	–		30	5,0	2,8	9,0	5,0
50	40	2,0	1,0	6,0	–	5	40	3,5	2,2	7,0	4,2
	50	–	0,5	3,5	–		50	2,0	1,5	4,0	3,6
	60	–	0,4	1,0	–		60	1,25	1,0	1,25	2,7
							80	–	–	–	1,5
							100	–	–	–	0,6
	20	5,5	2,8	10,0	5,0						
	30	3,5	2,2	8,0	4,5						
25	40	2,5	1,6	6,3	3,6		20	7,1	3,6	12,0	7,0
	50	0,5	0,8	3,7	2,4		30	6,0	3,1	9,5	5,7
	60	–	0,6	1,0	2,0	1	40	4,8	2,8	7,5	4,5
							50	3,0	2,0	4,4	3,6
							60	2,0	1,5	1,5	3,0
	20	6,1	3,0	10,5	6,0		80	–	–	–	2,0
	30	4,5	2,5	8,5	4,8		100	–	–	–	1,2
10	40	3,0	2,0	6,5	4,0						
	50	1,6	1,0	3,9	3,2						
	60	0,75	0,8	1,25	2,5						
	80	–	–	–	1,2						

Примечание: ПЭВП и ПЭНП – соответственно полиэтилен высокой и низкой плотности; ПВХ – поливинилхлорид; ПП – полипропилен.

Для углеродистой и марганцевистой сталей при температуре более 400°С и для других марок – более 450°С, расчет на усталость проводят по нормам [185].

Для пластмассовых трубопроводов [46] определяющим фактором при расчете толщины стенки трубы является нормативное длительное сопротивление $R_н$, значения которого для трубопроводов перекачки воды при различных температурах и сроках службы даны в табл. 7.3. Для пластмассовых технологических трубопроводов [186] и газопроводов [187] нормативное значение $R_н$ следует умножить на коэффициент условий работы $k = 0{,}2 \div 1{,}0$, учитывающий класс опасности перекачиваемого вещества.

7.3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ НАДЗЕМНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Стальные трубопроводы с условным давлением до 10 МПа рассчитывают на прочность по [181, 184].

При расчете трубопроводов высокого давления (свыше 10 МПа) сначала определяют усилия в трубопроводе как в стержневой системе, а затем рассчитывают элементы трубопроводов с учетом особенностей распределения напряжений в толстостенных трубах и фасонных деталях [188].

Компенсирующую способность неразветвленного трубопровода оценивают на основе критериальных параметров X и Y (рис. 7.4) [189]. Параметр X зависит от отношения развернутой длины трубопровода L к расстоянию между его неподвижными опорами l:

$$X = L/l - 1. \tag{7.10}$$

Параметр Y – функция приведенной температурной деформации (с учетом монтажной растяжки), отнесенная к развернутой длине трубопровода:

$$Y = (E/[\sigma])(D/L)(\alpha\Delta t \pm C_м/l), \tag{7.11}$$

где E – модуль упругости стали, МПа; $[\sigma]$ – номинальное допускаемое напряжение (см. рис. 7.2), МПа; α – температурный коэффициент линейного расширения стали при расчетной температуре, 1/°С; Δt – разность расчетной температуры стенки трубы и температуры монтажа, °С; $C_м$ – монтажная растяжка, м.

Модуль упругости E и температурный коэффициент линейного расширения α наиболее часто применяемых сталей даны на рис. 7.5 и 7.6.

Для пространственного трубопровода с двумя неподвижными опорами при вычислении l следует принять начало координат в одной неподвижной опоре A и определить координаты другой неподвижной опоры B x_B, y_B, и z_B.

Тогда

$$l^2 = x_B^2 + y_B^2 + z_B^2. \tag{7.12}$$

При проектировании трубопровод разбивают на температурные

блоки, в которых компенсируются температурные деформации. Компенсаторы устанавливают в том случае, если самокомпенсация температурных деформаций невозможна вследствие чрезмерно больших усилий в опорах (в том числе и на штуцерах аппаратов) и напряжений в

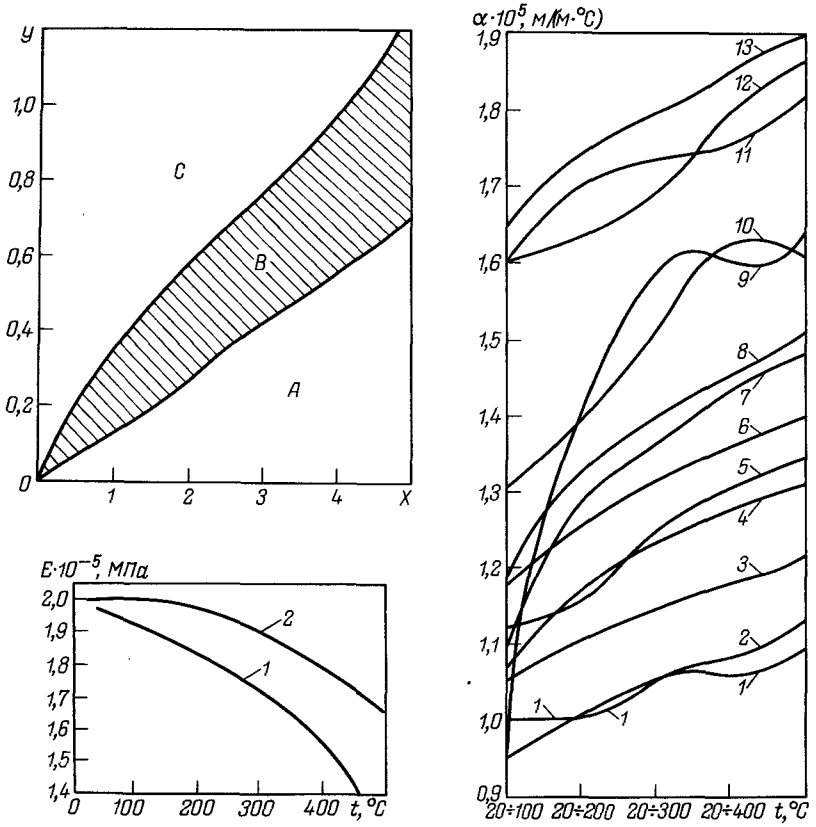


Рис. 7.4. График для оценки компенсирующей способности неразветвленного трубопровода:

A – температурное удлинение компенсируется трубопроводом; *B* – требуется проведение расчета с использованием ЭВМ; *C* – температурное удлинение не компенсируется трубопроводом, необходимо изменить его конфигурацию

Рис. 7.5. График для определения модуля упругости *E* трубных сталей:

1 – БСт2кп2, Ст3пс, ВСт3пс2, ВСт3сп, 10, 20, 09Г2, 10Г2, 16ГС, 17ГС, 17Г1С–У; *2* – 15ХМ, 12Х1МФ, 15Х1М1Ф, 15Х5, 15Х5М–У, Х9М, 1Х2М1, 08Х13, 08Х17Т, 15Х25Т, 12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 08Х18Н12Т, 08Х22Н6Т, 10Х23Н18, 10Х17Н13М2Т, 06ХН28МДТ, 10Х14Г14Н4Т, ХН32Т, 08Х21Н6М2Т, ХН65МВ

Рис. 7.6. График для определения температурного коэффициента линейного расширения трубных сталей:

1 – 08Х17Т; *2* – 15Х25Т; *3* – 08Х13; *4* – 12Х1МФ; *5* – 15Х1М1Ф; *6* – БСт 2кп2, Ст3пс, ВСт3пс2, ВСт3сп, сталь 10, 20; *7* – 06ХН28МДТ; *8* – ХН65МВ; *9* – 08Х21Н6М2Т; *10* – 16ГС, 17ГС, 17Г1С; *11* – 08Х18Н10Т, 12Х18Н10Т; *12* – 10Х14Н4Т; *13* – 10Х17Н13М2Т

трубопроводе [190]. Предварительную монтажную растяжку (или сжатие) трубопровода применяют для рационального распределения усилия в монтажном и рабочем состояниях, снижения напряжений в опасных сечениях и получения более экономичного конструктивного решения.

При установке волнистых компенсаторов без предварительного натяга длина температурного блока: $l = \lambda n/\alpha\Delta t$, где λ – компенсирующая способность одной волны компенсатора, м; n – число волн компенсатора.

Для пластмассовых труб необходимо учитывать, что их температурный коэффициент линейного расширения в 8–25 раз больше, чем у стальных труб [46]. Длину пролета, при которой обеспечивается продольная устойчивость пластмассового трубопровода, определяют по формуле:

$$l = 1{,}12\sqrt{(D_н^2 + D^2)/(\alpha\Delta t)}. \qquad (7.13)$$

Для труб из ПЭВП и ПЭНП $\alpha \leqslant 20 \cdot 10^{-5}$, ПП $\alpha = 15 \cdot 10^{-5}$, ПВХ $\alpha = 8 \cdot 10^{-5}$ 1/°С. Расстояние между опорой и отводом (или тройником) $l_к$ (рис. 7.7) выбирают из соотношения [16, 46]:

$$l_к \geqslant k\sqrt{D_н \Delta l}; \quad l_к \geqslant 2 \text{ м}, \qquad (7.14)$$

где k – коэффициент для труб из ПВХ равен 22, из ПП – 12,5, из ПЭВП – 10, из ПЭНП – 5 [46]; Δl – допустимое смещение трубопровода.

Для расчета надземных стальных технологических трубопроводов применяют следующие программы.

Программа СТАРТ «Расчет прочности и жесткости пространственного разветвленного трубопровода» (разработчик – ГИПРОКАУЧУК) [191] предназначена для расчета трубопроводов с различными конструкциями опор при статическом нагружении. Рассматриваемые воздействия: температурное расширение, сосредоточенные и распределенные нагрузки, смещение опор, монтажный натяг, а также трение в опорах скольжения, смещение подвесок, жесткость узлов соединения трубопроводов с аппаратами. Выполняются подбор пружин, расчет их затяжки и оценка прочности сечений по нормам [185, 192]. Программа содержит данные о механических свойствах сталей. Введены коэффициенты, учитывающие особенности работы трубопровода при высокотемпературной ползучести материала.

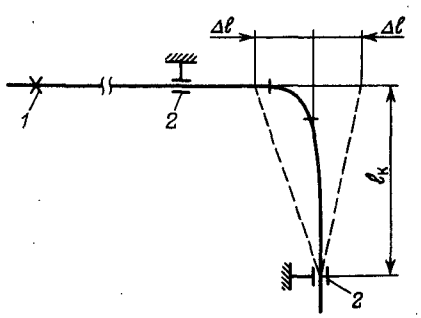


Рис. 7.7. Схема к определению расстояния между опорой и отводом для пластмассового трубопровода:

1 – неподвижная опора; *2* – скользящая опора

Программа ПРТ6 «Расчет прочности пространственного разветвленного трубопровода» (разработчик – ГИАП) [134] предназначена для расчета на ЭВМ трубопроводов с 20 различными конструкциями опор при статическом нагружении. Кроме оценки прочности в сечениях прямолинейных участков, определяют опорные реакции, внутренние усилия, перемещения и эквивалентные допускаемые напряжения согласно [185]. Учитывают давление, температурное расширение, сосредоточенные и распределенные нагрузки, монтажный натяг. Программа выполняет 5 видов расчета при различных сочетаниях нагрузок, автоматический выбор пружинных опор и расчет допустимого рабочего давления во фланцевых соединениях для обеспечения герметичности соединения.

Алгоритм программы содержит следующие ограничения: в концевых точках должны быть неподвижные защемляющие мертвые опоры; давление, температура, механические характеристики трубопровода должны быть одинаковыми по ветвям; внешние сосредоточенные и распределенные нагрузки имеют только вертикальное направление; не учитываются высокотемпературная ползучесть материала и усталостные явления при циклическом нагружении трубопровода.

Программа расчета разветвленных трубопроводов АСТРА для ЭВМ серии ЕС (разработчик – ЦКТИ им. И. И. Ползунова) [193] предназначена для оценки статической прочности пространственных разветвленных трубопроводов энергетического оборудования. Программа рассчитывает прочность трубопроводов, работающих в условиях высокотемпературной ползучести, у которых уровень напряжений при высоких температурах может существенно снизиться, а в холодном состоянии (после рабочего цикла) – повыситься по сравнению с первоначальным состоянием. С помощью модернизированной программы АСТРА-М, разработанной для повышения точности и сокращения продолжительности счета, можно рассчитывать системы с числом узлов до 100 и участков – до 1300. Автоматизированный выбор пружин не предусмотрен.

На базе основного варианта программы созданы модификации для расчета трубопроводов по нормам АЭС [194]: АСТРА-АЭС и АСТРА-ЦИН.

Программа ASCP (разработчик – Марийский политехнический институт) [152] предназначена для расчета на ЭВМ серии ЕС напряженно-деформированного состояния разветвленных пространственных трубопроводов при статических и динамических воздействиях. При этом учитывают усилия температурной самокомпенсации, весовые нагрузки, внутреннее давление, монтажный натяг, деформацию сечения кривой трубы, а также краевой эффект в ее соединениях с прямыми участками. Расчет осуществляют методом конечных элементов. Программа имеет банк данных прямолинейных и криволинейных труб, упруго-демпферных опор, сильфонных и сальниковых компенсаторов.

Программа ПРОЧНОСТЬ «Расчет прочности пространственного неразветвленного трубопровода» (разработчик – ВНИПИнефть) предназначена для расчета на ЭВМ серии ЕС и ПЭВМ типа PC/AT или PS/2 статической прочности трубопроводов.

Исходные данные для расчета: давление среды, рабочая и монтажная температура трубопровода, составляющие распределенных и сосредоточенных сил, жесткостные характеристики опор, материал трубы, координаты точек оси трубопровода и углы ее поворота, наружный диаметр и толщина стенки трубы.

Результаты расчета: внутренние усилия, опорные реакции, перемещения и эквивалентные напряжения в заданных сечениях.

Программа имеет информационный фонд сталей. Программа ПРОЛЕТ «Расчет допускаемых пролетов трубопроводов» (разработчик – ВНИПИнефть) предназначена для расчета на ПЭВМ типа PC/AT или PS/2 допускаемой по условиям обеспечения прочности и жесткости длины пролетов технологических трубопроводов, транспортирующих жидкости, газы и газо(паро)жидкостные смеси [10].

Исходные данные: диаметр и толщина стенки трубопровода, давление и температура среды, марка стали, тип монтажа, вес 1 метра трубопровода с продуктом, высота трубопровода над землей.

Результаты расчета: допустимые расчетные и рекомендованные стандартные средний и крайний пролеты.

Программа ТИССА «Расчет самокомпенсации типовых схем плоской прокладки трубопроводов различного назначения» (разработчик – ГИПРОКАУЧУК) [153] предназначена для определения с использованием ЭВМ серии ЕС конфигурации трубопровода и размещения опор с учетом компенсации температурной деформации.

7.4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПОДЗЕМНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

При расчете на прочность стальных подземных трубопроводов учитывают их взаимодействие с грунтом, а также продольно-поперечный изгиб, обусловленный значительными продольными усилиями вследствие температурной самокомпенсации. При этом проводят проверки на прочность, деформативность, общую устойчивость в продольном направлении, а также на устойчивость против всплытия [13, 196].

Расчетом на прочность проверяют возможность разрушения трубопровода под действием внутреннего давления и продольных осевых напряжений.

Для предотвращения недопустимых пластических деформаций трубопровода определяют интенсивность напряжений от всех нормативных нагрузок и воздействий и сравнивают с пределом текучести металла труб.

Для предотвращения потери устойчивости (выпучивания) трубопровода сжимающим усилием, обусловленным температурным перепадом, сопоставляют эквивалентное осевое продольное усилие с критическим продольным усилием, вызывающим потерю устойчивости.

Для предотвращения всплытия трубопроводов, прокладываемых на

обводненных участках трассы, определяют вертикально действующие нагрузки и с учетом сопротивления грунта определяют массу балласта.

При бесканальной прокладке подземных трубопроводов гибкие компенсаторы не обеспечивают компенсацию температурных удлинений из-за сопротивления грунта. В связи с этим выбирают трассу, состоящую из длинных прямолинейных участков, в местах ее поворотов предусматривают неподвижные опоры, а для компенсаторов сооружают специальные ниши. Толщину стенки и трассу трубопроводов выбирают по результатам расчета продольных осевых напряжений с учетом упруго-пластической деформации металла [196]. Для этого применяют метод переменных параметров упругости (теории малых упруго-пластических деформаций), с использованием нормированной диаграммы напряжений и перемещений $\sigma-\varepsilon$. Методики и программы расчета на прочность подземных трубопроводов разработаны институтом ВНИИСТ. Краткие сведения о программах даны в табл. 7.4. В основу большинства программ положен метод конечных элементов. В качестве конечного элемента принят одномерный элемент (балка) трубчатого сечения с распределенными линейными связями. Матрицы жесткости элемента получены из уравнения равновесия с учетом продольно-поперечного изгиба. Модель грунта представлена зависимостями его сопротивления от продольных и поперечных перемещений трубы [13, 197]. Геометрическую нелинейность системы вследствие продольно-поперечного изгиба определяют методом последовательных приближений с подстановкой осевых усилий в матрицу податливости или жесткости. Упруго-пластическую деформацию металла в программах ПРУТ-88, ОКП-86, УПД-86 учитывают на основе метода переменных параметров упругости с использованием диаграммы $\sigma-\varepsilon$ [199].

При расчете подземных трубопроводов программы используют следующим образом. На первом этапе определяют основные конструктивные параметры трубопровода (программа ОКП-86). На втором этапе выбирают трассу и элементы трубопровода по программе ПИКЕТ-86. Затем по программе ПРУТ-88 проводят поверочный расчет трубопровода.

Для подземных пластмассовых трубопроводов из ПЭВП при низких рабочих давлениях (до 0,25 МПа) и температуре 20 °С минимально допустимый радиус гиба определяют по формуле [46]

$$R = 10 D_{\text{н}} p, \tag{7.15}$$

а при высоких рабочих давлениях

$$R = D_{\text{н}}(2\varepsilon), \tag{7.16}$$

где ε – допустимое перемещение крайних участков труб ($\varepsilon \approx 0{,}03$).

Допустимые радиусы гиба труб из ПЭВП приведены в табл. 7.5 [46].

При температуре прокладки около 0 °С допустимый радиус гиба увеличивают в 2,5 раза.

Несущую способность подземных пластмассовых трубопроводов рекомендуется определять по предельно допустимой деформации попе-

Таблица 7.4. Характеристика программ расчета на прочность подземных трубопроводов

Название программы, разработчик	Назначение программы	Использованный метод расчета
Определение основных конструктивных параметров подземных трубопроводов ОКП-86, ВНИИСТ, ЮжНИИгипрогаз, 1987	Расчет толщины стенки трубы, температурного перепада, радиуса упругого изгиба из условий прочности и деформативности для прямолинейных и упруго-изогнутых участков подземных и наземных (в насыпи) трубопроводов при отсутствии продольных и поперечных перемещений трубопровода. Принимаемое конструктивное решение должно быть проверено расчетом трубопровода как системы, взаимодействующей с грунтом и закрепляющими устройствами [199]. Область применения согласно СНиП 2.05.06–85 [196]	Учет упруго-пластической деформации металла трубы на основе метода переменных параметров упругости и нормативной диаграммы $\sigma-\varepsilon$ (по теории малых упруго-пластических деформаций)
Определение напряжений в сечении трубопровода с учетом упругопластической деформации металла, УПД-86. ВНИИСТ, ЮжНИИгипрогаз, 1986	Определение напряжений и упруго-пластических характеристик в сечениях трубопровода с использованием результатов статического расчета. Область применения согласно СНиП 2.05.06–85 [196]	То же
Расчет напряженно-деформированного состояния подземного трубопровода при произвольном очертании оси в горизонтальной и вертикальной плоскостях, несовмещенных углах поворота и закреплении грузами и анкерами с малой удерживающей способностью, ПРУТ-88. ВНИИСТ, ЮжНИИгипрогаз, 1989	Расчет неразветвленного подземного трубопровода, состоящего из прямолинейных участков и поворотов с определением усилий, перемещений и напряжений в сечениях и проверкой по прочности, деформациям, продольной устойчивости и против всплытия. Учитывается физическая нелинейность грунта и геометрическая нелинейность системы. Разбивка трубопровода на конечные элементы проводится автоматически. Область применения согласно СНиП 2.05.06–85 [196]	Метод конечных элементов для определения усилий и перемещений в сечениях трубопровода и вычисление напряжений с учетом упруго-пластической работы материала труб
Расчет геометрических и механических параметров трубопровода при упругом изгибе в вертикальной плоскости, ПИКЕТ-86 [197]. ВНИИСТ, ЮжНИИгипрогаз, 1986	Расчет поворота по заданному профилю в вертикальной плоскости, полученного упругим изгибом, с определением пригрузки на трубопровод, координат дна траншеи и максимальных напряжений. Область применения согласно [192]	Решение дифференциального уравнения равновесия упругой кривой

Таблица 7.5. Допустимые радиусы гиба для труб из ПЭВП

Тип трубы	Номинальное давление среды, МПа	Допустимый радиус гиба $R/D_н$	Тип трубы	Номинальное давление среды, МПа	Допустимый радиус гиба $R/D_н$
Легкий (Л)	0,25	50	Средний (С)	0,6	20
Среднелегкий (СЛ)	0,4	30	Тяжелый (Т)	1,0	20

речного сечения трубы ε_φ [46]

$$\varepsilon_\varphi = \Delta D/D_н = 0{,}005\,(q_{гр}/E)\,[(D_н - s)/s]^3, \qquad (7.17)$$

где $q_{гр}$ – нагрузка грунта, определяемая по (7.5); E – модуль упругости (для труб из ПВХ $E = 2000$, ПП $E = 300$, ПЭВП $E = 200$, ПЭНП $E = 100$ МПа).

Для труб из ПЭВП и ПЭНП ε_φ принимают равным 5%, ПП – 4%, ПВХ – 3,5% [46].

7.5. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ТРУБОПРОВОДОВ

Расчет прочности элементов трубопроводов включает определение действующей нагрузки по методикам и программам, данным в разд. 7.3 и 7.4; выбор основных размеров элементов с учетом материала; расчет напряжений в опасных сечениях и точках деталей для всех действующих нагрузок. Элементы технологических стальных трубопроводов при давлении до 10 МПа рассчитывают по [184, 185], трубопроводов высокого давления – по [188], подземных трубопроводов – по [33].

Усилия, определяемые из расчета трубопроводной системы на самокомпенсацию и весовые нагрузки, далее условно называются дополнительными.

Прямые участки трубопровода. Толщину стенки труб s (м) надземных стальных трубопроводов для внутреннего давления до 10 МПа определяют из условия равновесия безмоментного состояния по формуле [179, 184]:

$$s = p\,D_н/(2\varphi[\sigma] + p) + c_1 + c_2, \qquad (7.18)$$

где p – расчетное внутреннее давление, МПа; $D_н$ – наружный диаметр, м; φ – коэффициент прочности сварного шва; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение при расчетной температуре, МПа; c_1 – прибавка к толщине стенки для компенсации коррозии и износа (по нормам проектирования или отраслевым нормативным документам), м; c_2 – технологическая прибавка (принимают равной минусовому отклонению толщины стенки по стандартам и техническим условиям на трубы), м.

Коэффициент прочности сварного шва при 100%-м контроле сварных швов неразрушающими методами принимают $\varphi = 1{,}0$; во всех остальных случаях $\varphi = 0{,}8$.

Допускается использовать другие значения φ с учетом условий эксплуатации и показателей качества элементов трубопроводов. В частности, для трубопроводов перекачки жидкостей группы В категории *V* по усмотрению проектной организации допускается $\varphi = 1$.

Для трубопроводов при $p < 0{,}1$ МПа и $L/D > 10$

$$s = 1{,}22\,D_н \sqrt[3]{p/E} + c_1 + c_2. \qquad (7.19)$$

Толщина стенки труб высокого давления ($p > 10$ МПа) [188]

$$s = [0{,}5\,D(e^{p/[\sigma]} - 1) + c_1]\,K_1, \qquad (7.20)$$

где D – внутренний диаметр, м; $K_1 = 1{,}05 + 0{,}065\,(\delta_1 - 5)$; δ_1 – минусовый допуск на изготовление труб по толщине стенки, принимаемый по техническим условиям на их поставку, %.

Толщину стенки трубы при совместном действии напряжения от внутреннего давления и изменения температуры по ее толщине определяют по [188], а для подземных стальных трубопроводов – по [199].

При расчете прямых труб на дополнительные (и циклические) нагрузки учитывают напряжения, обусловленные продольной силой, а также изгибающим и крутящим моментами. При этом прочность оценивают по эквивалентным напряжениям [179, 184].

Дополнительные усилия и соответствующие им эквивалентные напряжения вычисляют по программам, указанным в разд. 7.3 и 7.4, при этом используют различные методы определения эквивалентных напряжений. Так, в программе ПРТ-6 их рассчитывают по критерию максимальных касательных напряжений [185], в программе АСТРА – по критерию Мизеса [181], а в программе СТАРТ – по любому из указанных критериев.

Толщину стенки s пластмассовой трубы определяют из условия [46]

$$p\,(D_н - s)/(2\,s) \leqslant R_н k_у k_c k_х, \qquad (7.21)$$

где $R_н$ – нормативное длительное сопротивление разрушению материала трубы, МПа (табл. 7.3); $k_у$ – коэффициент условий работы трубы; k_c – коэффициент прочности соединения труб; $k_х$ – коэффициент химической стойкости материала трубы [186]. Если материал химически стоек, $k_х = 0{,}5 \div 1$, химически относительно стоек – $k_х = 0{,}1 \div 0{,}5$, химически не стоек – $k_х < 0{,}1$ [46].

Отводы. Толщину стенки отводов определяют по соотношению его диаметра и радиуса кривизны с учетом интенсификации напряжений и их перераспределения по сечению, а также влияния условий сопряжения отвода с примыкающими прямыми участками (сварное или фланцевое соединение). Эти особенности учитывают как для гнутых и штампосварных отводов, так и для секторных колен [200, 202, 203].

Для гнутых отводов с соотношением $R/(D_н - s) \geqslant 1{,}7$, расчетную толщину стенки s определяют по формуле (7.18).

Для трубопроводов, подлежащих проверке на выносливость, расчетную толщину стенки гнутых отводов следует умножить на коэффициент $k_1 \geqslant 1$, а для бесшовных отводов с постоянной толщиной

стенок – на коэффициент k_2:

$$k_2 = 1{,}3 - 0{,}3\,[R/(D_н - s) - 1] \text{ при } 2 \geqslant R/(D_н - s) \geqslant 1;$$

$$k_2 = 1{,}0 \text{ при } R/(D_н - s) > 2.$$

Для расчета отводов имеется ряд программ. Например, программа ОТВОД [201] вычисляет напряжения от действия внутреннего давления и изгибающих моментов в плоскости отвода с учетом влияния примыкающих прямых участков.

Конические переходы. Толщина стенки конических тонкостенных переходов, в том числе и эксцентрических, при $p \leqslant 10$ МПа, по нормативным материалам [184]

$$s_п = pD_н/(p + 2\varphi\,[\sigma]\cos\alpha) + c_1 + c_2, \qquad (7.22)$$

где $D_н$ – наружный диаметр трубы большего диаметра; φ – коэффициент прочности продольного сварного шва; α – угол наклона образующей. При $p > 10$ МПа толщину стенки определяют по [188].

Формула (7.22) получена для оболочки, нагруженной внутренним давлением, и применима только в том случае, когда можно пренебречь взаимным влиянием концов перехода. Условия, когда это допустимо, следующие [184]:

$$\alpha \leqslant 15^\circ \text{ и } s_п/(D_н - 2s) = 0{,}003 \div 0{,}25;$$

или

$$15 < \alpha \leqslant 45^\circ \text{ и } s_п/(D_н - 2s) = 0{,}003 \div 0{,}15;$$

и

$$\frac{d_н - 2s}{D_н - 2s} \leqslant 1 - \frac{2\sin\alpha}{\sqrt{\cos\alpha}}\sqrt{\left(1 + \frac{s_п}{D_н - 2s}\right)\cdot\frac{s_п}{D_н - 2s}},$$

где $d_н$, s – наружный диаметр и толщина стенки трубы меньшего диаметра.

Тройниковые соединения. Для обеспечения прочности тройниковых соединений при низком давлении применяют накладки или штуцеры с утолщением в месте сварки, а в трубопроводах высокого давления – толстостенные тройники.

Накладки целесообразно устанавливать при соотношении [205]

$$d_и/(D_н \sin\alpha) \leqslant 0{,}5,$$

где $d_и$, $D_н$ – диаметры соединяемых труб, причем $D_и \geqslant d_н$; α – угол между осями тройника. Для других соотношений применяют более сложные способы укрепления тройников. Толщину стенки штуцера тройника определяют по (7.18), а толщину стенки магистрали (основной трубы) – по (7.22) при $\varphi = \varphi_d$. Расчетный коэффициент прочности магистрали [184]

$$\varphi_d = 2\left[1 + \frac{A}{2(s-c)\sqrt{(D_н - s)(s-c)}}\right] \Big/ \left[1{,}75 + \frac{d}{\sqrt{(D_н - s)(s-c)}}\right], \qquad (7.23)$$

где $A \geqslant (d - d_0)\,t_0$ – сумма укрепляющих площадей накладки и штуцера, м^2; d – внутренний диаметр штуцера, м; d_0 – допускаемый диаметр неукрепленного отверстия, м; t_0 – расчетная толщина стенки магистрали при $\varphi = 1$, м;

$$d_0 = (2/\varphi_0 - 1{,}75)\sqrt{(D_н - s)(s-c)};$$

$$\varphi_0 = p[D_н - (s-c)]/\{2\,[\sigma](s-c)\}; \quad c = c_1 + c_2 \text{ (см. 7.18).}$$

Укрепляющая площадь накладки и штуцера [9]

$$A = 2b_н t_н + A_ш, \qquad (7.24)$$

где $b_н = \sqrt{(D_н - s)(s-c)}$ – ширина накладки, м; $t_и$ – толщина накладки, м; $A_ш$ – укрепляющая площадь штуцера, м^2.

В отечественных программах расчета трубопроводных систем напряжения в тройниках определяются только в программе АСТРА по методике [181].

Для расчетов напряженного состояния сварных и штампованных тройников под действием внутреннего давления, усилий, температуры и моментов применяют программу СТАТР, использующую оболочечные и трехмерные элементы и позволяющую рассчитывать тонкостенные и толстостенные конструкции [207]. В ней предусмотрена автоматическая генерация расчетной модели при минимально возможном объеме исходной информации. На основании результатов расчетов по программе СТАТР разработано руководство по расчету тройников [208].

В институте ГИАП создана диалоговая программа КРОТ, осуществляющая поверочный расчет тройников в соответствии со стандартами.

Заглушки. Толщина стенки s (м) плоской заглушки [184]

$$s = \gamma_1 (D - r)\sqrt{p/[\sigma]} + c_1 + c_2, \qquad (7.25)$$

где $\gamma_1 = 0{,}53$ для заглушки, установленной внутри трубы ($r = 0$); $\gamma_1 = 0{,}45$ для заглушки, приваренной к торцу трубы; r – радиус скругления; c_1 и c_2 – прибавки к толщине стенки аналогично тому, что в уравнении (7.18). Для эллиптической бесшовной заглушки при $0{,}5 \geqslant h/D_н \geqslant 0{,}2$

$$s = pD_н^2/(8h\,[\sigma]) + c_1 + c_2, \qquad (7.26)$$

где h – высота выпуклой части заглушки, м.

Для заглушки между двумя фланцами

$$s = 0{,}41\,(D + b)\sqrt{p/[\sigma]}, \qquad (7.27)$$

где b – ширина уплотнительной прокладки.

Фланцевые соединения. Для обеспечения прочности и герметичности стандартного фланцевого соединения его условное давление p_y (МПа) определяют по формуле [182]:

$$p_y = [(p + 16M/(\pi D_п^3) + 4Q/(\pi D_п^2)]\,[\sigma_{20}]/[\sigma], \qquad (7.28)$$

где $D_п$ – диаметр средней линии прокладки, м:

$M = (M_x^2 + M_y^2 + M_z^2)^{1/2}$; $Q = (Q_x^2 + Q_y^2 + Q_z^2)^{1/2}$; M_x, M_y, M_z, Q_x, Q_y, Q_z –

моменты (МН·м) и силы (МН), действующие на фланец и получаемые из расчета трубопровода на прочность; индексы x, y, z обозначают оси координат.

С помощью программы расчета прочности пространственного разветвленного трубопровода ПРТ-6 определяют условное давление фланцевого соединения, удовлетворяющее требованиям герметичности и прочности с учетом изгибающего момента и осевой силы. Фланцевое соединение можно рассчитать также по программам ОСТ 373 согласно [209] и FLANGE – по нормам [164] (разработчик – ВНИИнефтемаш).

Компенсаторы. При проектировании ТТС волнистые и линзовые компенсаторы применяют в соответствии с их характеристиками, указанными заводами-изготовителями, а размеры компенсаторов П-, Z-; Г- и Ω-образной формы рассчитывают по программам. Программа КОМПЕНСАТОР «Расчет и выбор компенсаторов температурного расширения» (разработчик ВНИПИнефть) [49] определяет вылет, монтажную растяжку и усилия П-образных компенсаторов в рабочем состоянии и после снятия нагрузки при заданном расстоянии между опорами. Вылет вычисляют из условия оптимизации отношения максимальных эквивалентных напряжений в компенсаторе к допускаемым с учетом коэффициентов интенсификации напряжений в отводах согласно [10]. При этом учитывают и релаксацию напряжений вследствие высокотемпературной ползучести введением специальных коэффициентов.

Программа ТИССА «Расчет самокомпенсации типовых схем плоской прокладки трубопроводов различного назначения» (разработчик ГИПРОКАУЧУК, см. разд. 7.3) выбирает габариты и рассчитывает плоские неразветвленные трубопроводы с компенсаторами П-, Z-, Г- и Ω-образной формы, находящихся в горизонтальной или вертикальной плоскостях. Расчет и оценку напряжений производят согласно [185], интенсификацию напряжений в отводах не учитывают. Параметры сильфонных компенсаторов приведены в [210], методы их расчета – в [211].

Опоры. Выбор стандартных опор проводят по допускаемым на них нагрузкам. Размеры монтажных швов крепления неподвижных опор трубопроводов к строительным конструкциям рассчитывают по программе ШОВ (разработчик ВНИПИнефть).

Для расчета затяжки пружинных опор имеется ряд методических разработок [11], [181], [212]. Автоматизированный выбор пружинных опор, подвесок и подставок проводят по программе ПРТ-6. Возможность выбора и расчета затяжки пружинных опор предусмотрена также в программах СТАРТ и АСТРА.

Крепежные детали. Рекомендации по выбору крепежных деталей (болты, гайки, шпильки, шайбы), применяемых для соединения трубопроводов, приведены в [19, 179].

Глава 8

ВЫБОР НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ МАШИН

8.1. ВЫБОР НАСОСОВ

Исходные данные для выбора насосов: максимальный и минимальный расходы Q_1 и Q_2; напор $H_т$, кавитационный запас сети $\Delta h_т$; свойства жидкости [плотность, вязкость и давление упругости паров $p_п$ при рабочей температуре t, температура кристаллизации t_z, предельное количество и размер взвешенных частиц, предельно допустимая концентрация вредных паров в рабочей зоне (ПДК), активность к металлу и резине]; рабочая температура t, температура окружающей среды $t_о$, а также диапазон регулирования, затворная жидкость, климатическое исполнение и категория размещения.

Ориентировочные границы областей применения насосов различного типа для жидкостей вязкостью менее $22 \cdot 10^{-6}$ м^2/с приведены на рис. 8.1, *а*, при большей вязкости – на рис. 8.1, *б* [213], где $K_ν = 6{,}6(ν + \sqrt{ν^2 - 0{,}02})$; $ν$ – вязкость жидкости, 10^{-4} м^2/с.

Центробежные нефтяные насосы предназначены для перекачки нефти, нефтепродуктов, сжиженных углеводородных газов, органических растворителей и других жидкостей со сходными свойствами; центробежные насосы для химических производств – для агрессивных химически активных жидкостей, сжиженных газов, хладоносителей и других жидкостей плотностью до 1850 кг/м^3 в соответствии с показателями, указанными в табл. 8.1.

Для перекачивания ядовитых и взрывоопасных жидкостей используют центробежные герметичные насосы с встроенным трехфазным асинхронным короткозамкнутым электродвигателем, установленным на одном валу. Смазку подшипников и охлаждение электродвигателя осуществляют перекачиваемой жидкостью. Поэтому область применения этих насосов ограничена свойствами жидкости: кинематической вязкостью – не более $4 \cdot 10^{-5}$ м^2/с, плотностью – не более 1600 кг/м^3,

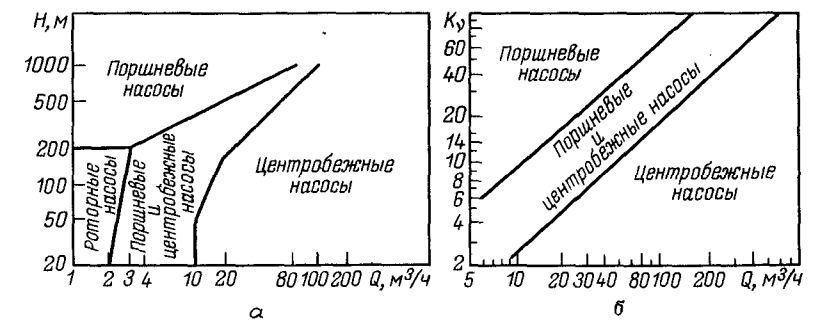


Рис. 8.1. Границы областей применения насосов различного типа для жидкостей:
а – вязкостью менее $22 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; *б* – большей вязкостью

Таблица 8.1. Диапазоны параметров центробежных нефтяных насосов и насосов для химических производств

Параметры	Нефтяные насосы	Насосы для химических производств
Расход, м³/ч:		
минимальный	10	1,5
максимальный	650	850
Напор, м:		
минимальный	40	10
максимальный	750	250
Максимальное давление всасывания, МПа	2,5	0,5
Температура жидкости, °С	−80 ÷ 400	−40 ÷ 200
Перекачиваемая жидкость	Кроме группы А	Нет ограничений
Максимальная массовая концентрация твердых частиц, %	0,2	15
Максимальный размер частиц, мм	0,2	5

удельной теплоемкостью – не менее 2,5 кДж/(кг·К), массовой долей твердых неабразивных частиц до 0,2% и их размером – не более 0,2 мм. Параметры герметичных электронасосов приведены в табл. 8.2.

Таблица 8.2. Основные параметры герметичных электронасосов

Тип насоса	Условное давление, МПа	Расход, м³/ч	Напор, м	Температура жидкости, °С
Герметичные ЦГ	1,6; 5	6,3 ÷ 200	20 ÷ 125	−50 ÷ 360
Бессальниковые БЭН	0,4	100 ÷ 170	16	0 ÷ 90
Трансформаторные ТТ	0,4	63	10	−15 ÷ 95
» ТЭ	0,4	100	15 ÷ 20	−25 ÷ 80

Характеристики центробежного насоса описывают тремя основными зависимостями (рис. 8.2): $H = f_1(Q)$, $\eta = f_2(Q)$, $\Delta h = f_3(Q)$, где Q, H, η и Δh – соответственно расход, напор, КПД и допустимый кавитационный запас.

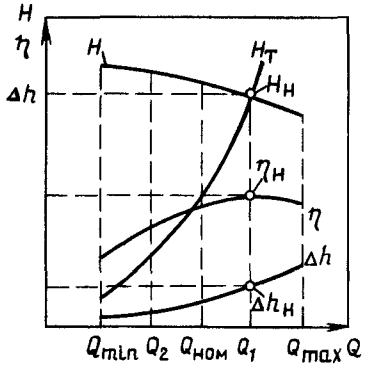


Рис. 8.2. Характеристики центробежного насоса с трубопроводной системой

Алгоритм выбора центробежных насосов приведен на рис. 8.3.

С достаточной точностью в рабочем диапазоне расходов (от Q_{min} до Q_{max}) характеристики насоса аппроксимируют уравнением параболы [214]:

$$H = AQ^2 + BQ + C, \tag{8.1}$$

$$\eta = A'Q^2 + B'Q + C', \tag{8.2}$$

$$\Delta h = A''Q^2 + B''Q + C'', \tag{8.3}$$

где A, B, C, A', B', C' ... – коэффициенты.

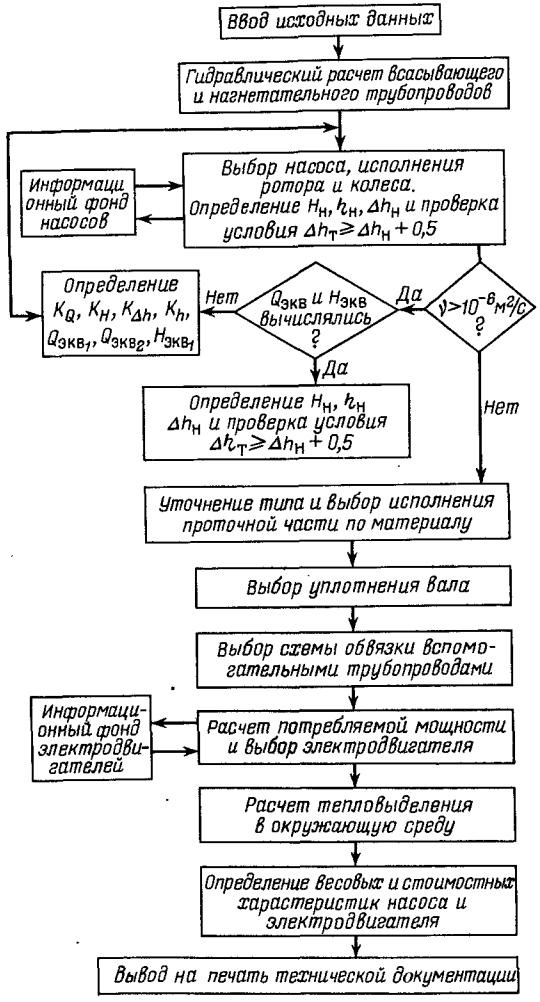


Рис. 8.3. Алгоритм выбора центробежных насосов

Максимальные погрешности аппроксимации указанных выше характеристик центробежных нефтяных насосов составляют соответственно 1,8; 3,3 и 2,6%, а средние значения погрешности – 0,7; 1,2 и 1,4%.

Коэффициенты уравнений (8.1)–(8.3) получают по графикам, приведенным в каталогах. Для жидкостей, вязкость которых при рабочей температуре более 10^{-6} м^2/с, параметры насоса пересчитывают с использованием коэффициентов, определяемых по графикам, изображенным на рис. 8.4 [213, 215], или по аппроксимирующим уравнениям в зависимости от числа Re. При коэффициенте быстроходности $n_s = 50 \div 130$:

$$K_Q = 0{,}152x^2 + 1{,}194x - 1{,}34; \tag{8.4}$$

$$K_H = -0{,}1x^2 + 0{,}82x - 1{,}78; \tag{8.5}$$

$$K_\eta = -5 \cdot 10^{-4}x^3 + 0{,}11(x^2 + x) - 0{,}18; \tag{8.6}$$

$$K_{\Delta h} = 0{,}4x^2 + 3{,}68x + 9{,}55, \tag{8.7}$$

где $x = \lg \mathrm{Re}$.

При $\mathrm{Re} > 10^4$ $K_Q = K_H = 1$.

Значение n_s определяют по формуле:

$$n_s = 3{,}65 n Q_н^{1/2} H_н^{-3/4}, \tag{8.8}$$

где n – скорость вращения вала насоса, об/мин; $H_и$ – напор, м, соответствующий $Q_н$, м^3/с, при максимальном КПД и работе на воде.

Для колеса с двухсторонним входом расход жидкости равен $Q_н/2$. Для многоступенчатого насоса принимают напор, создаваемый одной ступенью.

Число Re рассчитывают по формуле [213]:

$$\mathrm{Re} = Q_н/(\nu\sqrt{D_2 b_2 m}), \tag{8.9}$$

где D_2 – наружный диаметр колеса насоса, м; b_2 – ширина колеса насоса при диаметре D_2, м; $m = (t - \delta)/t$ – коэффициент сужения сечения на выходе колеса лопатками (в соответствии с [215], принимают $m = 0{,}9$); t – шаг лопатки на наружном диаметре колеса, м; δ – толщина лопатки на внешней окружности, м.

Для вязких жидкостей параметры насоса, эквивалентные заданным Q_1, Q_2 и H при его работе на воде, рассчитывают по уравнениям

$$Q_{экв_1} = Q_1/K_Q; \quad Q_{экв_2} = Q_2/K_Q; \quad H_{экв_1} = H/K_H, \tag{8.10}$$

где H – напор перекачиваемого продукта при расходе Q_1.

Для значений $Q_{экв_1}$, $Q_{экв_2}$ и $H_{экв_1}$ выбирают типоразмер насоса, исполнение ротора и колеса и пересчитывают его параметры η и Δh для перекачиваемого продукта

$$\eta = K_\eta \eta_{экв}; \quad \Delta h = K_{\Delta h} \Delta h_{экв}.$$

При выборе конструктивного типа нефтяного насоса проверяют возможность кристаллизации перекачиваемой жидкости при температуре окружающей среды. Обычно принимают $T_o - T_z \geqslant 5$. Если это условие не соблюдается, то рекомендуется выбрать насос с обогревом или

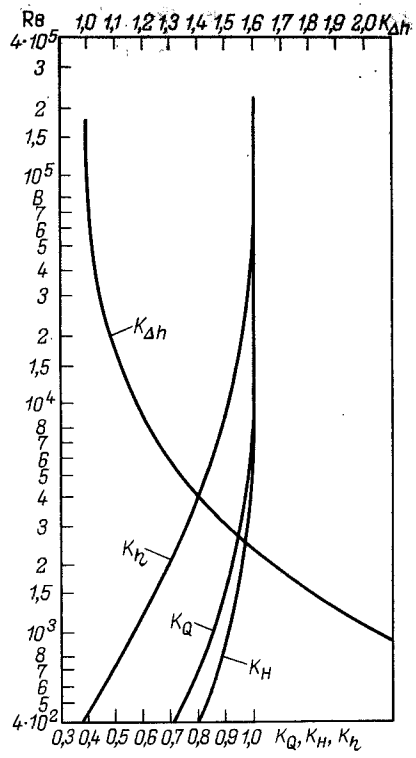


Рис. 8.4. График для определения коэффициентов пересчета параметров центробежного насоса с воды на вязкие жидкости

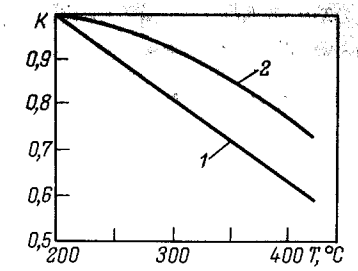


Рис. 8.5. Зависимость коэффициента K от температуры перекачиваемой жидкости и исполнения по материалу проточной части:

1 – углеродистые стали; *2* – хромистые и хромоникелевые стали

принять другие меры для предупреждения кристаллизации. Затем в зависимости от температуры и агрессивности среды выбирают материал проточной части насоса.

Колесо насоса, для которого $H_н \geqslant K_н H_{экв}$ при заданном расходе, выбирают с обеспечением условия:

$$0 < (H_н - H_т) \to \min, \tag{8.11}$$

где $H_т$ – напор нагнетательного трубопровода.

Если задан диапазон регулирования подачи насоса, то его выбирают по Q_1 и проверяют возможность работы выбранного насоса при Q_2.

$\Delta h_н$ выбранного насоса должен удовлетворять условию:

$$\Delta h_т - \Delta h_н \geqslant 0{,}5, \tag{8.12}$$

где $\Delta h_т$ – кавитационный запас всасывающего трубопровода, $\Delta h_т = (p_{вс} - p_п)/(\rho g)$. При невыполнении условия (8.12) рекомендуется применить способы увеличения $\Delta h_т$ или выбрать другой насос с меньшим требуемым кавитационным запасом.

При выборе насоса должно быть выполнено условие:

$$p_{нг} < p_y K, \tag{8.13}$$

где $p_{нг}$ – давление нагнетания на выходе из насоса; p_y – условное давление

корпуса насоса; K – коэффициент, определяемый в зависимости от температуры перекачиваемой жидкости и исполнения по материалу проточной части (рис. 8.5). Коэффициент K вычисляют по следующим уравнениям:

для хромистых, хромоникелевых сталей (исполнения Х и Н)

$$K = A_1 T^2 + A_2 T + A_3,$$

для углеродистых сталей (исполнение С)

$$K = A_4 T + A_5,$$

где $A_1 = -4{,}55 \cdot 10^{-10}$; $A_2 = 1{,}61 \cdot 10^{-7}$; $A_3 = 0{,}86$; $A_4 = -1{,}875 \cdot 10^{-7}$; $A_5 = 1{,}375$.

При температуре до 200 °С $K = 1$.

Для выбранного насоса $p_{нг}$ и $p_{вс}$ (МПа)

$$p_{нг} = 10^{-6} \rho g H_н + p_{вс}, \tag{8.14}$$

$$p_{вс} \geqslant 10^{-6} \rho g \, \Delta h_т + p_п. \tag{8.15}$$

Мощность, потребляемую насосом, определяют по каталогу по $Q_{экв_1}$ и $H_{экв_1}$ или формуле (кВт)

$$N = 10^{-3} g \rho Q_1 H / \eta. \tag{8.16}$$

У крупных центробежных насосов $\eta = 0{,}75 \div 0{,}9$, у мелких и средних $\eta = 0{,}7 \div 0{,}8$ [160].

Расчетная мощность электродвигателя

$$N_э = mN, \tag{8.17}$$

где m – коэффициент запаса, принимаемый при $N \leqslant 20$ кВт $m = 1{,}25$; при $20 < N < 50$ $m = 1{,}2$; при $50 \leqslant N \leqslant 300$ $m = 1{,}15$; при $N > 300$ кВт $m = 1{,}1$.

Из информационного фонда насосов выбирают марку ближайшего по мощности электродвигателя.

Исполнение электродвигателя по взрывозащищенности определяют по температуре самовоспламенения перекачиваемой жидкости и условиям эксплуатации электродвигателя.

Если при выборе электродвигателя изменяется число оборотов с n на n', то параметры насоса пересчитывают по формулам:

$$Q/Q' = n/n'; \tag{8.18}$$

$$H/H' = (n/n')^2, \quad \Delta h/\Delta h' = (n/n')^2; \tag{8.19}$$

$$N/N' = (n/n')^3. \tag{8.20}$$

Если подобрать насос не удается, условия перекачки пересматривают.

Поршневые насосы отличаются неравномерностью подачи, в результате чего повышаются потери напора в трубопроводе на $h_н$

$$h_н = 10^{-4} X_п (D_п/D)^2 n^2 L k_н, \tag{8.21}$$

где $X_п$, $D_п$ – ход и диаметр поршня, м; n – частота вращения вала, об/мин; L, D – длина и диаметр трубопровода, м; $k_н$ – коэффициент: $k_н \simeq 3{,}92$ – для одноплунжерных; $k_н \simeq 2{,}24$ – для двухплунжерных двойного действия; $k_н \simeq 1{,}12$ – для трехплунжерных насосов.

Производительность поршневого насоса

$$Q = f(D_п, X_п, n, \eta). \tag{8.22}$$

Для насоса простого действия

$$Q = (\pi/4)(D_п^2 X_п n \eta). \tag{8.23}$$

Для насоса двойного действия

$$Q = (\pi/4)(2D_п^2 - d^2) X_п n \eta, \tag{8.24}$$

где d – диаметр штока.

Напорно-расходные характеристики поршневого насоса и трубопроводной системы показаны на рис. 8.6. Рабочие параметры насоса $H_н$ и $Q_н$ определяются точкой пересечения кривых.

Насосы регулируют следующим образом: дросселированием задвижкой на выходе центробежного насоса; байпасированием (перепуском части жидкости из полости нагнетания на прием насоса); изменением числа оборотов насоса; включением или отключением отдельных агрегатов или секций, изменением схемы подключения насосов к напорному трубопроводу. Использование насосов с регулируемым числом оборотов ротора перспективно в трубопроводных системах с часто меняющейся гидравлической характеристикой.

Для расчета и выбора насосов применяют ряд программ.

Программа «Выбор насосов» (центробежных нефтяных и объемных) НАСОС (разработчик – ВНИПИнефть) рассчитывает гидравлическое сопротивление всасывающего и нагнетательного трубопровода, кавитационный запас, выбирает типоразмер и марку насоса и комплектующих его уплотнения и электродвигателя. Результаты печатаются в виде спецификации и технического формуляра. Насосы выбирают в зависимости от расхода, давления в емкостях нагнетания и всасывания, температуры и физико-химических характеристик перекачиваемой жидкости. Наименования марок, характеристики и параметры насосов и электродвигателей хранят в информационном фонде программы. Программа предназначена для ПЭВМ PC/AT и PS/2, язык программирования ФОРТРАН.

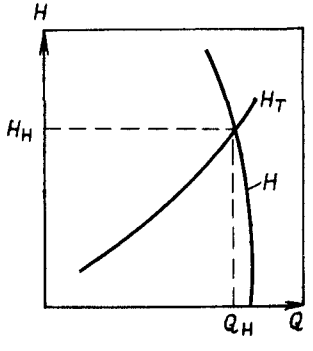


Рис. 8.6. Характеристики поршневого насоса и трубопроводной системы

Программа «Расчет и выбор химических насосов» NAXIM (разработчик – Львовский филиал КНПО «МАСМА») составлена для ЭВМ серии ЕС, язык программирования ФОРТРАН.

Оптимальное сочетание давления нагнетания насоса и диаметра нагнетательного трубопровода выбирают с помощью программы «Выбор диаметра нагнетательного трубопровода BPD1M (см. разд. 3.5).

8.2. ВЫБОР КОМПРЕССОРОВ

Границы областей применения компрессоров различных типов в зависимости от давления и расхода газа даны на рис. 8.7 [28].

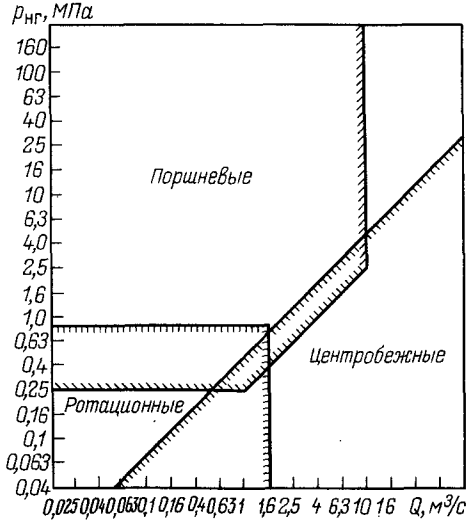


Рис. 8.7. Границы областей применения компрессоров различных типов в зависимости от давления и расхода перекачиваемого газа

При выборе компрессоров необходимы следующие исходные данные: массовая производительность G, кг/с; давление всасывания $p_{вс}$, МПа; начальная температура $T_{вс}$, K; давление нагнетания $p_{нг}$, МПа.

По составу перекачиваемого газа определяют его плотность и показатель адиабаты, а также проверяют соответствие перекачиваемого газа паспортным данным компрессора (с учетом агрессивности газа).

Значения $p_{вс}$ и $p_{нг}$ получают гидравлическим расчетом всасывающего и нагнетательного трубопроводов.

Рабочий процесс центробежного компрессора описывают следующими основными уравнениями:

$$Q = \pi D_2 b_2 c_{2r} \mu_2 \rho_2 / \rho_1, \tag{8.25}$$

$$\varepsilon = f(D_1, D_2, b_1, b_2, n, c_p, T_{вс}), \tag{8.26}$$

$$T_{нг} = T_{вс} \varepsilon^{(m-1)/m}, \tag{8.27}$$

$$p_{нг} = p_{вс} \varepsilon. \tag{8.28}$$

Уравнение (8.26) может иметь ряд модификаций в зависимости от типа охлаждения компрессора. Например, при политропном сжатии оно имеет вид [160]:

$$\varepsilon = \{1 + [\eta_a/(2c_p T_{вс})][c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})]\}^{m/(m-1)}. \tag{8.29}$$

В уравнениях (8.25)–(8.29) D_1 и D_2 – диаметры рабочего колеса компрессора; b_1 и b_2 – ширина лопаток колеса; $u_1 = \pi D_1 n$ и $u_2 = \pi D_2 n$ – окружная скорость; $c_1 = Q/(\pi D_1 b_1 \mu_1)$ и $c_2 = Q/(\pi D_2 b_2 \mu_2)$ – абсолютная скорость газа; $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$; $c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$; $c_{2r} = c_{2u} \operatorname{tg} \alpha_2$; α_1 и α_2 – углы между векторами окружной и абсолютной скоростей; μ_1 и μ_2 – коэффициенты заполнения сечения колеса активным потоком; индекс *1* относится к входу, индекс *2* – к выходу лопаточного аппарата. Изоэнтропный КПД $\eta_a = 0{,}8 \div 0{,}95$. Показатель политропы $m \simeq 1{,}5$.

Мощность многоступенчатого компрессора

$$N = \sum_1^j N_i, \tag{8.30}$$

где N_i – мощность, затрачиваемая на привод i-й ступени; j – число ступеней компрессора.

Мощность ступени компрессора при политропном сжатии (кВт):

$$N_i = [0{,}27m/(m-1)]\,[p_{вс} G/(\rho_{вс} \eta_к)]\,[(p_{нг}/p_{вс})^{(m-1)/m} - 1], \tag{8.31}$$

где G – расход газа, кг/ч; $\eta_к$ – КПД компрессорной установки ($\eta_к = 0{,}6 \div 0{,}8$). Для изоэнтропного процесса в уравнении (8.31) принимают $m = k$.

Для изотермического процесса

$$N_i = [0{,}27 p_{вс} G/(\rho_{вс} \eta_к)] \ln (p_{нг}/p_{вс}). \tag{8.32}$$

Центробежный компрессор выбирают по зависимостям [216] давления $p_{нг}$, потребляемой мощности N и КПД η от объемной производительности Q, получаемых в результате испытания на стенде. При этом необходимо учитывать зависимость характеристик также от плотности ρ, показателя адиабаты k, начальных давления $p_{вс}$, температуры $T_{вс}$ и влажности φ газа, расхода и начальной температуры охлаждающей воды, частоты вращения ротора n. Газодинамические характеристики компрессора, приведенные в каталоге [216], можно использовать при совпадении перечисленных величин с заданными значениями, в противном случае эти характеристики необходимо пересчитать.

При $k = \text{const}$ характеристики пересчитывают по формулам:

$$Q_2 = Q_1 (n_2/n_1)\, \rho_{вс_2}/\rho_{вс_1}; \tag{8.33}$$

$$\varepsilon_2 = \left[1 + \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{T_{вс_1}}{T_{вс_2}} (\varepsilon_1^{1/3} - 1)\right]^3; \tag{8.34}$$

$$p_{нг} = p_{вс_2} \varepsilon_2; \tag{8.35}$$

$$N_2 = N_1 (n_2/n_1)^3\, \rho_{вс_2}/\rho_{вс_1}, \tag{8.36}$$

где R – удельная газовая постоянная.

Индексом *2* обозначены новые параметры, индексом *1* – исходные.

Плотность влажного газа [216]

$$\rho_в = \rho + (\varphi_{вс}/100)(p_п/p_{вс})(0{,}805 - \rho), \qquad (8.37)$$

где ρ, $\rho_в$ – соответственно плотность сухого и влажного газа при 20 °С и 0,1013 МПа; $p_п$ – парциальное давление насыщенных паров при температуре $T_{вс}$, МПа; $\varphi_{вс}$ – относительная влажность газа на выходе в компрессор, %.

Рабочую характеристику поршневого компрессора (для одного цилиндра простого действия) определяют по уравнению:

$$Q = \lambda [1 - a_0(\varepsilon^{1/m} - 1)] V_р n, \qquad (8.38)$$

а также по (8.27) и (8.28). В уравнении (8.38) λ – коэффициент подачи; a_0 – относительный объем мертвого пространства; $V_р$ – рабочий объем; $V_р = \pi D_п^2 X_п/4$; $D_п$, $X_п$ – диаметр и ход поршня. Для j параллельно работающих цилиндров (компрессоров) $Q = \sum_1^j Q_i$. Мощность определяют по формулам (8.30)–(8.32), при этом принимают $\eta_к = \eta_м \eta_{из}$, где $\eta_м = 0{,}8 \div 0{,}93$, $\eta_{из} = 0{,}65 \div 0{,}85$ в зависимости от интенсивности охлаждения [160]. Для одноступенчатых компрессоров $a_0 = 0{,}025 \div 0{,}06$; для многоступенчатых $a_0 \simeq 0{,}2$.

Коэффициент подачи газа

$$\lambda = \lambda_0 \lambda_т \lambda_г, \qquad (8.39)$$

где λ_0 – объемный коэффициент:

$$\lambda_0 = 1 - a_0(\varepsilon^{1/m} - 1); \qquad (8.40)$$

$\lambda_т$ – термический коэффициент; $\lambda_г$ – коэффициент герметичности.

Для компрессоров $\lambda_0 = 0{,}7 \div 0{,}9$; $\lambda_т = 0{,}9 \div 0{,}95$; $\lambda_г = 0{,}95 \div 0{,}98$ [28, 160].

Подробно конструкции и методы расчета центробежных и осевых компрессоров рассмотрены, например, в работах [160, 217], поршневых компрессоров – в [28], а особенности оппозитных компрессоров – в [146].

Оптимальное сочетание давления на выходе из компрессора и диаметра нагнетательного трубопровода выбирают по программе «Выбор диаметра нагнетательного трубопровода» BPD1M (см. разд. 3.5).

Глава 9

ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

Повышение эффективности ТТС достигается усовершенствованием ее элементов – нагнетательных машин (насосов, компрессоров), узлов регулирования, компенсаторов и других с учетом их резервирования, обслуживания и ремонта. Техническое состояние трубопровода может значительно изменяться (при воздействии коррозии, эрозии, циклических нагрузок, смещений опор и др.), поэтому за ним необходимо проводить постоянный контроль. В новых проектах целесообразно предусматривать мероприятия по контролю за состоянием трубопроводов, нагнетательных машин и аппаратов.

Снижение расхода энергии на привод насосов обточкой колес. При проектировании насос часто выбирают с завышенным напором вследствие ряда причин: отсутствия данных для проведения достаточно точного гидравлического расчета ТТС, унификации насосов и электродвигателей, применения агрегатов с постоянной, нерегулируемой скоростью вращения их вала и т. д. При эксплуатации насоса для обеспечения требуемого расхода или напора жидкости применяют дросселирование потока прикрытием регулирующего клапана и задвижки на нагнетательном трубопроводе, что приводит к увеличению расхода энергии на его привод.

Снижение затрат энергии можно достичь обточкой колеса насоса по наружному диаметру до размера, обеспечивающего необходимый напор; заменой колеса на меньшее по типоразмеру и, в отдельных случаях, соответствующей заменой электродвигателя, выбором оптимальной схемы регулирования расхода и давления.

Потери напора в частично прикрытой задвижке при отсутствии результатов прямых замеров давления определяют расчетом по подъему затвора задвижки h (рис. 9.1) при режиме, соответствующем максимальной требующейся производительности насоса:

$$h = h_1 - h_2 - h_3,$$

где h_1 – возвышение над резьбовой втулкой (или углубление) шпинделя задвижки в рабочем положении; h_2 – то же, в закрытом положении; h_3 – глубина захода затвора в выемку корпуса для уплотнения затвора в закрытом положении (в среднем $h_3 = 10$ мм).

Коэффициент гидравлического сопротивления задвижки в зависимости от степени ее открытия $h/D_у$ приведен на рис. 9.2 при $Re > 10^4$ по данным [7, 218]. Потери напора в задвижке, м

$$\Delta H_з = \zeta w^2/(2g),$$

где w – скорость потока на входе в задвижку.

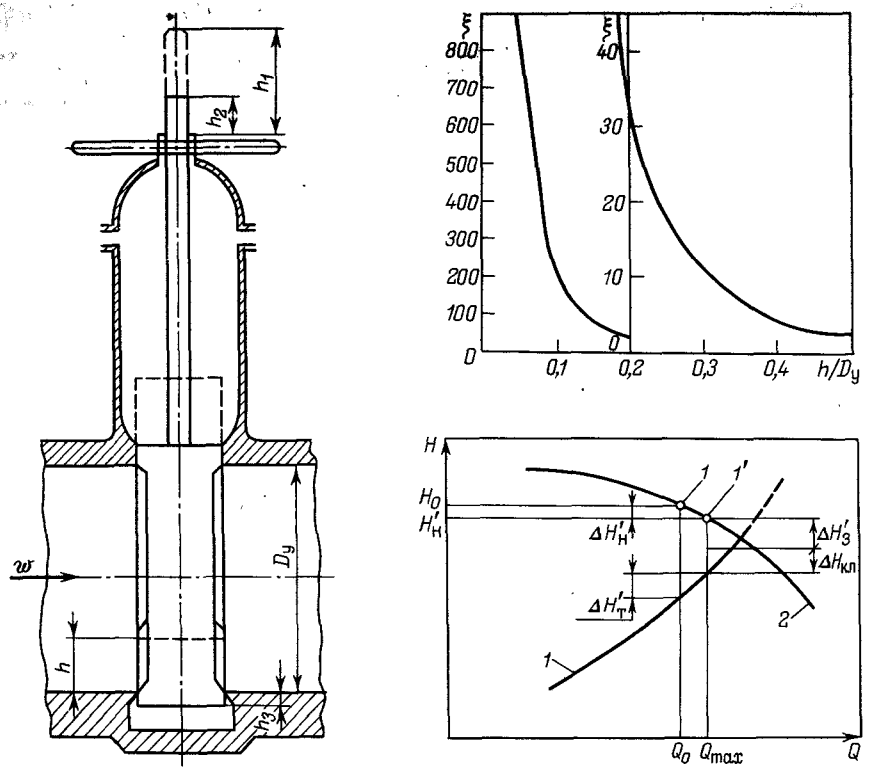


Рис. 9.1. Схема для определения подъема затвора задвижки

Рис. 9.2. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления задвижки от степени ее открытия

Рис. 9.3. Зависимость для определения потерь напора в задвижке при изменении расхода:

1 – характеристика трубопроводной системы при расходе Q_0; *1'* – то же, при расходе Q_{max}; *2* – характеристика насоса

При малой степени открытия затвора задвижки значительно возрастает погрешность определения гидравлических параметров. Поэтому при $h/D_y \leqslant 0{,}05$ принимают $\zeta = 850$.

При значительном же подъеме затвора степень его открытия не оказывает существенного влияния на изменение гидравлического сопротивления системы. Поэтому на практике при $h/D_y > 0{,}5$ или потерях напора в задвижке менее 5 м столба жидкости обточку колеса насоса не производят.

Зависимость для определения потерь напора в задвижке при изменении расхода от Q_0 до Q_{max} представлена на рис. 9.3.

Потери напора в нагнетательном трубопроводе определяют по

измеренному перепаду давления Δp (МПа):

$$H_{т_0} = 10^5 \Delta p/\rho \pm \Delta h; \quad H'_т = H_{т_0}(Q_{max}/Q_0)^2, \qquad (9.1)$$

где $H_{т_0}$ – потери напора в трубопроводе при расходе Q_0; $H'_т$ – то же, при расходе Q_{max}; ρ – плотность жидкости; Δh – разность высотных отметок начальной и конечной точек линии.

Аналогично для насоса

$$H'_н = H_0(Q_{max}/Q_0)^2;$$

$$\Delta H'_н = H_0 - H'_н;$$

$$\Delta H'_т = H'_т - H_{т_0}; \quad H_0 = 10^5 p_н/\rho.$$

$\Delta H'_н$ можно определить и по характеристике, приведенной в каталоге, например [215], с поправочным коэффициентом, равным отношению плотностей воды и перекачиваемой жидкости.

При проведении пуско-наладочных работ проверяют работу регулирующих клапанов на основе реальных характеристик ТТС, и при их взаимном несоответствии клапан заменяют.

При регулировании расхода жидкости минимальный перепад давления на регулирующем клапане для обеспечения эффективной его работы должен соответствовать соотношению (3.10). Если диапазон регулирования расхода составляет до 10% от максимального и исключена возможность его резкого изменения, минимальный перепад давления на регулирующем клапане рекомендуют принимать до 10% от общего перепада давления в линии.

Степень открытия затвора регулирующего клапана с пневматическим мембранным исполнительным механизмом и позиционером, наиболее часто применяемого в пожаро- и взрывоопасных производствах, определяют по измеренному командному давлению на мембране (рис. 9.4). Полный ход плунжера осуществляется при изменении командного

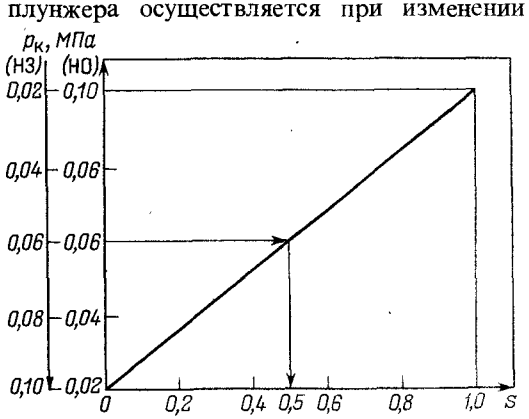


Рис. 9.4. Зависимость относительного хода плунжера регулирующего клапана с мембранным исполнительным механизмом от командного давления p_k в мембранной полости:

НО – нормально открытых регулирующих клапанов; НЗ – то же, нормально закрытых

давления в перестановочном диапазоне от 0,02 до 0,1 МПа с отклонением в ± 5 кПа [219] (в ряде случаев устанавливают диапазон 40–200 кПа или 20–400 кПа [220]); зона нечувствительности (максимальная разность командного давления при прямом и обратном ходе плунжера) не более 6 кПа; нелинейность характеристики – не более ±2,5%, гистерезис хода – до 2,5%, отклонение от условного хода – не более ±5% [219, 220].

В зависимости от типа клапана (нормально открыт или закрыт) используют правую или левую шкалу ординат (см. рис. 9.4).

Потери напора в частично прикрытом регулирующем клапане рассчитывают следующим образом.

Определяют пропускную способность трубопровода

$$K_{vт} = Q/\sqrt{0{,}1H_т}$$

и соотношение условных пропускных способностей

$$n = K_{vy}/K_{vт} = (\Delta p_т/\Delta p_{кл})^{1/2}.$$

В зависимости от пропускной характеристики регулирующего клапана по рис. 9.5 вычисляют относительный расход q через клапан и потери напора в клапане:

$$\Delta H_{кл} = 10\,[Q/(qK_{vy})]^2.$$

Вид пропускной характеристики указан в маркировке клапана. Стандартами государственной системы промышленных приборов и средств автоматизации (ГСП) установлено обозначение исполнительных устройств, в котором первыми тремя цифрами характеризуются тип и вид клапана, материал корпуса, а последующими двумя – вид пропускной характеристики: цифры менее 50 соответствуют линейной характеристике, более 50 – равнопроцентной, далее указывают обозначения

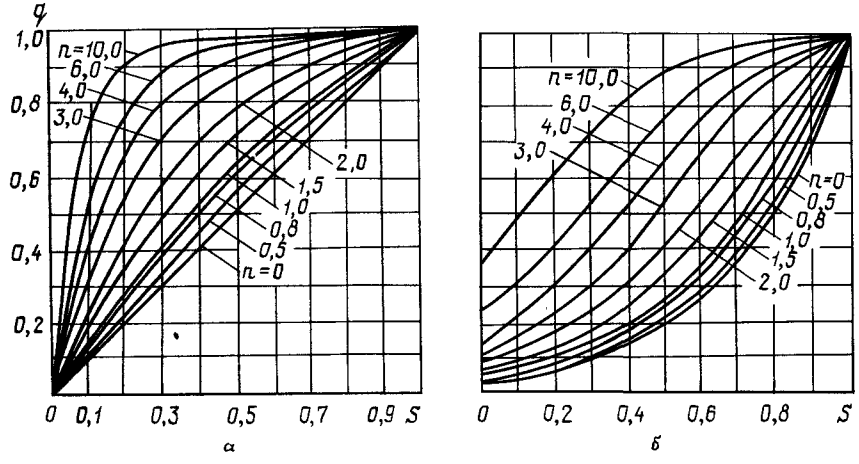


Рис. 9.5. Номограмма для определения расхода q потока, проходящего через регулирующий клапан:

а – с линейной пропускной характеристикой; *б* – с равнопроцентной

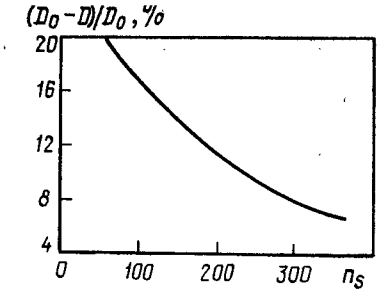


Рис. 9.6. Зависимость допустимой обточки колес центробежных насосов от коэффициента быстроходности n_s

исполнительного механизма по температуре окружающего воздуха.

Коэффициент гидравлического сопротивления и потери напора в клапане определяют соответственно

$$\zeta = 25{,}4\cdot 10^{-4}\,[\pi D_y^2/(4K_{vy})]^2, \qquad (9.2)$$

$$\Delta H_{кл} = 1{,}68\cdot 10^3\,(Q/K_{vy})^2. \qquad (9.3)$$

Соотношение $\Delta H_{кл}/H_т$ сравнивают с рекомендуемым (3.10) и принимают решение о возможности снижения потерь напора в клапане при соответствующем уменьшении напора, развиваемого насосом.

Для снижения потерь давления устанавливают клапан большей пропускной способности, а также делят поток в узле регулирования на части – через регулирующий клапан и обводную (байпасную) ветвь.

Поскольку в каталогах и паспортах насосов их характеристики приведены применительно к условиям работы на воде, напор насоса рассчитывают в метрах водяного столба.

Диаметр D колеса насоса (с одним или несколькими колесами равных размеров), обеспечивающий необходимый напор, вычисляют по формуле:

$$D = D_0\sqrt{(H_0 - \Delta H)/H_0}, \qquad (9.4)$$

где D_0 – наружный диаметр колеса до обточки (по паспорту насоса); H_0 – напор насоса с колесом диаметра D (по измеренному давлению или характеристике насоса); ΔH – рассчитанное снижение напора насоса.

Допустимую обточку колес (рис. 9.6) определяют в зависимости от коэффициента быстроходности n_s [160]. Соответствие расчетных диаметра и напора (а также возможность подбора готового исполнения колеса) проверяют по расходно-напорной характеристике насоса. Необходимость проверки связана с тем, что при изменении диаметра изменяются и напор, и расход. Согласно соотношениям гидродинамического подобия (8.18)–(8.20) для насосов с коэффициентом быстроходности 60 ÷ 120

$$D/D_0 = Q/Q_0 = (H/H_0)^{1/2} \simeq (N/N_0)^{1/3},$$

для насосов с большими коэффициентами быстроходности [99]

$$D/D_0 = (Q/Q_0)^{1/m} = (H/H_0)^{1/n},$$

где коэффициенты m и n принимают по рис. 9.7.

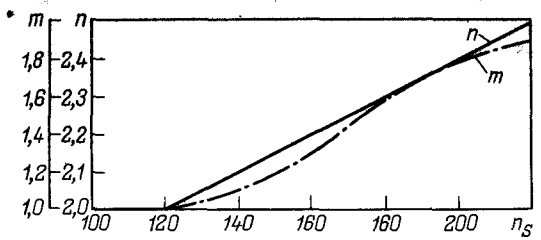


Рис. 9.7. Зависимость коэффициентов m и n от коэффициента быстроходности n_s

Для этих насосов расчетный максимальный расход насоса увеличивают на

$$\Delta Q = Q_{max}[1 + (D_0/D)^m]. \quad (9.5)$$

Для колес повышенной быстроходности (т. е. низконапорных и высокорасходных) и с двухсторонним входом при значительной обточке происходит увеличение ширины выходного канала колеса, что в расчете не учитывают.

В многоступенчатых насосах с колесами одного размера напор, создаваемый каждой ступенью, $H_1 = H/j$ (j – число ступеней).

Для насосов с двумя колесами (или группами колес) разного диаметра напор H_1, создаваемый колесами большего наружного диаметра D_{01}:

$$H_1 = H(D_{01}^2/D_{02}^2)(1 + D_{01}^2/D_{02}^2)^{-1}. \quad (9.6)$$

Напор H_2, создаваемый колесами меньшего наружного диаметра D_{02}:

$$H_2 = H - H_1.$$

Здесь H_1, H_2, D_{01}, D_{02} – напоры и диаметры колес до обточки; H – общий напор насоса.

В зависимости от конструктивного исполнения многоступенчатого насоса (в основном – схемы уравновешивания осевых сил) возможны варианты: обточка или замена одного из колес (или группы колес) одного диаметра; обточка каждого колеса; отключение отдельной ступени насоса. В насосах с направляющим аппаратом обтачивают только сами лопатки, для остальных насосов – совместно лопатки и колеса без разбора ротора. Балансировка ротора насоса после обточки обязательна.

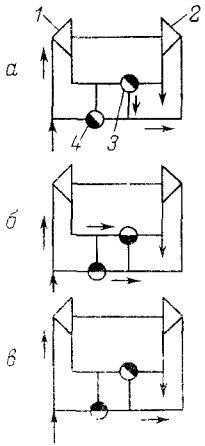
Уменьшение потребляемой мощности при работе с обточенными колесами (кВт)

$$\Delta N = (10^{-3}\rho Q/367)[H_0/\eta_0 - (H_0 - \Delta H)/\eta], \quad (9.7)$$

где Q – максимальный расход; η_0, η – КПД насоса до и после обточки его колес.

В пределах установленных ограничений на обточку КПД насоса меняется незначительно, поэтому

$$\Delta N \simeq 10^{-3}\rho Q\,\Delta H/(367\eta). \quad (9.7а)$$



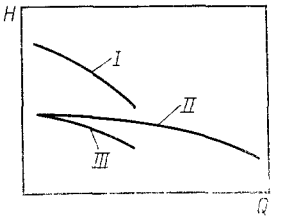


Рис. 9.9. Напорно-расходная характеристика насоса (см. рис. 9.8):

I – при последовательной работе ступеней, *II* – параллельной, *III* – байпасировании одной ступени

Рис. 9.8. Устройство для расширения диапазона регулирования многоступенчатого насоса:

а – при последовательном включении ступеней, *б* – при параллельном включении, *в* – при байпасировании ступени; *1*, *2* – ступени, *3*, *4* – краны

При существенном снижении потребляемой мощности проверяют возможность замены электродвигателя на меньший по мощности в соответствии с уравнением (8.17).

Расширение диапазона регулирования напора и расхода насоса. Для расширения диапазона регулирования напора и расхода в многоступенчатых насосах можно использовать устройство (рис. 9.8) для последовательного и параллельного включения ступеней *1* и *2*, состоящих из одного или нескольких колес. Режимы работы насоса переключают кранами *3* и *4*. На рис. 9.8, *а* краны изображены в положении последовательной работы ступеней (режим *I* на рис. 9.9); на рис. 9.8, *б* – для параллельной работы (режим *II*) – оба крана поворачивают по часовой стрелке; на рис. 9.8, *в* – для байпасирования ступени *1* (режим *III*) – кран *3* поворачивают еще раз по часовой стрелке. При переходе от режима *III* к режиму *I* увеличивается напор, к режиму *II* – расход.

Повышение производительности компрессоров. Для повышения производительности компрессоров увеличивают число оборотов и плотность газа на входе в компрессор. При увеличении частоты вращения анализируют характеристики межступенчатых и концевых аппаратов, а также прочности и вибрации компрессорных агрегатов и трубопроводов (см. гл. 5 и 7). Для увеличения плотности газа на входе в компрессор снижают гидравлическое сопротивление всасывающего трубопровода, температуру газа, для повышения давления применяют дополнительный нагнетатель (газовоздуходувку). Способ повышения производительности компрессора выбирают на основе технико-экономического расчета.

Повышение производительности ΔG компрессора при использовании дополнительного нагнетателя [221]

$$\Delta G/G = (\rho_1 - \rho_0)/\rho_0 = (1/m)(p_1 - p_0)/p_0, \quad (9.8)$$

где G – производительность компрессора до установки дополнительного нагнетателя; ρ_0, p_0, ρ_1, p_1 – плотность и давление газа до и после нагнетателя; m – показатель политропы сжатия.

При постоянном давлении на выходе из компрессора увеличение потребляемой энергии [221]

$$\Delta N = N(1 - 1/\ln \varepsilon)(p_1 - p_0)/p_1, \qquad (9.9)$$

где $\varepsilon = p_к/p_1$; $p_к$ – давление после основного компрессора.

Увеличение удельного расхода энергии при установке дополнительного нагнетателя

$$\Delta q = (\Delta N/N - \Delta G/G)/(1 + \Delta G/G). \qquad (9.10)$$

Повышение производительности на 6,5% приводит к увеличению удельного расхода электроэнергии всего на 1,5% [221].

Для повышения производительности применяют динамический наддув. Упрощенный способ аналитического определения параметров впускного тракта приведен в [221], а для получения более точных результатов необходимо использовать программы (см. гл. 5) ПУЛЬСАЦИЯ «Расчет пульсирующих потоков» и ВИБРАЦИЯ «Расчет вибрационных процессов».

Усовершенствование узлов регулирования расхода. Гидравлическое сопротивление узлов регулирования обычно составляет около 30% общего сопротивления трубопровода. Поскольку во многих случаях диапазон регулирования расхода продукта составляет менее 20% от максимального, то целесообразно часть расхода пропускать через перепускное отверстие в клапане (рис. 9.10). Снижение гидравлического

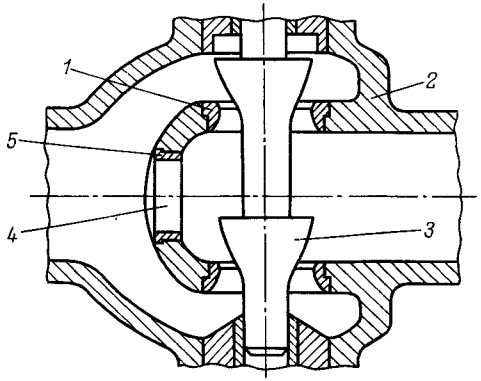


Рис. 9.10. Регулирующий клапан с перепускным отверстием:
1 – седло; *2* – корпус; *3* – плунжер; *4* – перепускное отверстие; *5* – втулка

сопротивления клапана обеспечивается делением потока на части, одна из которых проходит через регулируемые зазоры, а другая – через перепускное отверстие *4* в сменной втулке *5*. При наличии этого отверстия достигают существенного снижения потерь давления в клапане. В результате уменьшают на 8–10% потребление энергии на привод нагнетательных машин или сокращают на 20–30% затраты на сооружение трубопровода за счет уменьшения его диаметра [116].

Глава 10

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ВЫПУСК ПРОЕКТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ НА ТРУБОПРОВОДЫ

Изготовление проектно-сметной документации с помощью ЭВМ значительно увеличивает производительность проектировщиков и снижает трудозатраты на разработку проектов.

В состав проектной документации входят: экспликации участков трубопроводов и предохранительных клапанов, техномонтажные ведомости тепловой изоляции трубопроводов и оборудования, ведомости трубопроводов, материалов и объемов работ, технические формуляры (опросные листы) насосов, спецификации оборудования, сметы.

Для автоматизированного выпуска документации на трубопроводы и тепловую изоляцию применяют программы САИД-Т (разработчик – ГИПРОКАУЧУК) [222], СТРУНА-АПРИЗ (разработчик – ГИАП) [134], ИЗОЛЯЦИЯ (разработчик – ВНИПИнефть), АВС-3ЕС (разработчики – Белгоспроект и КазпромстройНИИпроект) [223] и др.

На основании заданных технологических параметров в соответствии с требованиями стандартов и технических условий с помощью программы САИД-Т выбирают трубы, трубопроводную арматуру и детали трубопроводов с определением их размеров, массы, материала, обозначений и т. п. На основании этой информации в автоматизированном режиме составляется проектная документация для монтажа и заказа трубопроводов: ведомости трубопроводов, сводной спецификации на трубы, детали трубопроводов и арматуру; техномонтажную ведомость на тепловую изоляцию трубопроводов.

Комплекс программ СТРУНА-АПРИЗ отличается от предыдущей программы усовершенствованной системой ведения базы данных и развитым интерфейсом с другими системами. Проектировщик принимает основные решения по выбору элементов трубопроводов и задает описание трубопроводов по линиям: характеристики транспортируемой среды, для каждого элемента трубопровода – типоразмер, материал, стандарт и т. д.

Система СТРУНА выпускает проектную документацию, входящую в технологическую часть проекта: ведомость трубопроводов по участкам, спецификацию на арматуру, трубы, материалы и изделия и задания для составления:

сметной документации (вход в систему АВС-3ЕС);

документации по тепловой изоляции трубопроводов и оборудования (вход в систему АПРИЗ);

ведомости потребности в материалах поставки подрядчика (вход в систему АВС-АСПИР);

заказной документации по трубопроводной арматуре (вход в систему УНИФОРС).

Система АПРИЗ выдает техномонтажную ведомость, ведомость объемов работ, потребностей в материалах, суммарных потерь тепла и формирует задание на составление смет.

Комплекс программ СТРУНА-АПРИЗ проводит экспертизу принятых проектировщиком решений, в том числе выявляет нарушение норм, регламентирующих проектирование. По оценкам авторов, применение системы исключает излишние запасы металла: экономия может составить по массе до 2%.

Программа ИЗОЛЯЦИЯ «Проектирование тепловой изоляции оборудования и трубопроводов» [224] выдает техномонтажные ведомости, ведомости объемов работ и потребностей в материалах (см. разд. 4.2).

Систему АВС-3ЕС применяют для выпуска сметной документации на строительные и монтажные работы. При этом обеспечивается выпуск следующей документации:

локальных смет на все виды строительных и монтажных работ, а также на приобретение оборудования;

ведомостей объемов работ;

ведомостей потребности в материально-технических ресурсах;

спецификаций на оборудование и материалы;

объектных и сводных смет;

сводок затрат, титульных листов и пояснительных записок;

каталогов ЕРЕР, привязанных к местным условиям строительства.

Для выполнения графической документации применяют отечественные и зарубежные графопостроители. Наиболее эффективной является система автоматизированного проектирования и изготовления чертежей AutoCAD, разработанная фирмой AUTODESK (Великобритания). Система AutoCAD имеет ряд версий и использует стандартные, сравнительно недорогие персональные ЭВМ, что позволяет применять эту систему даже в небольших проектных и конструкторских организациях. Для переноса на экран или на планшет различных данных, а также для перемещения чертежного курсора по экрану используют клавиатуру или манипулятор «Мышь». Чертежи хранятся на дисках и изготавливаются в различном масштабе. Любую операцию, выполняемую с помощью системы AutoCAD, можно откорректировать: элементы чертежа можно стереть, переместить, скопировать, заштриховать, повернуть и выполнить в них разрезы. Характер линий, штриховка, чертежные стандарты и размеры чертежей изменяются в соответствии с потребностями пользователя и различными нормативами. С помощью системы создают чертежные символы, хранят их в памяти, вызывают и размещают в любом месте чертежа. Система содержит в качестве стандартных 7 различных вариантов печатного шрифта, возможно создание дополнительных типов шрифта.

В AutoCAD введен язык программирования высокого уровня «Аутолисп», который используется для выбора переменных системы, выполнения математических и логических функций, считывания и составления дополнительных файлов, а также для выполнения команд

AutoCAD. AutoCAD – открытая система, обеспечивающая доступ к базе данных по составлению чертежей, что позволяет пользователям разрабатывать специализированные программы для проектирования трубопроводных систем и их элементов, компоновки оборудования и др. С помощью системы чертежи выполняются с высокой точностью и в 2–3 раза быстрее.

Известны автоматизированные рабочие места [225], а также несколько специализированных прикладных программ по проектированию и выполнению рабочих чертежей трубопроводов: РАПИД (ВНР), ISOPRO и ISOGEN (Англия), PRO-PIPE и PRO-ISO (США) и др.

Повышение эффективности выпуска проектной документации с использованием ПЭВМ и сетей ЭВМ обеспечивают внедрением автоматизированных банков данных (АБД) и автоматизированных рабочих мест (АРМ).

АБД для обеспечения функционирования автоматизированной системы проектирования ТТС должна содержать информационные фонды по элементам, входящим в состав ТТС (трубам, фасонным деталям, арматуре, насосам, компрессорам, тепловой изоляции, предохранительным клапанам, устройствам контроля и автоматики и др.), теплофизическим свойствам продуктов, по свойствам материалов трубопроводов и тепловой изоляции, климатологические данные по районам строительства, технико-экономические показатели.

АБД создаются с использованием различных программных инструментальных средств. Так, в качестве системы управления базами данных (СУБД) в АБД схем контроля и автоматики [225] использована СУБД *ABASE*, которая позволяет хранить сложные иерархические структуры (до 10 уровней) графической и символьной информации. СУБД *ABASE* позволяет в диалоговом режиме перемещаться по дереву данных и выходить на интересующий объект, а также осуществлять перекрестные ссылки, посредством которых из любого уровня структуры можно обратиться к нужному объекту и после просмотра вернуться в исходную позицию. База данных (БД) состоит из условно-постоянной (БДУП) и переменной информации – базы данных текущего проекта (БДТП).

В БАУП содержатся справочные и другие данные, которые сохраняются в течение довольно продолжительного времени, и содержат ряд локальных БД: технические характеристики и обозначения регулирующих клапанов, заслонок и закладных устройств, постоянная текстовая информация для опросных листов и др.

В БДТП входит информация о конкретных разработках, по завершению которых временные данные уничтожаются или сдаются в архив. В состав БДТП входит ряд БД: проектируемые объекты, расчет стандартных и специальных сужающих устройств, расчет и выбор исполнительных устройств, опросные листы на дифманометры-расходомеры, закладные устройства. БДТП создается и управляется СУБД Stereodat.

Для расчета и выбора предохранительных клапанов во ВНИПИнефти создана АБД, содержащая две БД: выпускаемых клапанов для использования при проектировании и ранее выпускавшихся отечествен-

ных и зарубежных клапанов для выполнения поверочных расчетов. БД содержат перечни клапанов, их технические характеристики, параметры пружин и грузов.

Для расчета и выбора насосов созданы БД центробежных и поршневых насосов [225]. Для центробежных насосов в БД содержатся координаты опорных точек зависимостей $H = f_1(Q)$, $\eta = f_2(Q)$ и $\Delta h = f_3(Q)$ и расходы, соответствующие границам рабочего диапазона. При выборе насосов для каждого исполнения насоса рассчитывают коэффициенты аппроксимации указанных зависимостей.

Для всех типов насосов имеются файлы, содержащие наименования их типоразмеров и технико-экономические параметры. Например, для центробежных насосов даны диаметр и ширина на выходе рабочего колеса, подача насоса при максимальном КПД, условное давление, диаметр вала на выходе, вес насоса без электродвигателя, стоимость исполнений насосов, различающихся материалом проточной части, код завода-изготовителя и др. В отдельных файлах содержатся марки и параметры электродвигателей для насосов. БД являются открытыми и допускают возможность корректировки содержащейся в них информации.

Для проектирования тепловой изоляции оборудования и трубопроводов, а также для выполнения тепловых расчетов создана БД теплоизоляционных материалов. БД содержит наименования теплоизоляционных изделий и материалов, толщины выпускаемых изделий, средние значения плотности, теплопроводность при 0°С и температурные коэффициенты для горячих поверхностей, а для поверхностей с отрицательными температурами – массив коэффициентов теплопроводности. Для тепловых расчетов повышенной точности имеется информационный фонд коэффициентов теплопроводности материалов труб. В отдельном файле содержатся наименования и технические характеристики покровных слоев.

Для выполнения прочностных расчетов БД содержит марки материалов, допускаемые напряжения, модули упругости и коэффициенты линейного расширения.

В ВНИПИнефть разработаны АРМ'ы технолога и механика проектирования ТТС, а в МХТИ им. Д. И. Менделеева – АРМ по компоновке оборудования [226]. Общая техническая характеристика программного обеспечения АРМ'ов:

1. Операционная система ПЭВМ – *MS DOS* или *PC DOS*, версия 3,0 и выше.

2. Языки программирования: ФОРТРАН, *C*, Ассемблер, *Clipper*.

3. Предусмотрена возможность настройки программного обеспечения АРМ на работу со следующими техническими средствами: адаптерами *CGA*, *EGA*, *VGA*; печатающими устройствами, совместимыми с EPSON; манипуляторами «мышь» типа Microsoft Mouse, IBM Mouse.

4. Время отклика на запрос пользователя (при работе на тактовой частоте ПЭВМ 6 МГц) не превышает: без информирования пользователя 1 – 3 с; с индикацией выполнения вызванной функции 15 с; с периодическим информированием пользователя о предполагаемом времени выполнения, доле выполненных операций по запросу (расчету), промежуточных результатах 20 – 30 мин.

5. Пользователь имеет возможность прервать выполнение запрошенной операции.

6. Программное обеспечение имеет защиту от несанкционированного внесения изменений и копирования.

АРМ по компоновке оборудования (АРМ-ТС-К) предназначено для автоматизированной разработки плана размещения аппаратов, технологических блоков и узлов в объеме проектируемого или реконструируемого производства, а также прокладки трасс внутрицеховых трубопроводов.

Входная информация – характеристика технологической схемы; экспликация продуктов, участков трубопроводов и оборудования. Выходная информация – состав и расположение технологических блоков, узлов, аппаратов; трассы технологических трубопроводов и расположение типовых строительных конструкций.

В процессе выполнения компоновки на дисплей выводят эскизы размещения оборудоания и трассировки трубопроводов, необходимые варианты эскизов выдаются на печатающее утройство.

Эскизы размещения оборудования в плане выполняют с использованием графического расширения фортрана ГРАФОР, чертежи – с использованием базы графических изображений с помощью системы AutoCAD.

АРМ инженера-технолога по проектированию трубопроводных систем (АРМ-ТС-Т) обеспечивает:

выбор диаметров трубопроводов (по рекомендуемым скоростям потоков и по заданным перепадам давлений);

тепловые и гидравлические расчеты разветвленных и неразветвленных, наземных (в том числе с обогревающими спутниками) и подземных трубопроводов;

выбор насосов (центробежных нефтяных и объемных) с гидравлическим расчетом всасывающего и нагнетательного трубопроводов;

выбор предохранительных клапанов с гидравлическим расчетом подводящего и отводящего трубопроводов, проверкой динамической устойчивости работы клапана и трубопроводной системы, расчетом изменения параметров газа и длительности процессов впуска и выпуска газов из аппаратов (определение проходного сечения запорного органа при заданной длительности процесса или наоборот);

проектирование тепловой изоляции трубопроводов, арматуры и оборудования, в том числе выбор теплоизоляционного материала, расчет толщины, объема и поверхности теплоизоляции и составление техдокументации;

составление экспликаций продуктов, участков трубопроводов, предохранительных устройств и насосов, технических формуляров (опросных листов) и спецификаций на насосы, техномонтажных ведомостей, ведомостей объемов работ и материалов теплоизоляции;

определение теплофизических свойств жидких и газообразных про-

дуктов – плотности, вязкости, теплоемкости, теплопроводности, критических параметров, показателя адиабаты (для газов).

Области применения АРМ-ТС-Т:

межцеховые и внутрицеховые трубопроводные системы, магистральные трубопроводы подземной и надземной прокладки с тепловой изоляцией и без теплоизоляции, с подогревом и без подогрева, разветвленные и неразветвленные;

транспортируемые продукты: газ, жидкость и двухфазные газожидкостные потоки;

рабочие давления до 100 МПа, температуры до 900°С, условные проходы от 10 до 1400 мм.

Автоматизированное рабочее место механика (АРМ-ТС-М) предназначено для определения конструктивных параметров надземных трубопроводных систем и их элементов, расчета нагрузок на опоры и штуцеры аппаратов, усилий, деформаций и напряжений в сечениях трубопровода при статических нагрузках, динамических нагрузок и амплитудно-частотных характеристик вибрации трубопроводов. Область применения АРМ-ТС-М ограничена межцеховыми и внутрицеховыми стальными трубопроводами давлением до 10 МПа, работающими при упругих деформациях. Пользователю АРМ-ТС-М предоставляется меню для выбора программ (видов выполняемых работ):

расчет допустимых пролетов трубопроводов;

проверка трубопроводов на температурную самокомпенсацию;

расчет прочности трубопроводов;

расчет и выбор компенсаторов температурного расширения;

расчет на прочность тройникового соединения;

расчет сварного соединения опор трубопроводов со строительными конструкциями;

расчет пульсирующих потоков газа в трубопроводных системах;

расчет пульсирующих потоков жидкости в трубопроводных системах;

расчет переходных процессов и гидроударов в разветвленных трубопроводных системах для перекачки жидкости;

расчет вибрационных процессов;

диагностика вибросостояния трубопроводов.

По каждой из программ просматривают на экране ее краткую аннотацию с описанием назначения и области применения.

После проведения компоновки оборудования и трассировки трубопроводов и выполнения технологических расчетов (с использованием АРМ-ТС-К и АРМ-ТС-Т) определяют допустимые пролеты трубопроводов, расстановку опор и проверяют на температурную самокомпенсацию. В необходимых случаях проводят уточненный расчет с учетом всех действующих нагрузок и определяют реакции в опорах и на штуцерах аппаратов, внутренние усилия и напряжения, перемещения оси трубопровода. По результатам расчетов корректируют расчетную схему: перемещают и заменяют опоры, изменяют конфигурацию.

Далее проводят расчет на прочность элементов трубопроводов:

компенсаторов, тройников, сварных соединений и др.

Дополнительный расчет проводят для трубопроводов, подверженных динамическим нагрузкам. При необходимости уменьшения динамических нагрузок, а также отстройки от резонансных колебаний в трубопроводную систему вносят изменения и расчет повторяют. После получения возмущающих воздействий рассчитывают параметры вибрации.

Результаты расчета пульсирующих потоков и вибрационных процессов анализируются программой «Диагностика вибросостояния трубопроводов». По результатам анализа дается заключение о допустимости уровней пульсации и вибрации и рекомендации по их уменьшению.

Для установки описанных АРМ ПЭВМ должна быть укомплектована жестким диском не менее 20 Мбт.

Диалоговый ввод данных удовлетворяет следующим требованиям:

минимум входной информации – только данные, которые обязан ввести проектировщик, а справочные и нормативные данные поступают из баз данных или программных файлов;

наглядная форма представления исходных данных, соответствующая принятым в проектировании понятиям и терминологии;

подсказки при введении исходных данных (автоматически или по вызову пользователя), так что при работе с АРМ'ами не требуется дополнительных инструктивных материалов на бумажном носителе;

развитая система диагностики исходных данных с подробными сообщениями о допускаемых пользователем ошибках.

АРМ-ТС-К, АРМ-ТС-Т и АРМ-ТС-М предназначены для использования при проектировании трубопроводных систем вновь создаваемых и реконструируемых объектов нефтеперерабатывающих, химических, нефтехимических производств, а также других отраслей.

Название программы, разработчик	Язык программирования	Примечание
ЭВМ серии ЕС, ПЭВМ типа PC/AT и PS/2 Гидравлические и тепловые расчеты. Выбор основных конструктивных и технологических параметров трубопроводных систем		
1. Выбор условного диаметра трубопровода ДИАМЕТР, ВНИПИнефть	ФОРТРАН, ОС ЕС, MS DOS, PC DOS	Для газов, жидкостей и двухфазных газожидкостных потоков. Учитывается электризация органических жидкостей. Составляется экспликация трубопроводов
2. Выбор диаметра неразветвленного нагнетательного трубопровода BPD1M, ВНИПИнефть	То же	Для газов и жидкостей. Определяются параметры компрессора или насоса
3. Выбор диаметра неразветвленного трубопровода при заданных давлениях в начальной и конечной точках BPD3M, ВНИПИнефть	»	Для газов и жидкостей
4. Выбор диаметра разветвленного трубопровода BPD4M, ВНИПИнефть	»	То же
5. Гидравлический расчет неразветвленного трубопровода BPGRM, ВНИПИнефть	»	»
6. Гидравлический расчет разветвленного трубопровода BPGRRTM, ВНИПИнефть	»	»
7. Гидравлический расчет неразветвленных трубопроводов ГРТ, ГИАП	ПЛ-1, ОС ЕС; ПАСКАЛЬ, MS DOS	
7*а*. Выбор диаметров и гидравлический расчет трубопроводных систем ГИДРОСИСТЕМА, ВНИПИнефть	ФОРТРАН, CLIPPER, *MS DOS*, *PR DOS*	Расчет разветвленных и неразветвленных трубопроводных систем для газов и жидкостей
8. Гидравлический расчет трубопроводов горячей воды (графиков пьезометрических давлений) ПЬЕЗОМЕТР, ГИАП	ПАСКАЛЬ, MS DOS	

Название программы, разработчик	Язык программирования	Примечание
9. Гидравлический расчет трубопроводов перегретого пара ПАРУС, ГИАП	ПЛ-1, ОС ЕС; ПАСКАЛЬ, MS DOS	
10. Тепловой и гидравлический расчет неразветвленного трубопровода BPTGRM, ВНИПИнефть	ФОРТРАН, ОС ЕС, MS DOS, PC DOS	Для газов и жидкостей
11. Тепловой и гидравлический расчет разветвленного трубопровода BPTPTM, ВНИПИнефть	То же	То же
12. Тепловой и гидравлический расчет системы трубопроводов с обогревающим спутником СПУТНИК, ВНИПИнефть	»	Обогрев неподвижного продукта водяным спутником
13. Программа расчета тепловых потерь POTERI, ВНИПИэнергопром	»	
14. Проектирование тепловой изоляции оборудования и трубопроводов ИЗОЛЯЦИЯ, ВНИПИнефть	»	Пакетный и диалоговый режим
15. Выбор насосов НАСОС, ВНИПИнефть	»	Выбор центробежных нефтяных и объемных насосов и составление заказной документации
16. Выбор насосов из базы данных и оформление спецификации НАСОСЫ, ГИАП		
17. Выбор дымососов и дутьевых вентиляторов VENTSMOK	ФОРТРАН, MS DOS, PC DOS	
18. Расчет предохранительных клапанов ПРЕДКЛАПАН, ВНИПИнефть	ФОРТРАН, С, MS DOS, PC DOS	Расчет и выбор клапана составление экспликации

Тепловой и гидравлический расчет трубопроводов с двухфазными потоками ПОТОК-2Ф, ВНИПИнефть	ФОРТРАН, CLIPPER, MS DOS, PC DOS	Расчет пространственных трубопроводов с местными сопротивлениями
Комплекс программ расчета сужающих устройств СУ, ВНИПИнефть	С, MS DOS, PC DOS	Расчет и составление опросных листов
Комплекс программ расчета исполнительных устройств ИУ, ВНИПИнефть	То же	То же
Гидравлический расчет кольцевых водопроводных сетей BWGRCSM, ВНИПИнефть	ПЛ-1, ОС ЕС, ФОРТРАН, MS DOS PC DOS	Системы водоснабжения
Гидравлический расчет трасс самотечных сетей канализации BWGRSSM, ВНИПИнефть	То же	
Система теплофизических автоматизированных расчетов свойств СТАРС, ВНИПИнефть	С, MS DOS PC DOS	Расчет 1600 веществ
Система расчета свойств газов и жидкостей FIZHIM, ГИАП	То же	Расчет 400 веществ и их смесей
19. Расчет физических свойств сред в программах автоматизированного проектирования трубопроводных систем СВОЙСТВА, ВНИПИнефть	»	
20. Расчет температурных графиков TEMGRA, ВНИПИэнергопром	»	

Расчет нестационарных процессов в трубопроводных системах

21. Расчет пульсирующих потоков в трубопроводных системах ПУЛЬСАЦИЯ, МИНГ им. И. М. Губкина	ФОРТРАН, ОС ЕС, MS DOS, PC DOS	Расчет трубопроводных систем с поршневыми компрессорами
22. Расчет пульсирующих потоков газа в трубопроводных системах LINGAS, НИИТП	То же	
23. Расчет пульсирующих потоков жидкости в трубопроводных системах LINGID, НИИТП	»	
24. Расчет переходных процессов в газопроводах NELGAS, НИИТП	»	
25. Расчет переходных процессов и гидроударов в разветвленных трубопроводных системах для перекачки жидкостей NELGID, НИИТП	»	
26. Расчет процессов в аппаратах при впуске и выпуске газа ВГ, ВНИПИнефть	ФОРТРАН, CLIPPER, MS DOS, PC DOS	Определение длительности процессов или проходного сечения клапана
Расчет вибрационных процессов ВИБРАЦИЯ, МИНГ им. И. М. Губкина, ВНИПИнефть	ФОРТРАН, MS DOS PC DOS	Амплитудно-частотные характеристики трубопроводных систем
Диагностика вибросостояния трубопроводов ДИАГНОСТИКА, Интертехдиагностика	То же	

Расчет трубопроводов на прочность

27. Расчет прочности пространственного неразветвленного трубопровода ПРОЧНОСТЬ, ВНИПИнефть	ФОРТРАН, ОС ЕС, MS DOS, PC DOS	
28. Расчет допускаемых пролетов трубопроводов ПРОЛЕТ, ВНИПИнефть	То же	

Название программы, разработчик	Язык программирования	Примечание
29. Расчет и выбор компенсаторов температурного расширения КОМПЕНСАТОР, ВНИПИнефть	»	Расчет оптимального вылета П-образного компенсатора. Пакетный и диалоговый режимы
30. Расчет на прочность тройникового соединения ТРОЙНИК, Гидропроект, ВНИПИнефть	ФОРТРАН, MS DOS, PC DOS	
31. Проверка трубопроводов на температурную самокомпенсацию ТКТ, ВНИПИнефть	ФОРТРАН, CLIPPER, MS DOS, PC DOS	Критериальная оценка компенсирующей способности трубопровода
32. Расчет прочности пространственного разветвленного трубопровода ПРТ-6, ГИАП	ПЛ-1, ОС ЕС, С, MS DOS	Ввод данных в диалоговом режиме с использованием программы ЭСКИЗ и вычерчиванием аксонометрической схемы трубопровода
33. Расчет деталей трубопроводов высокого давления, ИркутскНИИхиммаш		Расчет труб, отводов, переходов, тройников, фланцев, приварных патрубков, шпилек по ОСТ 108.031.10–85 и РД РТМ 26-01-44-78
34. Расчет фланцевых соединений, ИркутскНИИхиммаш		Расчет плоских, цельных и свободных фланцев по ОСТ 5.5137-73 и РД 26-15-88
АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ВЫПУСК ПРОЕКТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ		
35. Комплекс программ автоматизированного выпуска сметной документации к проектам зданий и сооружений СМЕТА, Союзводоканалпроект	С, MS DOS	Выпуск локальных объектных, сводных смет, ведомостей потребности в материалах и ресурсах, ведение базы данных архива смет

Примечание: отдельные виды документации выпускаются также программами по п. п. 1, 14–17

Название программы, разработчик	Язык программирования	Примечание
АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ РАБОЧИЕ МЕСТА (АРМ)		
36. АРМ технолога по проектированию трубопроводных систем АРМ-ТС-Т, ВНИПИнефть	ФОРТРАН, CLIPPER, MS DOS, PC DOS	Выбор диаметров, гидравлические и тепловые расчеты; выбор насосов и предохранительных клапанов, проектирование тепловой изоляции, выпуск документации
37. АРМ механика по проектированию трубопроводных систем АРМ-ТС-М, ВНИПИнефть	То же	Расчет прочности трубопроводов и их элементов при статических и динамических нагрузках
38. АРМ по компоновке оборудования АРМ-ТС-К, МХТИ им. Д. И. Менделеева	ФОРТРАН, PROLOG, MS DOS, PC DOS	Размещение оборудования и трассировка трубопроводов в заданном пространстве
ЭВМ серии ЕС		
Гидравлические и тепловые расчеты. Выбор основных конструктивных и технологических параметров		
1. Гидравлический расчет газопровода низкого давления ДАВНИЗ, ВНИПИтермнефть, Краснодар		Выбор основных параметров
2. Расчет систем газопровода высокого давления ДАВГАЗ, ВНИПИтермнефть		
3. Гидравлический расчет промысловых систем сбора газа АМБА-08, Гипротюменнефтегаз	ПЛ-1	Для систем типа дерева, обеспечивающих сбор газа за счет разности давлений
4. Гидравлический расчет газопроводов АМБА-1130, Гипротюменнефтегаз	То же	С учетом параллельной прокладки труб и температурного перепада

Название программы, разработчик	Язык программирования	Примечание
5. Расчет параметров сложного однониточного магистрального газопровода при стационарном и нестационарном режимах газопередачи СОДМГ, ин-т Кибернетики и ВЦ НПО «Кибернетика» АН УзССР, Ташкент, 1986	ФОРТРАН, ДОС ЕС	Решение задач АСУ ТП магистральных газопроводов
6. Расчет напорных водоводов, Гипротюменнефтегаз	ПЛ-1	
7. Расчет гидравлических сетей RGS-78, Сибгипромез	То же	Выбор диаметров и определение параметров насосов и регулирующей арматуры
8. Гидравлический расчет разветвленных сетей продуктопроводов Г-14М, Гипрокаучук	ФОРТРАН	Для газов и жидкостей
9. Гидравлический расчет кольцевых водопроводных сетей BWGRCSM, ВНИПИнефть	ПЛ-1	Системы водоснабжения
10. Гидравлический расчет трасс самотечных сетей канализации BWGRSSM, ВНИПИнефть	То же	
11. Гидравлический и технико-экономический расчет систем подачи и распределения воды GRSPO, ВНИИВОДГЕО	»	Кольцевые системы водоснабжения
12. Гидравлический расчет разветвленного распределительного трубопровода GIDRA и LAOKON; Куйбышевский СКБ «Нефтехимавтоматика», 1985	»	
13. Теплогидравлический расчет изолированных нефтепродуктопроводов MAZUT, Волгоград НИПИнефть	ФОРТРАН	Расчет нефтепродуктопроводов и трубопроводов для воды
14. Расчет падения температуры в нефтепроводе UPADT, ВНИПИтермнефть		

Название программы, разработчик	Язык программирования	Примечание
15. Гидравлический и тепловой расчеты трубопроводных сетей ТР-ПФ08Г, ОНПО «Пластполимер», 1981	ФОРТРАН	Расчет разветвленных трубопроводов
16. Расчет систем теплоснабжения RASIT, Укргипрогаз	ПЛ-1	С выбором дроссельных шайб
17. Расчет сложной разветвленной сети трубопроводов для транспорта горячей воды ТАНВД, ВНИПИтермнефть	То же	То же
18. Пакет прикладных программ «Теплоснабжение» ВНИПИэнергопром, Карагандинский политехнический институт	ОС ЕС	Расчет теплогидравлических режимов теплоснабжающих систем
19. Автоматизированное проектирование тепловой изоляции трубопроводов и аппаратов АПРИЗ, ГИАП	ПЛ-1, ОС ЕС	
20. Выбор диаметра трубопровода с регулирующим клапаном, ВРТРКМ, ВНИПИнефть	ФОРТРАН, ПЛ-1	Для газов и жидкостей
21. Гидравлический расчет трубопровода с регулирующим клапаном Г-11М, Гипрокаучук	ФОРТРАН	То же
22. Гидравлический расчет трубопроводов с регулирующим клапаном при вскипании жидкости в клапане Г-22, Гипрокаучук	То же	Расчет двухфазного однокомпонентного потока
23. Выбор типа и расчет характеристик регулирующих клапанов KLAPAN, ВНИИПроект, Укргипромез	ПЛ-1	
24. Автоматизированный расчет регулирующих дроссельных клапанов KLARA, Укргипромез, 1985	То же	
25. Расчет стандартных сужающих устройств BAKARDM, ВНИПИнефть	»	Поверочный расчет по РД 50-213–80
26. Расчет стандартных диафрагм ДИАФ, ГИПХ		

Название программы, разработчик	Язык программирования	Примечание
27. Расчет предохранительных клапанов ВРРКМ, ВНИПИнефть, 1989	ПЛ-1, ФОРТРАН	Выбор серийно выпускаемых клапанов с проверкой динамической устойчивости системы. Составляется экспликация клапанов
28. Расчет предохранительного клапана BRP/245, ЛенНИИхиммаш, 1984	ФОРТРАН, ДОС ЕС	Расчет клапанов компрессорных установок
29. Расчет и выбор химических насосов с выпуском проектной документации NAXIM, Львовский ф-л КНПО «МАСМА», 1988	То же	
30. Автоматизированный расчет и выпуск опросных листов насосного оборудования ОПРОС, Кишиневский ГСПИ		Системы водоснабжения и канализации
31. Расчет струйных насосов СТРУЯ, Горьковский ф-л Леннефтехим		
32. Расчет размеров эжектора EGEK, Дзержинский НИХТИ		
33. Термодинамический расчет компрессора BRP/272, ЛенНИИхиммаш		
34. Расчет процесса компремирования газа, ВНИПИгазпереработка, г. Краснодар	ПЛ-1	
35. Автоматизированная система трассировки межцеховых коммуникаций при решении генпланов химических заводов СОПОТ–78, ЦНИИпромзданий, ВНИПИнефть, 1983	ФОРТРАН	
36. Комплексы программ по оптимизации разветвленных и многоконтурных трубопроводных систем ТРАССА, СТРУКТУРА, ДИПР, СОСНА; СЭИ, ВНИПИэнергопром, Союзгипроводхоз	То же	Системы газопроводов и продуктопроводов

Название программы, разработчик	Язык программирования	Примечание
37. Комплекс «Единая отраслевая система математического и программного обеспечения оптимального проектировния магистральных газопроводов» КАНВА, Институт газа АН УССР, ВНИИгаз	»	
38. ППП газотермодинамических расчетов параметров сложных систем магистральных газопроводов ГТДРСМ, Ин-т кибернетики с ВЦ НПО «Кибернетика» АН УзССР, Ташкент, 1986	ФОРТРАН, ДОС ЕС	
Расчет двухфазных газожидкостных потоков		
39. Гидравлический расчет сложных трубопроводных систем, транспортирующих нефтегазовые или водонефтегазовые смеси с большим газовым фактором ТРУБА-2, Гипротюменнефтегаз, 1978	ПЛ-1	Системы сбора и транспорта нефти и газа типа дерева
40. Гидравлический расчет сложных трубопроводных систем, транспортирующих нефтегазовые или водонефтегазовые смеси TPMNST, Гипротюменнефтегаз	То же	Подбор диаметров участков
41. Расчет трубопроводов, транспортирующих нестабильный конденсат в двухфазном состоянии PEREPAD, УкргипроНИИнефть, г. Киев	ФОРТРАН, ДОС ЕС	То же
42. Гидравлический расчет перекачки газонефтяных смесей. ТатНИПИнефть		»
43. Гидравлический расчет трубопроводов при движении нефтегазовой смеси GIDRA, Гипровостокнефть, г. Куйбышев		
44. Гидравлический расчет трубопроводов при движении газожидкостных смесей, ограниченных пределами $0{,}95 < \beta < 1$ и $0{,}01 \leqslant Fr$, СМЕСЬ, ВНИПИтермнефть		

Название программы, разработчик	Язык программирования	Примечание
45. Расчет расходных характеристик трубопроводов, транспортирующих нефтяной газ и конденсат TRGAS-4, ВНИПИгазпереработка, 1985. Версия на ФОРТРАНЕ: Западно-Сибирский ф-л ВНИПИгазпереработка, г. Нижневартовск, 1987	ПЛ-1	Магистральные трубопроводы
46. Гидравлический расчет участка трубопровода, транспортирующего конденсат ПРОВОДОК, Гипротюменнефтегаз	То же	
47. Гидравлический расчет шлейфовых газопроводов для транспорта газоконденсатных смесей от скважин до установок подготовки газа F2DOTBR; ВНИИгаз, 1986. КРОНА–88 (расширенная версия), ВНИПИшельф, 1988	ФОРТРАН, ДОС ЕС	Расчет трубопровода одного диаметра
48. Гидравлический и тепловой расчеты трубопроводного транспорта нефтегазовых смесей с фазовыми переходами при пузырьковом режиме течения, МИНГ им. И. М. Губкина, 1985	ПЛ-1	
49. Гидравлический расчет трубопроводов для водонефтегазовых эмульсий вида: нефть в воде, вода в нефти, ВолгоградНИПИнефть		
50. Гидравлический расчет трубопроводов, транспортирующих нефтегазовые смеси FORMIR, ВолгоградНИПИнефть		
Расчет нестационарных процессов		
51. Пуск «горячего» трубопровода ПУСК, ВолгоградНИПИнефть		Прогрев подземных трубопроводов маловязкой жидкостью

Название программы, разработчик	Язык программирования	Примечание
52. Гидравлический расчет трубопроводов при выходе на стационарный режим работы TUMASIK, ВНИИСПТнефть		
53. Расчет собственных частот колебаний давления газа BRP/257, ЛенНИИхиммаш, 1987	ПЛ-1, ДОС ЕС	
54. Расчет собственных частот механических колебаний трубопровода BRP/286, ЛенНИИхиммаш, 1987	То же	
55. Расчет пульсации давления и скорости газа в коммуникациях поршневых компрессоров BRP/201, ЛенНИИхиммаш		
56. Расчет объема буферных емкостей, диафрагмы и диаметра трубы BRP/251, ЛенНИИхиммаш, 1987	ФОРТРАН, ДОС ЕС	
57. Расчет вибрационных процессов BPRVPM, МИНГ им. И. М. Губкина, ВНИПИнефть, 1989	ФОРТРАН	Амплитудно-частотные характеристики трубопроводных систем
Расчет трубопроводов на прочность		
58. Расчет прочности и жесткости пространственного разветвленного трубопровода СТАРТ, Гипрокаучук	Ассемблер, ФОРТРАН	
59. Расчет самокомпенсации типовых схем плоской прокладки трубопроводов различного назначения ТИС-СА, Гипрокаучук	ФОРТРАН	
60. Расчет трубопроводов на самокомпенсацию BRP/258, ЛенНИИхиммаш, 1987	ПЛ-1, ДОС ЕС	
61. Программы расчета на прочность разветвленных трубопроводов АСТРА (АСТРА-М, АСТРА-АЭС, АСТРА-ДИН), ЦКТИ им. И. И. Ползунова	ФОРТРАН, ПЛ-1, Ассемблер	В скобках даны модификации программы АСТРА
62. Автоматизированная система расчета прочности трубопроводов ASCP, Марийский политехнический институт, 1988	ФОРТРАН	Учет статических и динамических воздействий

Продолжение приложения 1

Название программы, разработчик	Язык программирования	Примечание
63. Расчет прочности пространственного разветвленного трубопровода ПРТ-6, ГИАП	ПЛ-1, ОС ЕС	Набор задания в диалоговом режиме с использованием программы ЭСКИЗ и вычерчиванием аксонометрической схемы трубопровода
64. Расчет П-, Z-, Г-образных компенсаторов, Роспромколхозпроект	То же	Тепловые сети
65. Расчет линзового компенсатора BRP/225, ЛенНИИхиммаш		
66. Расчет фланцевых соединений ОСТ 373, FLANGE, ВНИИнефтемаш		
67. Определение основных конструктивных параметров подземных трубопроводов ОКП-86, ВНИИСТ и ЮжНИИгипрогаз, 1987	ФОРТРАН	По СНиП 2.05.06–85
68. Распределение напряжений в сечении трубопровода с учетом упругопластической деформации металла УПД-86, ВНИИСТ и ЮжНИИгипрогаз, 1986	То же	То же
69. Расчет напряженно-деформированного состояния подземного трубопровода при произвольном очертании оси в горизонтальной и вертикальной плоскостях, несовмещенных углах поворота и закреплении грузами и анкерами с малой удерживающей способностью ПРУТ-88, ВНИИСТ и ЮжНИИгипрогаз, 1989	ФОРТРАН, ПЛ-1	
70. Расчет геометрических и механических параметров трубопровода при упругом изгибе в вертикальной плоскости ПИКЕТ-86, ВНИИСТ и ЮжНИИгипрогаз, 1986	То же	Определение пригрузки и профиля дна траншеи
71. Расчет устойчивости криволинейных откосов ИЗГИБ, ВолгоградНИПИнефть		Прочность трубопровода при изгибе и вертикальном перемещении
72. Определение коэффициентов понижения жесткости и интенсификации напряжений криволинейных участков трубопроводов ОТВОД–86, ВНИИСТ и ЮжНИИгипрогаз, 1986	ФОРТРАН	Учет внутреннего давления, влияния сопряжения с прямолинейными участками
73. Расчет тройников КРОТ, ГИАП	ПЛ-1, ОС ЕС	Работает в диалоге
Автоматизированный выпуск проектной документации		
74. Система автоматизированного выпуска проектной документации по трубопроводам СТРУНА, ГИАП	ПЛ-1, ОС ЕС	

Продолжение приложения 1

Название программы, разработчик	Язык программирования	Примечание
75. Система автоматизированного изготовления документации на трубы, детали, трубопроводную арматуру и изоляцию трубопроводов САИД-Т, Гипрокаучук	То же	Состоит из 4 комплексов: «Расчет», «Банк», «Архив», «Изоляция». Используется в производствах синтетического каучука и нефтепереработки
76. Программа расчета, выбора, составления спецификаций и опросных листов средств КиА ВАКАО1М, ВНИПИнефть	»	Производства нефтехимии и нефтепереработки
77. Комплексная автоматизированная система разработки сметной документации АВС-3ЕС, Белгоспроект, КазахпромстройНИИпроект	»	Выпуск смет, ведомостей, спецификаций
78. Автоматизированное составление спецификаций и смет ОМЕГА, Проектавтоматика, г. Ленинград		

Примечание. Отдельные виды документации выпускаются также программными средствами, указанными в пп. 19, 27, 29, 30.

Пакеты прикладных программ расчета теплофизических свойств и фазового равновесия (ППП ТФС и ФР)

79. ППП ТФС и ФР «ИСТРА», ВНИПИнефть	ПЛ-1, Ассемблер, ФОРТРАН	Входит 1600 веществ нефтехимии и нефтепереработки
80. Автоматизированная всесоюзная единая система теплофизического абонирования «АВЕСТА-2», Термодинамический центр Киевского НПО «МАСМА»	То же	Рассчитывается 31 свойство по 33 классам веществ (всего более 1700 веществ) и их смесей. В технологических программах используется в комплексе с ППП «АСТРА»
81. ППП ТФС TERMOS, INGAS, Институт газа АН УССР		Смеси 25 веществ углеводородов парафинового ряда, сероводорода, углекислоты и азота
82. Система расчета физико-химических свойств, чистых газов и жидкостей и их смесей с банком данных FIZHIM, ГИАП	ПЛ-1	Рассчитывается 40 свойств для 400 веществ и их смесей
83. ППП СВОЙСТВА, МХТИ им. Менделеева		Входят 400 веществ и их бинарных смесей
84. Расчет теплофизических свойств смесей углеводородов парафинового ряда RASSUG, УкргипроНИИнефть		

Приложение 2. Соотношения между некоторыми единицами измерения и единицами системы СИ

Величины	Несистемные единицы измерения	Единица измерения в СИ
Вес, сила	1 кгс	9,807 Н
Давление	1 кг/см^2	0,098 МПа
	1 бар	0,1 МПа
	1 м вод. ст.	9,807 кПа
	1 мм рт. ст.	133,4 Па
		Па = Н/м^2
Динамическая вязкость	1 пз	0,1 Нс/м^2
	1 спз	1 мПа·с
	1 кг·с/м^2	9,807 Нс/м^2
Кинематическая вязкость	1 сСт	10^{-6} м^2/с
Мощность, тепловая нагрузка	1 ккал/с	4,187 кВт
	1 л.с.	0,7355 кВт
Работа, теплота, энергия	1 кВт·ч	3600 кДж
	1 ккал	4,187 кДж
	1 кгс·м	$0{,}9807 \cdot 10^{-4}$ кДж
Тепловой поток	1 ккал/(м^2·ч)	$1{,}163 \cdot 10^{-3}$ кВт/м^2
Теплоемкость, энергия	1 ккал/(кг·°С)	4,187 кДж/(кг·К)
Теплоотдача	1 ккал/(м^2·ч·°С)	1,163 Вт/(м^2·К)
Теплопроводность	1 ккал/(м·ч·°С)	1,731 Вт/(м·К)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Сухарев М.Г., Спавровский Е.Р., Брянских В.Е.* Оптимальное развитие систем газоснабжения. М.: Недра, 1981. 294 с.
2. *Каганович Б.М.* Дискретная оптимизация тепловых сетей. Новосибирск: Наука, 1978. 85 с.
3. *Мереньков А.П., Хасилев В.Я.* // Теория гидравлических цепей М.: Наука, 1985. 278 с.
4. *Миркин А.З.* // Трубопроводные системы в энергетике / Под ред. Ю.П. Коротаева. М.: Наука, 1985. С.65–78.
5. *Агапкин В.М., Кривошеин Б.Л., Юфин В.А.* Тепловой и гидравлический расчеты трубопроводов для нефти и нефтепродуктов. М.: Недра, 1981. 256 с.
6. *Тугунов П.И.* Нестационарные режимы перекачки нефтей и нефтепродуктов. М.: Недра, 1984. 223 с.
7. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. 559 с.
8. *Тишков А.С.* Оптимальное технологическое проектирование нефтепроводов. Л.: Недра, 1982. 263 с.
9. *Фокс Д.А.* Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах. М.: Энергоиздат, 1981. 247 с.
10. *Камерштейн А.Г., Рождественский В.В., Ручимский М.Н.* Расчет трубопроводов на прочность: Справочная книга. М.: Недра, 1969. 440 с.
11. *Магалиф В.Я., Якобсон Л.С.* Расчеты трубопроводов на вычислительных машинах. М.: Энергия, 1969. 295 с.

12. *Костовецкий Д.Л.* Прочность трубопроводных систем энергетических установок. Л.: Энергия, 1973. 264 с.
13. *Айнбиндер А.Б., Камерштейн А.Г.* Расчет магистральных трубопроводов на прочность и устойчивость. М.: Недра, 1982. 344 с.
14. *Самарин А.А.* Вибрации трубопроводов энергетических установок и методы их устранения. М.: Энергия, 1979. 289 с.
15. Стальные трубы: Справ. издание: Пер. с немецк./ Под ред. Д. Шмидта. М.: Металлургия, 1982. 536 с.
16. Справочник по пластмассовым трубам: Пер. с немецк./ Под ред. Г. Лауэра. Л.: Химия, 1985. 248 с.
17. *Миркин А.З.*// Информ. бюлл. по хим. пром-сти. М.: СЭВ, 1981. № 2. С. 18–22.
18. СН 527-80. Инструкция по проектированию технологических стальных трубопроводов p_y до 10 МПа. М.: Стройиздат, 1981. 47 с.
19. *Севастьянов М.И.* Технологические трубопроводы нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов. М.: Химия, 1972. 312 с.
20. *Миркин А.З.*//Известия АН СССР. Энергетика и транспорт. 1988. № 1. С. 101–109.
21. *Арсеньев Ю.Д.* Теория подобия в инженерных экономических расчетах. М.: Высшая школа, 1967. 261 с.
22. *Кафаров В.В., Мешалкин В.П., Богомолов Б.Б.*// ТОХТ. 1982. Т.XVI. С. 83–89.
23. *Варгафтик Н.Б.* Справочник по теплофизическим свойствам жидкостей и газов. М.: Наука, 1972. 720 с.
24. Нефти СССР. Справочник. Т. 1–4. М.: Химия, 1971. Т. 1–504 с; т. 2–392 с; т. 3–616 с; т. 4–792 с.
25. *Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т.* Свойства газов и жидкостей. Л.: Химия, 1982. 591 с.
26. *Агапкин В.М., Борисов С.Н., Кривошеин Б.Л.* Справочное руководство по расчетам трубопроводов. М.: Недра, 1987. 191 с.
27. *Хайман М.Х.*// Инженер-нефтяник. 1969. № 3. С. 88-98; № 4. С. 25–36.
28. *Френкель М.И.* Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1969. 743 с.
29. Кислород: Справочник. Ч. 1. М.: Металлургия, 1967. 422 с.
30. *Перри Дж.* Справочник инженера-химика. Т. 1. Л.: Химия, 1969. 640 с.
31. *Гуревич И.Л.* Общие свойства и первичные методы переработки нефти и газа. М.: Химия, 1972. 359 с.
32. *Бретшнайдер С.* Свойства газов и жидкостей. Инженерные методы расчета. М.: Химия, 1966. 536 с.
33. Справочник по проектированию магистральных трубопроводов/ Под ред. А.К. Дерцакяна. М.: Недра, 1977. 519 с.
34. Методы расчета теплофизических свойств газов и жидкостей. Л.: Химия, 1974. 248 с.
35. *Эмирджанов Р.Т.* Основы технологических расчетов в нефтепереработке. М.–Л.: Химия, 1965. 544 с.
36. Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки: Справочник. М.: Химия, 1979. 568 с.
37. *Рябин В.А., Остроумов М.А., Свит Т.Ф.* Термодинамические свойства веществ. М.: Химия, 1977. 392 с.
38. *Столяров Е.А., Орлова Н.Г.* Расчет физико-химических свойств жидкостей. Л.: Химия, 1976. 112 с.
39. *Церлинг Ю.Н., Миркин А.З.*// Информ. бюлл. по хим. пром-сти. М.: СЭВ, 1979. № 5. С. 41–42.
40. *Голубев И.Ф., Гнездилов Н.Е.* Вязкость газовых смесей. М.: Стандартгиз, 1971. 237 с.
41. *Scamenca D.G., Tassios D.P.*// Ind. Eng. Chem. Process Des. Develop. 1971. V. 10, N. 1. P. 59–64.
42. *Gambill W.R.*//Chem. Eng. 1959. V. 66. N 3. R. 123-126.
43. СНиП 2.04.07-86. Тепловые сети. М.: Госстрой СССР. 1988. 48 с.

44. *Церлинг Ю. Н.*// Математическое и программное обеспечение автоматизированного проектирования производств нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышлеиности. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1978. С. 126–135.
45. *Верма Ч. П.*// Нефть, газ и нефтехимия за рубежом. 1979. № 8. С. 104–107.
46. *Шапиро Г. И., Ехлаков С. В., Абрамов В. В.* Пластмассовые трубопроводы. М.: Химия, 1986. 143 с.
47. Рекомендации для гидравлического расчета напорных и безнапорных трубопроводов из полиэтиленовых труб. М.: Минэнерго СССР, 1983. 196 с.
48. *Бакулкин Б. И., Скакунов М. Г., Слонимер Б. М.* Проектирование и монтаж стеклянных трубопроводов. М.: Стройиздат, 1981. 285 с.
49. Автоматизированное проектирование трубопроводных систем нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств: Сб. науч. трудов ВНИПИнефть. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1982. 208 с.
50. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник. Кн. 2. М.: Энергоатомиздат, 1988. 560 с.
51. *Кондратьева Т. Ф.* Предохранительные клапаны. Л.: Машиностроение, 1976.
52. *Астахов Б. А.*// Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1984. №6. С. 8–11.
53. *Кузнецова Т. В., Миркин А. З., Усиньш В. В., Черновисов Г. Н.*// Информ. бюлл. по хим. пром-сти. М.: СЭВ, 1981. № 2. С. 25–26.
54. РТМ 108. 031. 05–84. Оборудование теплообменное АЭС. Расчет тепловой и гидравлический. Л.: НПО ЦКТИ, 1986. 179 с.
55. Справочник по теплообменникам. Т. I. М.: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.
56. *Уоллис Г.* Одномерные двухфазные течения. М.: Мир, 1972. 440 с.
57. Теплопередача в двухфазном потоке/ Под ред. Д. Баттерворса и Г. Хьютта. М.: Энергия, 1980. 328 с.
58. *Adewumi M. A., Bukacek R. F.*// J. of pipelines. 1985. N 5. P. 1–14.
59. *Weisman J. et al.*// Int. J. Multiphase Flow. 1979. V. 5. N 6. P. 437–462.
60. *Делайе Дж., Гио М., Ритмюллер М.* Теплообмен и гидродинамика в атомной и тепловой энергетике. М.: Энергоатомиздат, 1984. 424 с.
61. *Dziubinski M.*// Inżynieria chemiczna i procesowa 1986. V. 7. N 1. P. 3–19.
62. *Tingkuan Ch., Zhihua J., Qian W.*// J. Ch. Ind. Eng. (China). 1986. V.1. N 2. P. 1–12.
63. *Barnea D. et al.*// Int. J. Multiphase Flow. 1980. V. 6. N 3. P. 217–225.
64. *Арманд А. А.*// Изв. ВТИ. 1946. N1. С. 16–23.
65. *Пермяков В. В., Подсушный А. М.*// ИФЖ. 1970. Т. 18. № 3. С. 409–413.
66. *Федоткин И. М., Фирсюк В. Ф.* Интенсификация теплообмена в аппаратах химических производств. Киев: Техника, 1971. 216 с.
67. *Чисхолм Д.* Двухфазные течения в трубопроводах и теплообменниках. М.: Недра, 1986. 204 с.
68. *Маньковский О. Н., Толчинский А. Р., Александров М. В.* Теплообменная аппаратура химических производств. Л.: Химия, 1976. 368 с.
69. *Кутателадзе С. С., Стырикович М. А.* Гидродинамика газожидкостных систем. М.: Энергия, 1976. 296 с.
70. *Елин Н. Н., Арсенов В. Г.*// ИФЖ. 1984. Т. XVI. № 2. С. 196–202.
71. *Боршанский В. М. и др.*// Тр. ЦКТИ им. Ползунова. Вып. 139. Л., 1976. С. 72–80.
72. Вопросы гидравлического расчета трубопроводов при совместном движении нефти и газа. М.: ВНИОЭНГ, 1968. 64 с.
73. *Клапчук О. В.*// Проблемы транспорта и хранения газа. ВНИИГАЗ. М., 1979. С. 38–50.
74. *Нортсебо А.*// РЖ Тепло- и массообмен. 1987. № 6. С. 33.
75. *Хьютт Дж., Холл-Тейлор Н.* Кольцевые двухфазные течения. М.: Энергия, 1974. 407 с.
76. Гидравлический расчет котельных агрегатов: нормативный метод. М.: Энергия, 1980. 328 с.
77. *Рябов В. Г., Карасев В. Б., Козлов Ю. В.*// Теплоэнергетика. 1984. № 7. С. 68–70.

78. *Боршанский В. М. и др.*// Тр. ЦКТИ. Л., 1976. № 139. С. 35–48.
79. *Кузнецкий Р. С., Рабинович А. М., Филиппов О. В.* Гидравлика установок испарительного охлаждения. М.: Металлургия, 1984. 190 с.
80. *Дейч М. Е., Филиппов Г. А.* Газодинамика двухфазных сред. М.: Энергия, 1968. 361 с.
81. *Радовский И. С.* Скорость звука в двухфазной пароводяной смеси. М.: Изд. стандартов, 1982. 64 с.
82. *Фисенко В. В. и др.*// Изв. вузов. Энергетика, 1988. № 7. С. 100–102.
83. *Ганиев Р. Ф., Гудушаури Э. Г. и др.*// ТВТ. 1984. № 5. С. 1022–1024.
84. *Гудушаури Э. Г. и др.*// Вестник машиностроения. Киев–Донецк. 1987. № 2. С. 39–40.
85. *Rippel G. R. et al.*// Ind. Eng. Chem. Process Des Develop. 1966. V. 5. N 1. P. 32–39.
86. *Петерсон Д. Ф., Саминская Л. В., Хабенский В. Б.*// Тр. ЦКТИ. Л., 1969. № 98. С. 60–70.
87. *Михеев М. А., Михеева И. М.* Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 344 с.
88. *Кириллов П. Л., Юрьев Ю. С., Бобков В. П.* Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат, 1984. 296 с.
89. *Агапкин В. М.* Трубопроводный транспорт мазута. М.: Недра, 1986. 140 с.
90. *Архаров А. М., Марфенина И. В., Микулин Е. И.* Теория и расчет криогенных систем. М.: Машиностроение, 1978. 415 с.
91. *Мамаев В. А., Одишария Г. Э., Клапчук О. В.* Движение газожидкостных смесей в трубах. М.: Недра, 1978. 270 с.
92. *Бобровский С. А., Яковлев Е. И.* Защита от статического электричества в нефтяной промышленности. М.: Недра, 1983. 160 с.
93. *Рейз Г.* Монтажное проектирование химических производств в США. Л.: Стройиздат, 1966. 242 с.
94. *Альтшуль А. Д., Киселев П. Г.* Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости). М.: Стройиздат, 1975. 323 с.
95. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей./ Под ред. А. А. Николаева. М.: Стройиздат, 1965. 359 с.
96. ВСН 10-83. Инструкция по проектированию трубопроводов газообразного кислорода. Минхимпром. Черкассы. 1984. 54 с.
97. *Плановский А. З., Рамм В. М., Каган С. Н.* Процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, 1967. 847 с.
98. *Драбкин А. Е., Рудин М. Г.* Краткий справочник нефтепереработчика. Л.: Химия, 1980. 328 с.
99. *Губин В. Е., Губин В. В.* Трубопроводный транспорт нефти и нефтепродуктов. М.: Недра, 1982. 296 с.
100. Правила защиты от статического электричества в производствах химической, нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности. М.: Химия, 1973. 64 с.
101. *Захарченко В. В. и др.* Электризация жидкостей и ее предотвращение. М.: Химия, 1975. 128 с.
102. Удельное объемное электрическое сопротивление органических жидкостей и лакокрасочных материалов: Экспресс-информация. Техника безопасности в химической промышленности. Вып. 2, М.: НИИТЭхим, 1980. 10 с.
103. Удельное объемное электрическое сопротивление мелкодисперсных и рулонных материалов: Экспресс-информация. Техника безопасности. Вып. 6. М.: НИИТЭхим, 1983. 4 с.
104. Статическое электричество в химической промышленности/ Под ред. Б. И. Сажина. Изд. 2. Л.: Химия, 1977. 240 с.
105. *Meador L, Shah A.*//Hydrocarbon Proc. 1969. V 48. N 1. P. 143–145.
106. Правила устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды. М.: Недра, 1971. 63 с.
107. СНиП 3.05. 05–84. Технологическое оборудование и технологические трубопроводы. М.: Госстрой СССР, 1984. 84 с.

108. Правила устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов для горючих, токсичных и сжиженных газов (ПУГ-69): М.: Недра. 1970. 168 с.
109. *Волков М. М., Михеев А. А., Конев К. А.* Справочник работника газовой промышленности. М.: Недра, 1989. 286 с.
110. *Миркин А. З., Кузнецова Т. В., Черновисов Г. Н.*// Информ. бюлл. по хим. пром-сти. М.: СЭВ, 1978. № 2. С. 56–59.
111. *Черновисов Г. Н., Кузнецова Т. В., Миркин А. З., Степанян С. Г.* и др.// Информ. бюлл. по хим. пром-сти. М.: СЭВ, 1983. № 2 С. 23–25.
112. *Плотников В. М., Подрешетников В. А. и др.* Регуляторы давления газа. Л.: Недра, 1982. 125 с.
113. РТМ 108. 711.02–79. Арматура энергетическая. Методы определения пропускной способности регулирующих органов и выбор оптимальной расходной характеристики. М.: Минэнергомаш, 1979. 132 с.
114. *Гуревич Д. Ф.* Трубопроводная арматура: Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1982. 368 с.
115. *Благов Э. Е., Ивницкий Б. Я.* Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1990. 288 с.
116. *Кутяев В. М., Миркин А. З., Усиньш В. В.*// Повышение эффективности использования топливно-энергетических ресурсов в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. М.:ЦНИИТЭнефтехим, 1986. С. 68–77.
117. *Калинушкин М. П.* Вентиляторные установки. М.: Высшая школа, 1967. 258 с.
118. *Миркин А. З., Кузнецова Т. В.*// Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 1985. № 1. С. 10–13.
119. *Миркин А. З.* //Математическое моделнрование трубопроводных систем. Иркутск: СЭИ СО АН СССР, 1988. С. 73–82.
120. *Миркин А. З.*//Разработка систем автоматизированного проектирования в проектных организациях Миннефтехимпрома СССР. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1985. С. 62–77.
121. *Телков Ю. К., Зубов Б. Г., Миркин А. З., Кузнецова Т. В.* Оптимизация компоновки и трубопроводной обвязки оборудования и автоматизация проектирования с применением ЭВМ. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1974. 89 с.
122. *Архаров А. М., Миркин А. З., Кузнецова Т. В.*// Химическое и нефтяное машиностроение. 1979. № 4. С. 8–10.
123. *Russo E. P., McQueen G. W., Smith L. A.*// Pipe Line Ind. 1985. V. 63. N 3. P. 40–41.
124. СНиП 2.04. 14–88. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1989. 32 с.
125. *Кузнецов Г. Ф., Бельский В. И., Горбачев В. П. и др.* Тепловая изоляция. М.: Стройиздат, 1985. 421 с.
126. *Старков М. В.*// Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1983. С. 18–21.
127. Petrole et techniqiues. 1982. N 293. P. 31–36.
128. *Фонарев З. И.* Электроподогрев трубопроводов, резервуаров и технологического оборудования в нефтяной промышленности. Л.: Недра, 1984. 148 с.
129. *Хижняков С. В.* Практические расчеты тепловой изоляцни. Изд. 3. М.: Энергия, 1976. 200 с.
130. *Кривошеин Б. Л., Марон В. И., Радченко В. П., Федорова А. А.*// Изв. АН СССР. МЖГ. 1987. № 6. С. 51–56.
131. ВСН 168–76/ММСС СССР. Инструкция по расчету и проектированию теплоизоляционных конструкций продуктопроводов, обогреваемых паровыми и водяными спутниками. М.: ЦБНТИ, 1978. 108 с.
132. *Петров-Денисов В. Г., Масленников Л. А.* Процессы тепло- и влагообмена в промышленной изоляции. М.: Энергоатомиздат, 1983. 192 с.
133. *Тугунов П. И.* Тепловая изоляция нефтепродуктопроводов и резервуаров. М.: Недра, 1985. 152 с.
134. *Мукосей В. И., Соколинский Ю. А. и др.* Автоматизация проектирования трубопроводных систем химических производств. М.: Химия, 1986. 104 с.

135. *Миркин А. З.* Химическое и нефтяное машиностроение. 1970. № 5. С. 15–19.
136. *Архаров А. М., Буткевич К. С., Буткевич И. К., Миркин А. З.* Криогенные поршневые детандеры. М.: Машиностроение, 1974. 240 с.
137. *Миркин А. З., Антипина Л. Г., Скоробогатов Б. Н.*// Эксплуатация, модернизация и ремонт оборудования в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1979. № 11. С. 8–10.
138. *Кутателадзе С. С.* Справочник по теплопередаче. М.: Госэнергоиздат, 1969. 414 с.
139. *Дракин И. И.* Аэродинамический и лучистый нагрев в полете. М.: Оборонгиз, 1961. 96 с.
140. *Хачатурян С. А.* Волновые процессы в компрессорных установках. М.: Машиностроение, 1983. 223 с.
141. *Чарный И. А.* Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. М.: Недра, 1975. 296 с.
142. *Владиславлев А. С. и др.* Трубопроводы поршневых компрессорных машин. М.: Машиностроение, 1972. 288 с.
143. *Новиков Л. А., Миркин А. З. и др.*// Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1977. № 4. С. 7–9.
144. Правила устройства и безопасной эксплуатации поршневых компрессоров, работающих на взрывоопасных и токсичных газах. М.: Металлургия, 1977.
145. *Видякин Ю. А., Кондратьева Т. Ф., Петрова Ф. П., Платонов А. Г.* Колебания и вибрации в поршневых компрессорах. Л.: Машиностроение, 1972. 224 с.
146. *Видякин Ю. А., Доброклонский Е. Б., Кондратьева Т. Ф.* Оппозитные компрессоры. Л.: Машиностроение, 1979, 279 с.
147. *Телков Ю. К., Миркин А. З., Максимов О. П.* Нормирование допустимых уровней вибрации и шума машин, аппаратов и трубопроводов в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1974. 53 с.
148. *Владиславлев А. П., Якубович В. А.* Методы и приборы для измерения параметров динамики трубопроводных систем. М.: Недра, 1981. 267 с.
149. *Федорович Е. Д., Фокин Б. С., Аксельрод А. Ф., Гольдберг Е. Н.* Вибрации элементов оборудования ЯЭУ. М.: Энергоатомиздат, 1989. 169 с.
150. *Уочел Д. К., Бейтс К. Л.*// Переработка углеводородов. 1966. № 10. С. 43–49.
151. *Костовецкий Д. Л., Рейнов А. М.*// Сб. науч. тр./ НПО по исследованию и проектированию энергетического оборудования. Л., 1984. Вып. 212. С. 97–104.
152. *Куликов Ю. А.*// Автоматизированное проектирование оборудования и трубопроводов нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1988. С. 20–32.
153. *Миркин А. З., Грошев Г. М., Кутяев В. М., Корельштейн Б. Л.* Обеспечение прочности технологических трубопроводных систем. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1988. 57 с.
154. *Рахмилевич З. З.* Испытания и эксплуатация энерготехнологического оборудования. М.: Химия, 1981. 384 с.
155. *Коллинз Дж.* Повреждение металлов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращенне. М.: Мир, 1984. 624 с.
156. *Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У.* Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение, 1985. 472 с.
157. *Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.* Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.
158. *Александров А. В., Яковлев Е. И.* Проектирование и эксплуатация систем дальнего транспорта газа. М.: Недра, 1974. 432 с.
159. *Рахмилевич З. З., Мыслицкий Е. Н., Хачатурян С. А.* Компрессорные установки в химической промышленности. М.: Химия, 1977. 279 с.
160. *Черкасский В. М.* Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергоатомиздат, 1984. 415 с.

161. *Вайсман К., Грайсвальд А. и др.* Насосы: Справочное пособие. Пер. с нем. М.: Машиностроение, 1979. 502 с.
162. *Корн Г., Корн Т.* Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1974. 832 с.
163. *Башта Т. М., Руднев С. С. и др.* Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Машиностроение. 1982. 423 с.
164. ГОСТ 14249–80*. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. М.: Изд. стандартов, 1980. 62 с.
165. ГОСТ 12.2.085–82. Сосуды, работающие под давлением. Клапаны предохранительные. Требования безопасности. М.: Изд. стандартов, 1983. 17 с.
166. Промышленная трубопроводная арматура: Каталог. Ч. V. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1984. 151 с.
167. ГОСТ 356–80. Арматура и детали трубопроводов. Давления условные и рабочие. Ряды. М.: Изд. стандартов, 1980. 32 с.
168. *Смирнов Г. Г., Толчинский А. Р., Кондратьева Т. Ф.* Конструирование безопасных аппаратов для химических и нефтехимических производств. Л.: Машиностроение, 1988. 303 с.
169. Правила устройства и безопасной эксплуатации факельных систем (ПУ и БЭФ–84). М.: Недра, 1986. 16 с.
170. *Ляо Г. С.*// Энергетические машины и установки. 1975. № 4. С. 22–23.
171. *Эмерсон Г. Б.*// Нефть, газ и нефтехимия за рубежом. 1987. № 2. С. 78–82.
172. *Кондратьева Т. Ф., Исаков В. П., Петрова Ф. П.*// Химическое и нефтяное машиностроение. 1978. № 12. С. 14–17.
173. РД РТМ 26-12-48–83. Клапаны предохранительные пружинные полноподъемные поршневых компрессоров. Методы расчета. Л.: ВПО «Союзкомпрессормаш», 1983. 79 с.
174. *Paruit B., Kimmel W.*// Hydrocarbon Processing. 1979. N10. P. 117–121.
175. *Миркин А. З., Усиньш В. В., Савельев А. А.*// Защита окружающей среды от вредных выбросов нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1984. С. 41–50.
176. *Новиков Л. А.* Там же. С. 51–58.
177. СНиП 2.01.01–82. Строительная климатология и геофизика. М.:ЦИТП Госстроя СССР, 1982. 136 с.
178. СНиП 2.01.07–85. Нагрузки и воздействия. М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987. 36 с.
179. Расчет и конструирование трубопроводов: Справочное пособие/ Под ред. Б. В. Зверькова. Л.: Машиностроение, 1979. 246 с.
180. СНиП 2.04. 12–86. Расчет на прочность стальных трубопроводов. М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986. 16 с.
181. РТМ 24.038.08–72. Расчет трубопроводов энергетических установок на прочность/ ЦКТИ им. И. И. Ползунова. Л., 1972. 66 с.
182. ASME Boiler and pressure vessel code. Section III. Part I. 1974. 516 p.
183. *Schwaigerer S., Weber E.*// Techn. Überwachung. 1972. V13. N 3. S. 74.
184. Пособие по расчету на прочность технологических стальных трубопроводов на p_y до 10 МПа (к СН 527–80). М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987. 32 с.
185. ОСТ 108.031.08-85–108.031.10-85. Котлы стационарные и трубопроводы пара и горячей воды. Нормы и методы расчета на прочность. Л.: НПО ЦКТИ им. И. И. Ползунова, 1987. 118 с.
186. СН 493–77. Инструкция по проектированию и строительству подземных газопроводов из неметаллических труб. М.: Стройиздат, 1977. 48 с.
187. СН 550–82. Инструкция по проектированию технологических трубопроводов из пластмассовых труб. М.: Стройиздат, 1983. 63 с.
188. РД РТМ 26-01-44–78. Детали трубопроводов на давление свыше 100 до 1000 кгс/см^2 (свыше 9,81 до 98,1 МПа). Нормы и методы расчета на прочность. ИркутскНИИхиммаш, 1985. 56 с.
189. *Никитина И. К.* Справочник по трубопроводам тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1983. 175 с.

190. *Казакевич М. И., Любин А. Е.* Проектирование металлических конструкций надземных промышленных трубопроводов. Киев: Будивельник, 1980. 144 с.
191. *Магалиф В. Я., Шапиро Е. Е.* Программа расчета прочности и жесткости трубопроводов (СТАРТ). М.: ЦНИИпроект, 1986. 111 с.
192. СНиП II-45-75. Нормы проектирования. Магистральные трубопроводы. М.: Стройиздат, 1975. 61 с.
193. *Костовецкий Д. Л., Рейнов А. М., Бояджи К. И.* Расчет на прочность сложных систем трубопроводов энергоустановок /ЦКТИ им. И. И. Ползунова. Л., 1985. Вып. 219. С. 84–88.
194. *Белостоцкий А. М., Вашуров Е. А., Воронов А Г. А., Якубович Н. М.*/ Гидропроект нм. С. Я. Жука. М.: 1984. Вып. 93. С. 89–94.
195. *Стасенко И. В.* Расчет трубопроводов на ползучесть. М.: Машиностроение, 1986. 256 с.
196. СНиП 2.05.06–85. Магистральные трубопроводы. М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1985. 52 с.
197. Р 499–83. Руководство по автоматизированному расчету на прочность линейной части трубопроводов. М.: .ВНИИСТ, 1984. 208 с.
198. Р 542–84. Методика и программа расчета на ЭВМ закрепленных анкерами трубопроводов при податливости анкеров в грунте. М.: ВНИИСТ, 1985. 38 с.
199. Методика и программа расчета основных конструктивных параметров подземных трубопроводов (ОКП-86). М.: ВНИИСТ, 1988. 64 с.
200. *Аксельрад Э. Л., Ильин В. А.* Расчет трубопроводов. Л.: Машиностроение, 1972. 239 с.
201. Р 526–84. Рекомендации по определению гибкости и напряжений криволинейных участков трубопроводов. М.: ВНИИСТ, 1984. 24 с.
202. *Bathe K. J., Almedia C. A.*// Trans. ASME. J. Appl. Mech. 1982. V.49. N 1. P. 165–171; N 4. P. 914–916.
203. *Простак В. Ф., Свойский Ф. М., Шор А. М.* Фасонные элементы трубопроводов гидроэлектростанций. М.: Энергоатомиздат, 1983. 96 с.
204. *Бородавкин П. П., Синюков А. М.* Прочность магистральных трубопроводов. М.: Недра, 1984. 245 с.
205. *Клингерт Н. В., Хохарин А. Х., Фрейшист А. Р.* Стальные трубопроводы гидроэлектростанций. М.: Энергия, 1973. 216 с.
206. *Куликов Ю. А., Стасенко И. В.*// Расчет на прочность. М.: Машиностроение, 1979. Вып. 20. С. 229–237.
207. *Белостоцкий А. М.*// Динамические характеристики и колебания элемеитов энергетического оборудования. М.: Наука, 1980. С. 41–58.
208. П-816–84. Руководство по расчету и конструированию тройников технологических трубопроводов. М.: Гидропроект, 1985. 48 с.
209. РД 26-15–88. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность и герметичность фланцевых соединений. М.: НИИХИММАШ. 1988. 61 с.
210. ГОСТ 27036–86. Компенсаторы и уплотнения сильфонные металлические. М.: Изд. стандартов, 1987. 127 с.
211. *Аксельрад Э. Л.* Гибкие оболочки. М.: Наука, 1976. 376 с.
212. РТМ 24.038.12–72. Выбор упругих опор для трубопроводов тепловых и атомных электростанций. Л.: ЦКТИ им. И. И. Ползунова, 1972. 20 с.
213. *Айзенштейн М. Д.* Центробежные насосы для нефтяной промышленности. М.: Гостоптехиздат, 1957. 363 с.
214. *Миркин А. Э., Каплан Л. Б., Гордон М. Д.*// Химическое и нефтяное машиностроение. 1979. № 10. С. 9–11.
215. Нефтяные центробежные насосы: Каталог. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1980. 52 с.
216. Центробежные компрессорные машины и приводные турбины к ним: Каталог. М.: НИИЭинформэнергомаш, 1987. 192 с.
217. *Шерстюк А. Н.* Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Высшая школа, 1972. 342 с.
218. *Яньшин Б. И.* Затворы и переходы трубопроводов. М.: Машгиз, 1962. 179 с.
219. ГОСТ 12893–83. Клапаны регулирующие односедельные и двухседельные.

Общие технические условия. М.: Изд. стандартов, 1984. 12 с.
220. ГОСТ 9887–70. Механизмы исполнительные пневматические мембранные. Общие технические условия. М.: Изд. стандартов, 1985. 10 с.
221. *Литинский М. А.* Интенсификация компрессорных установок химических производств. М.: Химия, 1987. 71 с.
222. *Сверчинский Б. С., Баранова М. Г. и др.*//Информ. бюлл. по хим. пром-сти. М.: СЭВ. 1981. № 2. С. 27–30.
223. *Шершнев В. М., Изатов В. А.* Комплексная автоматизированная система разработки сметной документации (АВС-ЗЕС). М.: ЦНИИпроект, 1984. 108 с.
224. *Кузнецова Т. В., Миркин А. З.*//Информ. бюлл. по хим. пром-сти. М.: СЭВ, 1989. № 1. С. 45–49.
225. Информационное обеспечение САПР «Нефтехим». Сб. научных трудов ВНИИНефть. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1990, 126 с.
226. Применение персональных ЭВМ в проектировании: Сб. науч. трудов ВНИИНефть. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1990. 131 с.

Справочное издание

Миркин Анатолий Захарович,
Усиньш Валдис Волдемарович

Трубопроводные системы

Редактор *Э. Я. Ахадова*
Художественный редактор *И. В. Носов*
Технические редакторы *В. В. Лебедева, Е. И. Крумштейн*
Корректор *Л. В. Лазуткина*

ИБ № 2547

Сдано в наб. 05.09.90. Подп. в печ. 26.06.91.
Формат 60x88$^1/_{16}$. Бумага офс. № 1.
Гарнитура Таймс. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 15,68. Усл. кр.-отт. 15,68.
Уч.-изд. л. 17,63. Тираж 6700 экз.
Заказ 1135. Цена 1 р. 40 к.

Ордена «Знак Почета» издательство «Химия»
107076, Москва, Стромынка, 21, корп. 2

Набрано на Можайском полиграфкомбинате
В/О «Совэкспорткнига» Государственного
комитета СССР по печати
143200, г. Можайск, ул. Мира, 93

Отпечатано с готовых пленок
в Московской типографии № 11
113105, Москва, Нагатинская ул., д. 1