
ЕВРАЗИЙСКИЙ СОВЕТ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ, МЕТРОЛОГИИ И СЕРТИФИКАЦИИ
(ЕАСС)

EURO-ASIAN COUNCIL FOR STANDARDIZATION, METROLOGY AND CERTIFICATION
(EASC)



МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ
СТАНДАРТ

ГОСТ
(проект RU,
первая
редакция)

Арматура трубопроводная
КЛАПАНЫ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ
Выбор и расчет пропускной способности
(ISO 4126-1:2012, NEQ)

Настоящий проект стандарта
не подлежит применению
до его принятия

Минск
Евразийский совет по стандартизации, метрологии и сертификации
201.....

Предисловие

Евразийский совет по стандартизации, метрологии и сертификации (ЕАСС) представляет собой региональное объединение национальных органов по стандартизации государств, входящих в Содружество Независимых Государств. В дальнейшем возможно вступление в ЕАСС национальных органов по стандартизации других государств.

Цели, основные принципы и основной порядок проведения работ по межгосударственной стандартизации установлены ГОСТ 1.0–2015 «Межгосударственная система стандартизации. Основные положения» и ГОСТ 1.2–2015 «Межгосударственная система стандартизации. Стандарты межгосударственные, правила и рекомендации по межгосударственной стандартизации. Правила разработки, принятия, применения, обновления и отмены»

Сведения о стандарте

1 ПОДГОТОВЛЕН Акционерным обществом «Научно-производственная фирма «Центральное конструкторское бюро арматуростроения» (АО «НПФ «ЦКБА»)

2 ВНЕСЕН Межгосударственным техническим комитетом по стандартизации МТК 259 «Трубопроводная арматура и сильфоны»

3 ПРИНЯТ Евразийским советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол от _____ 201_ г. № __)

За принятие проголосовали:

Краткое наименование страны по МК (ИСО 3166) 004–97	Код страны по МК (ИСО 3166) 004–97	Сокращённое наименование национального органа по стандартизации

4 Настоящий стандарт разработан с учётом основных положений международного стандарта ISO 4126-1:2012 «Safety devices for protection against excessive pressure – Part 1: Safety valves» (ИСО 4126-1:2012 «Устройства предохранительные для защиты от избыточного давления. Часть 1. Предохранительные клапаны»).

Степень соответствия – неэквивалентная (NEQ)

5 ВЗАМЕН ГОСТ 12.2.085–2002

Информация о введении в действие (прекращении действия) настоящего стандарта и изменений к нему на территории указанных выше государств публикуется в указателях национальных (государственных) стандартов, издаваемых в этих государствах.

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в указателе (каталоге) «Межгосударственные стандарты», а текст этих изменений – в информационных указателях «Межгосударственные стандарты». В случае пересмотра или отмены настоящего стандарта соответствующая информация будет опубликована в информационном указателе «Межгосударственные стандарты».

Исключительное право официального опубликования настоящего стандарта на территории указанных выше государств принадлежит национальным органам по стандартизации этих государств

Содержание

1 Область применения	1
2 Нормативные ссылки.....	1
3 Термины и определения	2
3.1 Термины	2
3.2 Сокращения	3
3.3 Обозначения	4
4 Общие положения.....	6
5 Общие требования к клапанам.....	11
6 Требования к предохранительным клапанам прямого действия	15
7 Требования к предохранительным клапанам, приводимым в действие с помощью клапанов управления	16
8 Требования к подводящим и отводящим трубопроводам	17
8.1 Общие требования	17
8.2 Требования к трубопроводам.....	18
8.3 Динамическое противодействие.....	18
Приложение А (справочное) Эквиваленты некоторых терминов, применяемые в зарубежных стандартах	19
Приложение Б (справочное) Влияние противодействия.....	21
Приложение В (рекомендуемое) Основы расчета пропускной способности предохранительного клапана	26
В.1 Модель идеального сопла.....	26
В.1.1 Общие положения.....	26
В.1.2 Реальная пропускная способность предохранительного клапана G ..	26
В.1.3 Минимальная площадь седла клапана F	27
В.1.4 Массовая скорость G_{ideal}^*	27
В.1.5 Коэффициент расхода α	29
В.1.6 Коэффициент K_c	30
В.1.7 Коэффициент K_v	30
В.1.8 Коэффициент K_w	32
В.1.9 Итерации для учета поправки на вязкость и противодействие	33
В.1.10 Типы режимов течения при расчете массовой скорости по модели идеального штуцера.....	35
В.1.11 Методы расчета массовой скорости и рекомендации по их применению	40
В.1.12 Учет эффектов термодинамической неравновесности.....	44
Приложение Г (рекомендуемое) Расчет пропускной способности предохранительного клапана	46
Г.1 Метод прямого интегрирования	46
Г.1.1 Расчет пропускной способности методом прямого интегрирования .	46
Г.2 Аналитические методы расчета на основе уравнений состояния.....	49
Г.2.1 Расчет по уравнению несжимаемой жидкости	49
Г.2.2 Расчет течения сжимаемой среды по уравнениям постоянного показателя изоэнтропы и омега-метода.....	50
Г.2.3 Расчет по комбинации уравнений состояния	54
Г.3 Расчет вспомогательных величин.....	63
Г.3.1 Расчет величин показателя изоэнтропы и параметра омега	63
Г.3.2 Расчет плотности среды.....	67

Г.3.3 Определение точки пересечения изоэнтропы с границей двухфазной области	68
Г.4 Расчет при течении водяного пара	69
Г.5 Методы учета неравновесности	71
Г.5.1 Определение коэффициента сжимаемости ω , фактора учета неравновесности N , а также критического отношения давлений по параметрам на входе в клапан. Оценка площади седла ПК.....	71
Приложение Д (справочное) Таблицы и графики для расчетов.....	76
Приложение Е (справочное) Примеры расчетов.....	82
Библиография	88

Введение

Настоящий стандарт разработан на основе ГОСТ 12.2.085–2002 «Сосуды, работающие под давлением. Клапаны предохранительные. Требования безопасности». Требования безопасности к сосудам и другому оборудованию, работающему при избыточном давлении (котлы, трубопроводы и др.), установлены в технических регламентах и стандартах на это оборудование. Ключевым устройством, обеспечивающим безопасность такого оборудования, являются предохранительные устройства, и, прежде всего, предохранительные клапаны.

Выбор и расчет пропускной способности предохранительных клапанов – очень важная и ответственная задача, которую решают проектировщики оборудования и технологических систем. С этим связано и уточнение наименования разработанного стандарта.

В ГОСТ 12.2.085–2002 были предусмотрены формулы для расчета пропускной способности предохранительных клапанов для однофазных рабочих сред – жидких и газообразных. Настоящий стандарт в дополнение к таким средам предусматривает формулы для расчета пропускной способности многофазных газожидкостных сред различными методами, предусмотренными в международных и зарубежных стандартах.

В приложениях к стандарту приведены:

- рекомендации:
 - а) по учету влияния противодействия в системе сброса среды из клапана;
 - б) по учету влияния противодействия на функционирование и пропускную способность клапана;
 - в) по определению характеристик среды в различных аварийных режимах;
- характеристики некоторых рабочих сред;
- графики зависимости поправочных коэффициентов для учета влияния противодействия и вязкости среды на пропускную способность клапана;
- примеры расчетов пропускной способности и требуемой проходной площади седла клапана.

Стандарт разработан авторским коллективом Ю.И. Тарасьев, М.И. Силивина, С.Н. Дунаевский (АО «НПФ «ЦКБА»), к.ф-м.н. Л.Б. Корельштейн (ООО «НТП «Трубопровод»), Б.С. Вольфсон, к.ф-м.н. И.Н. Ласкин (АО «ВНИИНЕФТЕМАШ»).

МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ

Арматура трубопроводная КЛАПАНЫ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ Выбор и расчет пропускной способности Pipeline valves. Safety valves. Selection and calculation of capacity.

Дата введения _____

1 Область применения

Настоящий стандарт распространяется на предохранительные клапаны (далее – клапаны), предназначенные для защиты от аварийного повышения давления в оборудовании (сосудах, котлах, трубопроводах и др.), работающем под давлением свыше 0,05 МПа (0,5 бар или кгс/см²)*, путем выпуска (сброса) рабочей среды из оборудования через клапан и устанавливает общие требования к выбору и расчету пропускной способности предохранительных клапанов.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы ссылки на следующие межгосударственные стандарты:

ГОСТ 8.417-2002 Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин

ГОСТ 12.1.007–76 Система стандартов безопасности труда. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности

ГОСТ 12.2.063–2015 Арматура трубопроводная. Общие требования безопасности

ГОСТ 24856–2014 Арматура трубопроводная. Термины и определения

П р и м е ч а н и е – При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов на территории государства по соответствующему указателю стандартов, составленному по состоянию на 1 января текущего года, и по соответствующим информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный стандарт заменён (изменён), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться заменяющим (изменённым) стандартом. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

Проект, первая редакция

* Далее по тексту «бар» применяется вместо «бар или кгс/см²».

3 Термины и определения

3.1 Термины

В настоящем стандарте применены термины по ГОСТ 24856, а также следующие термины с соответствующими определениями:

3.1.1 давление настройки P_n ¹⁾: Наибольшее избыточное давление на входе в предохранительный клапан, при котором затвор закрыт и обеспечивается заданная герметичность затвора.

Примечание – Принципы назначения P_n приведены в 5.2.

3.1.2 давление начала открытия $P_{но}$ ¹⁾: Избыточное давление на входе в предохранительный клапан, при котором:

- усилие, стремящееся открыть клапан, уравновешено усилиями, удерживающими золотник на седле;
- нарушается герметичность затвора и утечка значительно превышает значение, указанное в КД (ЭД).

3.1.3 давление полного открытия $P_{по}$ ¹⁾: Избыточное давление, при котором предохранительный клапан открывается на полный ход, устанавливается изготовителем, указывается в эксплуатационной документации.

Примечание – Обычно давление полного открытия выражается в процентах от давления настройки (давления начала открытия), либо, как правило для давлений меньше 0,3 МПа (3 бар), в единицах измерения давления, МПа (бар), как превышение над давлением настройки (давлением начала открытия).

3.1.4 давление рабочее P_p : Наибольшее (максимальное) избыточное давление, возникающее при нормальном протекании рабочего процесса, без учета гидростатического давления среды и допустимого кратковременного повышения давления во время действия предохранительного клапана.

3.1.5 давление разрешенное: Максимально допустимое избыточное давление оборудования, установленное по результатам технического освидетельствования (диагностирования) при эксплуатации.

3.1.6 давление расчетное P : Избыточное давление, на которое проводится расчет прочности оборудования.

Примечание – Расчетное давление, как правило, принимают равным рабочему давлению или выше.

¹⁾ Для терминов со значком ¹⁾ в приложении А приведены эквивалентные термины, применяемые в зарубежных стандартах.

3.1.7 коэффициент расхода для газа – α_1 (жидкости – α_2): Отношение при одинаковых параметрах массового расхода газа при критическом истечении (течении жидкости) через предохранительный клапан к расходу газа (жидкости) через идеальное сопло (штуцер) с площадью сечения, равной площади самого узкого сечения седла клапана.

3.1.8 площадь седла F^1): Наименьшая площадь сечения проточной части седла.

3.1.9 потери давления на входе $\Delta P_{вх}$: Потери давления, вызванные течением в трубопроводе от защищаемого оборудования к входному патрубку предохранительного клапана.

3.1.10 пропускная способность G^1), кг/ч: Массовый расход рабочей среды через предохранительный клапан.

3.1.11 противодействие $P_{п}$: Избыточное давление на выходе предохранительного клапана.

Примечание – противодействие представляет собой сумму статического давления $P_{п ст}$ в выпускной системе (в случае закрытой системы) и динамического давления $P_{п дин}$, возникающего от сопротивления системы при протекании рабочей среды».

3.1.12 противодействие динамическое $P_{п дин}$: Повышение давления на выходе предохранительного клапана, которое возникает после его открытия при сбросе.

3.1.13 противодействие статическое $P_{п ст}$: Статическое давление за предохранительным устройством на момент его срабатывания.

Примечание – статическое противодействие является следствием давления в системе сброса от других источников и может быть постоянным или переменным.

3.1.14 эффективная площадь клапанов для газа – $\alpha_1 F$ [жидкости – $\alpha_2 F$]: Произведение коэффициента расхода для газа α_1 [жидкости α_2] на площадь седла F .

3.2 Сокращения

В настоящем стандарте применены следующие сокращения:

ЗЭл – запирающий элемент;

НД – нормативная документация;

ПК – предохранительный клапан;

РЭ – руководство по эксплуатации;

ТУ – технические условия;

ЭД – эксплуатационная документация.

¹⁾ Для терминов со значком ¹⁾ в приложении А приведены эквивалентные термины, применяемые в зарубежных стандартах.

3.3 Обозначения

В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

- B_1 – коэффициент, учитывающий физико-химические свойства водяного пара при рабочих параметрах перед клапаном;
- B_2 – коэффициент, учитывающий отношение давлений перед клапаном и за клапаном;
- B_3 – коэффициент, учитывающий физико-химические свойства газов и паров при рабочих параметрах;
- DN – номинальный диаметр;
- DN_1 – номинальный диаметр входного патрубка клапана;
- DN_2 – номинальный диаметр выходного патрубка клапана;
- F – площадь седла клапана;
- G – пропускная способность клапана;
- $G_{ав}$ – аварийный расход, который должен сбросить предохранительный клапан;
- G^* – массовая скорость (расход на единицу площади);
- K_V – поправочный коэффициент на вязкость;
- $K_{V,m}$ – допустимое значение поправочного коэффициента на вязкость;
- K_w – поправочный коэффициент противодавления;
- M – молярная масса рабочей среды, кг/кмоль;
- P_0 – абсолютное давление в седле клапана;
- P_1 – абсолютное давление до клапана, равное сумме давления полного открытия и атмосферного давления, т. е. $P_1 = P_{по} + 0,1$, МПа;
- P_2 – абсолютное давление за клапаном при его полном открытии, равное сумме противодавления и атмосферного давления, т. е. $P_2 = P_n + 0,1$, МПа;
- PN_1 – номинальное давление входа;
- PN_2 – номинальное давление выхода;
- PS – максимально допустимое давление;
- P_n – давление настройки;
- $P_{но}$ – давление начала открытия;
- P_n – противодавление;
- $P_{по}$ – давление полного открытия;
- $P_{п\,дин}$ – противодавление динамическое;

- $P_{пст}$ – противодействие статическое;
- P_c – абсолютное критическое давление рабочей среды;
- $\Delta P_{вх}$ – потери давления на входе;
- R – 8,3143 кДж/кмоль·К – универсальная газовая постоянная;
- T_1 – температура рабочей среды перед клапаном при давлении P_1 ;
- T_c – критическая температура рабочей среды;
- V_1 – удельный объем пара при параметрах перед клапаном P_1 и T_1 ;
- X – степень сухости влажного пара при давлении полного открытия и температуре до ПК;
- Z – коэффициент сжимаемости;
- d_0 – диаметр седла клапана;
- t – температура расчетная;
- α – коэффициент расхода;
- α_1 – коэффициент расхода для газа (при критическом истечении);
- α_2 – коэффициент расхода для жидкости;
- $\alpha_1 F$ – эффективная площадь клапанов для газа (при критическом истечении);
- $\alpha_2 F$ – эффективная площадь клапанов для жидкости;
- β – отношение давлений;
- $\beta_{кр}$ – критическое отношение давлений;
- k – показатель адиабаты;
- n – показатель изоэнтропы;
- μ – динамическая вязкость рабочей среды;
- ρ_1 – плотность среды при параметрах P_1 и T_1 до ПК, при его полном открытии.

Далее по тексту единицы величин соответствуют основным единицам СИ по ГОСТ 8.417 (таблица 1), кроме случаев, когда оговорено иное.

4 Общие положения

4.1 Перечень возможных состояний среды на входе в клапан, которые могут привести к возникновению двухфазных потоков, приведен в таблице 1.

Т а б л и ц а 1 – Перечень возможных состояний среды

Состояние среды на входе в клапан	Возможные случаи возникновения двухфазных потоков	Пример среды
Жидкость	Жидкость с растворенным газом	СО ₂ /вода
	Жидкость в состоянии насыщения	Кипящая вода
	Недогретая до температуры насыщения жидкость с возможностью мгновенного испарения* в ПК	Вскипающая вода
Газ/пар	Близкий к насыщению пар (с возможной конденсацией в ПК)	Пар
Газ/жидкость	Пар/жидкость	Пар/вода
	Не испаряющаяся жидкость и неконденсирующийся газ - газо-жидкостная смесь (нет фазового превращения) с десорбцией или выделением газа	Азот/вода

* Мгновенное испарение – однократное резкое выделения паров из жидкости («вспышка», flashing flow), вызываемое падением давления или повышением температуры.

4.2 При определении причин повышения давления перед клапаном следует провести анализ возможных аварийных ситуаций. Перечень возможных причин повышения давления и условия для расчета расхода приведены в таблице 2.

Т а б л и ц а 2 – Возможные причины повышения давления

Причина повышения давления		Условия для расчета массового расхода, необходимого для сброса
Изменение режима подачи среды	Линия ввода: манипуляции и сбои в работе элементов арматуры, регулирующих клапанов	Полностью открытый клапан процесса на входящей линии. Принятие во внимание любых ограничений на входе в клапан, в частности наличие дроссельной шайбы (потери давления в клапане процесса на участке линии входа не принимаются во внимание, ПК не обеспечил сброс давления).
	Насос/компрессор – нештатные режимы	Максимально возможный расход подачи. Полностью перекрыт клапан на выходном участке. Максимально возможный расход подачи насоса (компрессора).
	Теплообменник – поломка труб	
	Внезапное закрытие клапана	
	Блокировка в трубопроводной системе вверх по потоку	
Переполнение емкости		

Окончание таблицы 2

Причина повышения давления		Условия для расчета массового расхода, необходимого для сброса
Возрастание вводимой энергии	Солнечная радиация	Тепловой поток (определяют по НД)
	Пламя	
	Нерегламентированный режим нагрева	Максимальный коэффициент теплопроводности для чистых поверхностей в теплообменнике
	Тепловое расширение замкнутых жидкостей	Температура жидкости в сосуде под давлением повышается до значения, равного меньшему из двух: - температуры кипения смеси при давлении открытия ПК; - максимальной температуры нагрева жидкости (например, температуры пара).
	Поломка парового контроллера	
Чистка: разогрев растворителя		
Ухудшение теплопередачи (загрязнение)		Полная или частичная потеря отводимой энергии
Снижение энергопередачи	Поломка холодильника (конденсатор, водяной холодильник)	Уменьшение отводимой энергии. Потеря полной энергии
	Поломка мешалки (поломка вала)	
	Вялое смещение (сепарация)	
	Повышение вязкости	
Изменение в химическом процессе	Неконтролируемая химическая реакция вследствие: - поломки холодильника; - проблемы в загрузке (количество, субстанции); - проблемы в дозировке; - примеси (пускатель сломан, катализатор); - неправильное соединение и взаимодействие входящих сред; - производство газа в реакции при загрязнении катализатора; - побочные реакции	Характеристические величины промышленной безопасности (рост температуры, тепло реакции). Показатели температуры и давления меняются в ходе реакции

4.3 Последовательность расчета предохранительного клапана представлена на блок-схеме рисунка 1.

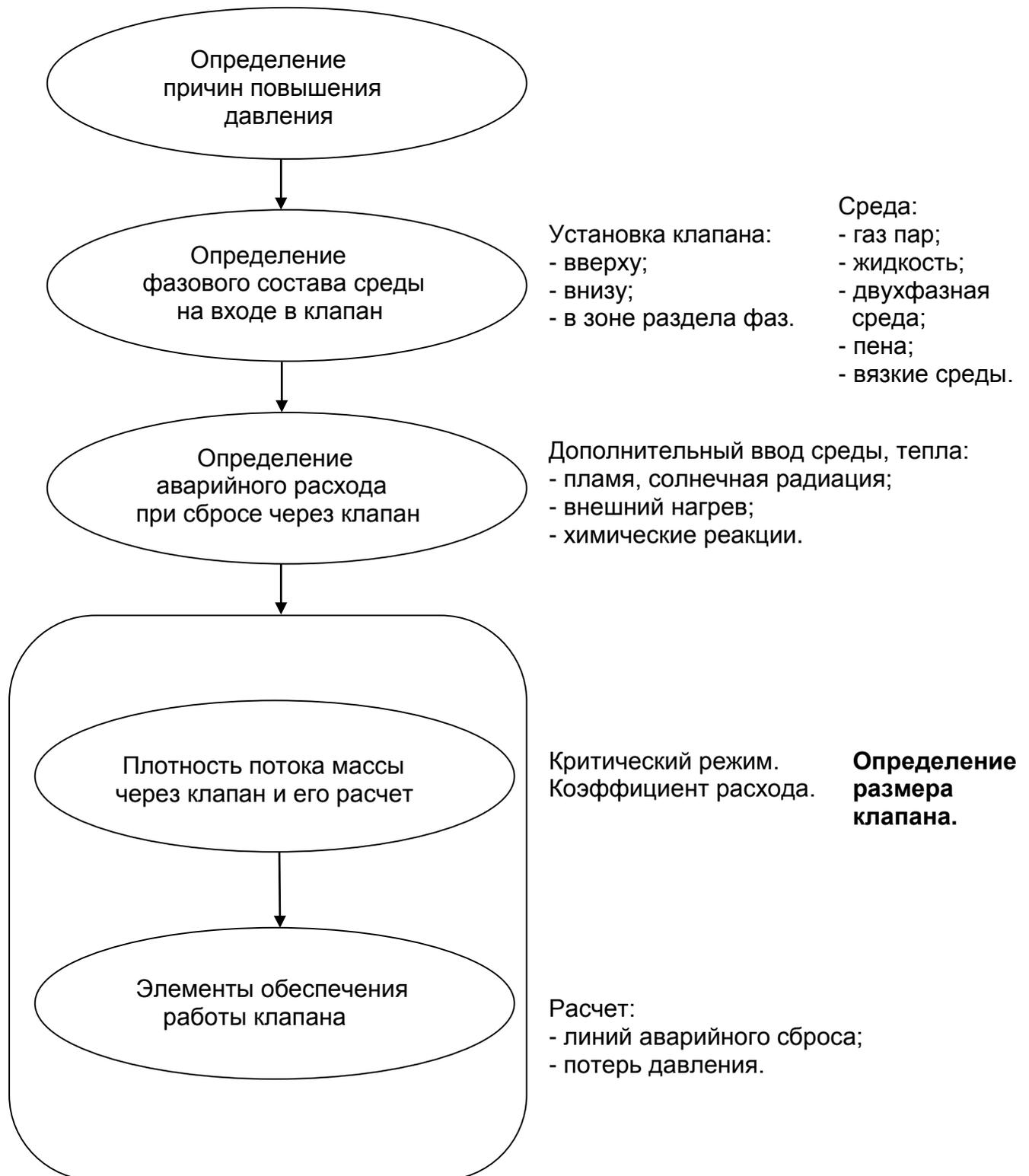


Рисунок 1 – Последовательность расчета предохранительного клапана

4.4 Для правильного расчета клапана необходимо учитывать место и причину образования двухфазной смеси, а также какой фазовый состав будет сформирован на входе в клапан при его открытии – однофазный или двухфазный.

В зависимости от типа генерации или подвода тепла, могут иметь место:

- образование пузырей, однородно распределенных в объеме жидкости, например, как следствие вышедшей из-под контроля химической реакции с выделением тепла;

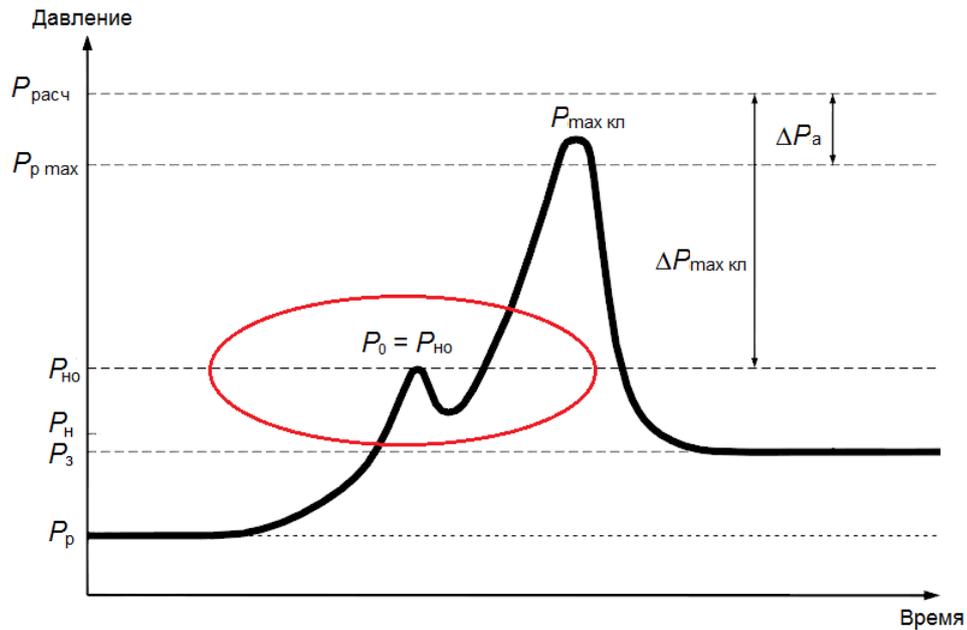
- образование пузырей на поверхности стенок сосуда, например, как следствие внешнего нагрева или пожара.

После определения фазового состава среды на входе в клапан должен быть определен аварийный массовый расход, который он должен сбросить.

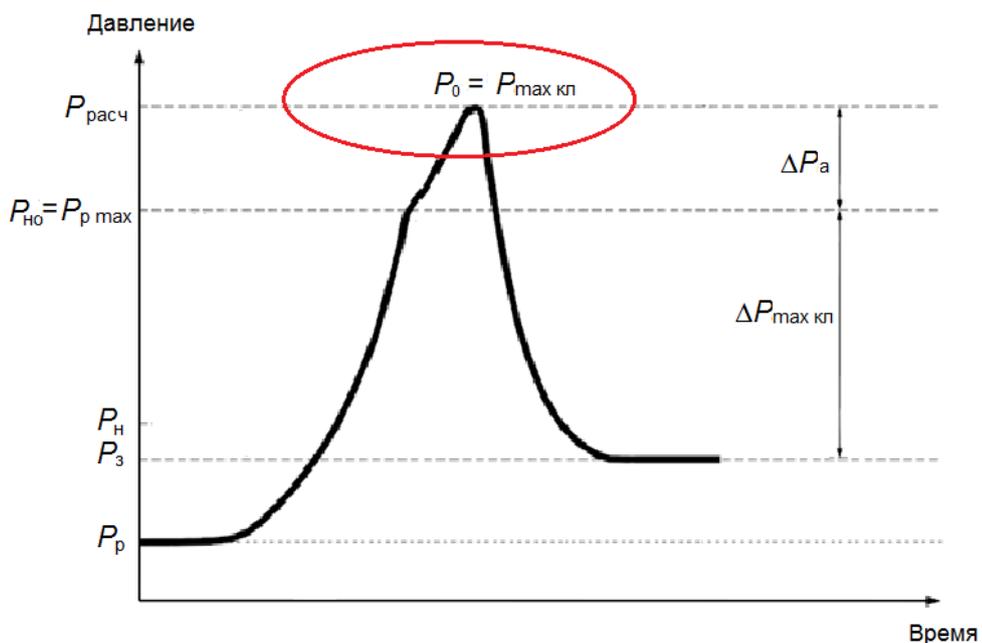
4.5 В случае, если парообразование или мгновенное испарение среды вызвано химической реакцией внутри оборудования, величина базового давления, применяемая при расчете пропускной способности клапана P_0 , принимается равной давлению начала открытия клапана $P_{но}$.

В случае внешнего нагрева может быть выбрана большая величина давления P_0 , вплоть до максимального давления при полном открытии клапана.

Графики, иллюстрирующие типичные изменения давления в системе представлены на рисунке 2.



а) Защита оборудования при выходе из-под контроля химической реакции



б) Защита оборудования от внешнего нагрева

- P_0 – давление, при котором выполняется расчет клапана;
 $P_{но}$ – давление начала открытия;
 P_p – рабочее давление технологического процесса;
 $P_з$ – давление закрытия клапана;
 P_n – давление настройки клапана;
 $P_{расч}$ – максимально допустимое давление аккумуляции
 (максимальное давление, на которое рассчитано оборудование);
 $P_{p\ max}$ – максимальное допустимое рабочее давление;
 $P_{max\ кл}$ – максимальное давление в системе во время работы клапана;
 ΔP_a – давление сброса;
 ΔP_a – аккумулялирование.

Рисунок 2 – Иллюстрация типичных изменений давления в системе

5 Общие требования к клапанам

5.1 Для защиты оборудования применяют предохранительные клапаны и их вспомогательные устройства, соответствующие требованиям ГОСТ 12.2.063. Защите предохранительными клапанами подлежит оборудование, в котором возможно превышение рабочего давления выше расчетного от питающего источника, химической реакции, нагрева подогревателями, солнечной радиации, в случае возникновения пожара рядом с оборудованием и т. д.

Количество клапанов, их размеры и пропускную способность выбирают так, чтобы в оборудовании не могло создаваться давление, превышающее расчетное давление оборудования более чем на величину, предусмотренную НД.

5.2 Давление настройки, как правило, принимают не менее:

- рабочего давления за вычетом противодействия, при сбросе в закрытую систему;
- рабочего давления при сбросе в атмосферу не токсичных и не взрывопожароопасных веществ, например, водяного пара;
- давления, увеличенного по сравнению с рабочим давлением из экологических соображений и/или соображений безопасности, при сбросе в атмосферу токсичных и/или взрывопожароопасных веществ. В этом случае величину давления настройки определяют в соответствии с действующими НД, рекомендациями, или расчетами, базирующимися на теории рисков;
- в случае заранее заданной величины расчетного давления, давление настройки выбирают таким образом, чтобы выполнялись требования 5.1 настоящего стандарта.

Допускается по требованиям действующих нормативных документов, требованию заказчика, или иным соображениям принимать более высокие значения давления настройки, при условии выполнения требований 5.1 настоящего стандарта.

5.3 Давление полного открытия клапанов прямого действия не должно превышать значение, рассчитанное по одной из формул:

- для P_H менее 0,3 МПа (3 бар)

$$P_{по} = P_H + 0,05 \text{ МПа (0,5 бар);} \quad (1)$$

- для P_H от 0,3 до 6,0 МПа (от 3 до 60 бар)

$$P_{по} = 1,15 \cdot P_H; \quad (2)$$

- для P_H свыше 6,0 МПа (60 бар)

$$P_{\text{по}} = 1,1 \cdot P_{\text{н}}. \quad (3)$$

Допускается применять клапаны с другими соотношениями между давлением настройки (давлением начала открытия) и давлением полного открытия.

5.4 Методики расчета пропускной способности клапанов приведены в приложении Г.

5.5 Конструкция клапана и вспомогательных устройств должна:

- обеспечивать свободное перемещение подвижных элементов клапана и исключать возможность их выброса;
- исключать возможность произвольного изменения их регулировки;
- исключать возможность возникновения недопустимых ударов при их открытии и закрытии при условии соответствия пропускной способности клапана аварийному сценарию в установленных пределах.

5.6 Клапаны размещают в местах, доступных для удобного и безопасного обслуживания и ремонта.

При расположении клапана, требующего систематического обслуживания на высоте более 1,8 м, должны быть предусмотрены устройства для удобства обслуживания.

5.7 Клапаны следует устанавливать:

- в соответствии с требованиями технических регламентов;
- в зоне газовой (паровой) фазы;
- в местах, исключающих образование застойных зон рабочей среды.

5.8 Для пожаро- и взрывоопасных веществ и веществ 1-го и 2-го классов опасности по ГОСТ 12.1.007, а также для оборудования, работающего при криогенных температурах, предусматривают систему клапанов, состоящую из рабочего и резервного клапанов, а также переключающего устройства. Рабочий и резервный клапан должны иметь равную пропускную способность, обеспечивающую полную защиту оборудования от превышения давления свыше допустимого. Для обеспечения ревизии и ремонта клапанов до (при необходимости и после них) должна быть установлена трехходовая арматура (переключающее устройство), исключающая возможность одновременного закрытия обоих предохранительных клапанов. Проходное сечение в узле переключения в любой ситуации должно быть не менее проходного сечения устанавливаемого клапана.

5.9 Не допускается:

- установка запорной арматуры между оборудованием и клапаном, а также за клапаном;
- использовать клапаны для регулирования давления в оборудовании.

5.10 В комплект поставки клапанов должны входить паспорт и РЭ.

В паспорте должны быть указаны основные технические характеристики и параметры:

- номинальный диаметр входа DN_1 и выхода DN_2 ;
- номинальное давление входа PN_1 и выхода PN_2 ;
- коэффициенты расхода для газов α_1 и жидкостей α_2 ;
- площадь сечения F , к которой отнесены коэффициенты расхода;
- диапазон давлений настройки;
- давление настройки P_n и/или давление начала открытия $P_{но}$;
- давление полного открытия $P_{по}$;
- давление закрытия $P_з$;
- противодействие P_n ;
- температура расчетная t , °С;
- среда рабочая;
- величина реактивной силы при максимальном расходе через клапан на испытательном стенде. Величину реактивной силы следует определять при приёмочных испытаниях опытных образцов или при периодических испытаниях серийных изделий.

5.11 В ЭД на клапан, предназначенный для эксплуатации при температурах сред значительно выше (ниже) температуры окружающей среды, изготовитель должен приводить в табличной или графической форме значения поправочного коэффициента от температуры K_t , а также значение минимальной температуры, при которой он может быть применен. Обычно, поправочный коэффициент представляет собой множитель к давлению настройки P_n .

За температуру, используемую для определения поправочного коэффициента, следует принимать температуру на входе в клапан при нормальных (не при сбросе среды) условиях работы. Температура клапана может быть не равна рабочей температуре процесса из-за физического расположения клапана, скопления неконденсирующихся паров ниже впуска клапана, отделения от процесса из-за разрывной мембраны или обогрева клапана. Поправочный коэффициент от температуры позволяет

компенсировать колебания нагрузки пружины, вызванные температурными деформациями деталей клапана, а также изменениями физических свойств материала пружины, как при высоких, так и при низких температурах.

5.12 Настройка предохранительного клапана на испытательном стенде

5.12.1 При настройке клапана на испытательном стенде следует учитывать действительные рабочие условия при эксплуатации клапана: влияние противодействия K_w и/или температуры K_t .

5.12.2 Для предохранительных клапанов, работающих при постоянном статическом противодействии, давление при стендовых испытаниях равно разности между давлением настройки и статическим противодействием.

5.12.3 Для определения величины давления испытаний $P_{исп}$ на испытательном стенде, при необходимости следует учитывать поправки на противодействие и температуру, для чего следует:

- рассчитать перепад давления как разность между давлением настройки и статическим противодействием – $\Delta P = P_n - P_{п ст}$;

- по ЭД клапана определить поправку на влияние температуры K_t ;

- рассчитать давление испытаний по формуле $P_{исп} = \Delta P \cdot K_t$.

5.12.4 Для разгруженных пружинных предохранительных клапанов введение поправочного коэффициента на противодействие не требуется вследствие незначительности изменения силы закрытия, вызванного статическим противодействием.

5.13 Влияние противодействия на функционирование предохранительного клапана и его пропускную способность рассмотрено в приложении Б.

5.14 В случае возможности возникновения во время эксплуатации защищаемой системы изменяющихся противодействий, следует применять только разгруженные предохранительные клапаны.

5.15 При проектировании, изготовлении, испытании и эксплуатации необходимо соблюдать требования ГОСТ 12.2.063 и [1].

6 Требования к предохранительным клапанам прямого действия

6.1 Рычажно-грузовые клапаны допускается устанавливать только на стационарном оборудовании.

6.2 В конструкциях грузового и пружинного клапанов должно быть предусмотрено устройство для проверки исправности действия клапана в рабочем состоянии путем принудительного открытия его во время работы оборудования. Возможность принудительного открытия должна быть обеспечена при давлении, равном 80 % давления настройки.

Допускается устанавливать клапаны без приспособлений для принудительного открытия, если оно недопустимо по свойствам рабочей среды (вредная, взрывоопасная и т. д.) или по условиям проведения рабочего процесса. В этом случае проверку клапанов проводят периодически в сроки, установленные технологическим регламентом, но не реже одного раза в 6 мес. при условии исключения возможности примерзания, прикипания, полимеризации или забивания клапана рабочей средой.

6.3 Пружины клапанов должны быть защищены от недопустимого нагрева (охлаждения) и непосредственного воздействия рабочей среды, если она оказывает вредное воздействие на материал пружины. Для этого перед клапаном и за клапаном могут быть установлены мембранные предохранительные устройства.

6.4 Массу груза и длину рычага рычажно-грузового клапана следует выбирать так, чтобы груз находился на конце рычага.

Отношение плеч рычага не должно превышать 10:1. При применении груза с подвеской его соединение должно быть неразъемным. Масса груза должна быть не более 60 кг и указана (выбита или отлита) на поверхности груза.

6.5 В корпусе клапана и в отводящих трубопроводах следует предусмотреть возможность удаления конденсата из мест его скопления.

6.6 Требования к двухпозиционным клапанам

6.6.1 В конструкции клапанов должен быть предусмотрен специальный пломбируемый механизм (устройство) для возможности настройки (ограничения) высоты подъема золотника, с целью ограничения расхода среды, сбрасываемой через клапан. Необходимость наличия механизма указывают при заказе.

6.6.2 В ТУ и ЭД следует приводить пропускную характеристику (зависимость расхода среды от высоты подъема золотника) $G=f(h)$, позволяющую правильно

настроить клапан на величину сбрасываемого расхода при изменении аварийного расхода, например, при переходе сосудов на разрешенное давление.

6.6.3 Для клапанов, работающих с переменным противодавлением, в ТУ и ЭД следует приводить зависимость расхода среды от противодействия – характеристику $G=f(P_n)$, для возможности правильного выбора клапанов, работающих в технологических системах с противодавлением.

6.7 Требования к пропорциональным клапанам

6.7.1 Конструкции клапанов, особенно работающих на жидких средах, должны обладать высокой степенью чувствительности к изменению давления в процессе сброса рабочей среды во избежание больших колебаний его значений, приводящих к нестабильной работе клапана, к его повреждению и к разрушению защищаемой системы вследствие гидравлических ударов.

7 Требования к предохранительным клапанам, приводимым в действие с помощью клапанов управления

7.1 Клапаны и их вспомогательные устройства должны быть сконструированы так, чтобы при отказе любого управляемого органа или при прекращении подачи энергии на клапан управления была сохранена функция защиты сосуда от превышения давления путем дублирования или иных мер.

Конструкция клапанов должна удовлетворять требованиям 6.4 и 6.6.

7.2 Конструкцией клапана должна быть предусмотрена возможность управления им вручную или дистанционно.

7.3 Клапаны, приводимые в действие с помощью электроэнергии, должны быть снабжены двумя независимыми друг от друга источниками питания. В электрических схемах, где отключение энергии вызывает импульс, открывающий клапан, допускается один источник питания.

7.4 Если органом управления является импульсный клапан, то номинальный диаметр этого клапана должен быть не менее $DN 15$.

Внутренний диаметр импульсных линий (подводящих и отводящих) должен быть не менее 20 мм и не менее диаметра выходного штуцера импульсного клапана. Импульсные линии и линии управления должны обеспечивать надежный отвод кон-

денсата. Устанавливать запорную арматуру на этих линиях запрещается. Допускается устанавливать переключающее устройство, если при любом положении этого устройства импульсная линия будет оставаться открытой.

7.5 Рабочая среда, применяемая для управления клапанами, не должна подвергаться замерзанию, коксованию и полимеризации, а также не должна оказывать коррозионное воздействие на материал деталей клапана.

7.6 Конструкция клапана должна обеспечивать его закрытие при давлении не менее 95 % давления настройки.

7.7 Клапан снабжают не менее чем двумя независимо действующими цепями управления, причем при отказе одной из цепей управления другая цепь должна обеспечивать надежную работу клапана.

7.8 Клапаны двухпозиционного действия (с большой скоростью срабатывания) и пропорционального действия должны управляться соответствующими импульсными клапанами (двухпозиционными или пропорциональными).

8 Требования к подводящим и отводящим трубопроводам

8.1 Общие требования

8.1.1 Клапаны устанавливают на патрубках или трубопроводах, непосредственно присоединенных к оборудованию.

8.1.2 При установке на одном патрубке (трубопроводе) нескольких клапанов площадь поперечного сечения патрубка (трубопровода) должна быть не менее 1,25 суммарной площади сечения клапанов, установленных на нем.

При определении сечения присоединительных трубопроводов длиной более 1000 мм необходимо также учитывать их сопротивление.

8.1.3 Для подводящего и отводящего трубопроводов должны быть:

- обеспечена компенсация температурных удлинений;
- предусмотрена защита от замерзания рабочей среды;
- предусмотрены меры по исключению резких изменений температуры стенок (тепловых ударов) при срабатывании клапана;
- выполнены расчеты крепежа корпуса клапана и трубопроводов с учетом статических нагрузок и динамических усилий, возникающих при срабатывании клапана.

8.1.4 Не допускается проводить отбор рабочей среды из патрубка клапана, а также на участках присоединительных трубопроводов от оборудования до клапана.

8.2 Требования к трубопроводам

8.2.1 Требования к подводящим трубопроводам:

- при наибольшей пропускной способности падение давления $\Delta P_{вх}$ в подводящем трубопроводе не должно превышать 3 % от давления настройки ($0,03 \cdot P_H$);
- подводящие трубопроводы следует выполнять с уклоном по всей длине в сторону сосуда (оборудования);
- внутренний диаметр трубопровода должен быть не менее наибольшего внутреннего диаметра входного патрубка клапана;
- внутренний диаметр, длину трубопровода и другие сопротивления трубопровода следует рассчитывать, исходя из наибольшей пропускной способности клапана.

8.2.2 Требования к отводящим трубопроводам:

- внутренний диаметр трубопровода должен быть не менее наибольшего внутреннего диаметра выходного патрубка клапана;
- внутренний диаметр, длину и другие сопротивления трубопровода должны быть рассчитаны так, чтобы при расходе, равном аварийному, противодавление в выходном патрубке клапана не превышало наибольшего противодавления.

8.3 Динамическое противодавление

Величину динамического противодавления следует определять для всех систем, независимо от конфигурации выпускного трубопровода – со сбросом напрямую в атмосферу, либо длинные разгрузочные трубопроводы.

Величина противодавления в выходном патрубке предохранительного клапана после его открытия является суммой статического $P_{п ст}$ и динамического $P_{п дин}$ противодавления. В большинстве случаев статическое противодавление $P_{п ст}$ является переменным в результате изменяющихся условий в системе разгрузки (сброса) среды.

Приложение А
(справочное)
Эквиваленты некоторых терминов, применяемые в
зарубежных стандартах

А.1 Термины, относящиеся к защищаемому оборудованию

А.1.1 Термин «давление расчетное»:

1) **максимально допустимое давление *PS (Maximum Allowing Pressure – MAP)***: Максимальное устанавливаемое давление, на которое рассчитано оборудование [2];

2) **максимально допустимое рабочее давление (*Maximum Allowing Working Pressure – MAWP*)**: Максимальное статическое давление в рабочих условиях, при котором выполняются условия прочности основных элементов оборудования, работающих под давлением. Максимально допустимое рабочее давление (MAWP) может быть как равно, так и значительно больше рабочего и/или расчетного давления.

А.2 Термины, относящиеся к системе сброса

А.2.1 Термин «давление настройки»:

давление при проверке герметичности затвора (*Seat Tightness Test Pressure*): Стандартное статическое давление, при котором проводится гидравлическое испытание герметичности затвора.

А.2.2 Термин «давление начала открытия $P_{но}$ »:

1) **давление установочное (*Set Pressure*)**: Манометрическое давление на входе в клапан, при котором силы давления, стремящиеся открыть клапан, уравновешиваются силами, удерживающими диск клапана на седле [2];

2) **давление установочное (*Set Pressure*)**: Манометрическое давление на входе, на которое настраивается предохранительный клапан для срабатывания (открытия) в условиях эксплуатации. При приближении давления системы к установочному давлению, результирующее усилие между давлением среды и силой пружины приближается к нулю.

А.2.3 Термин «давление полного открытия $P_{по}$ »:

1) **давление превышения (давление избыточное) (*Overpressure*)**: Возрастающее давление до значения, превышающего значение установочного давления клапана, при котором предохранительный клапан достигает высоты подъема, установленной изготовителем, обычно выражается в процентах от установочного давления. Такое избыточное давление используется при сертификации предохранительного клапана [2];

2) **давление полного открытия (*Full Lift Pressure*)**: Величина избыточного статического давления на входе в предохранительный клапан, при котором арматура совершает полный ход, и достигается максимальная пропускная способность. При этом происходит подъем запирающего элемента, расход наблюдается визуально, осязанием или слухом;

3) **давление превышения (давление избыточное) (*Overpressure*)**: повышение давления в предохранительном клапане сверх установочного давления. Избыточное давление выражается в единицах измерения давления или в процентах от

давления настройки. Избыточное давление равно повышению давления, только когда перепускное устройство установлено на открытие при максимально допустимом рабочем давлении резервуара;

4) **аккумуляция (*Accumulation*)**: Рост давления выше максимально допустимого рабочего давления оборудования (резервуара), выраженное в единицах измерения давления или в процентах максимально допустимого рабочего давления (MAWP) или расчетного давления. Максимально допустимое повышение давления устанавливается действующими НД для аварийных ситуаций при эксплуатации и пожарах.

A.2.4 Термин «площадь седла *F*»:

площадь отверстия седла (*Bore area*): Площадь проточной части предохранительного клапана – минимальная в зоне газовой (паровой) фазы.

A.2.5 Термин «пропускная способность *G*»:

пропускная способность (*Capacity*): Массовый расход среды, подлежащий сбросу из замкнутой системы, при котором давление не превышает максимальное допустимое накопленное давление в замкнутой системе во время сброса [2].

Приложение Б (справочное)

Влияние противодействия

Б.1 Общие положения

Б.1.1 Независимо от того, происходит сброс среды из клапана напрямую в атмосферу, или в коллекторную систему, противодействие может привести к повышению давления начала открытия, уменьшению пропускной способности, неустойчивости работы клапана либо к одновременному изменению всех трех факторов.

Б.1.2 Статическое противодействие в выходном патрубке клапана может быть постоянным, если выходной патрубок клапана соединен с технологическим резервуаром или системой, в которой поддерживается постоянное давление. Однако, в большинстве случаев статическое противодействие будет переменным в результате изменяющихся условий в системе разгрузки (при сбросе среды).

Б.1.3 Разность противодействия, возникающего в системе сброса, после открытия клапана и статического противодействия определяется как динамическое противодействие.

Применение коротких сбросных труб со сбросом напрямую в атмосферу, обычно приводит к более низким динамическим противодействиям, чем в системах с длинными сбросными трубами.

Величина динамического противодействия должна быть определена для всех систем независимо от конфигурации сбросного трубопровода.

Б.1.4 После открытия предохранительного клапана величина противодействия в выходном патрубке клапана равна сумме статического и динамического противодействий.

Б.2 Влияние статического противодействия на открытие клапана

Б.2.1 В неразгруженных клапанах статическое противодействие в выходном патрубке клапана удерживает золотник в закрытом положении силой, дополняющей силу пружины.

Давление настройки клапана должны быть уменьшено на величину, равную статическому противодействию.

Б.2.2 В разгруженном предохранительном клапане сильфон или поршень применяют с целью уменьшения либо устранения воздействия противодействия на давление настройки.

Б.2.3 В предохранительных устройствах с импульсными клапанами для поддержания давления настройки при наличии статического противодействия сброс среды осуществляется в атмосферу или в трубопровод после устройства с атмосферным давлением.

Для импульсной предохранительной арматуры противодействие не влияет на величину хода (подъема) золотника при срабатывании клапана.

Б.2.4 При переменном противодействии следует применять разгруженные пружинные предохранительные клапаны или клапаны с импульсным управлением, либо устанавливать после клапана неразгруженного клапана прямого действия мембранное предохранительное устройство и обеспечивать постоянное давление между клапаном и устройством.

Б.2.5 Если величина переменного противодействия мала, то допускается применять неразгруженные предохранительные клапаны при выполнении следующих условий:

- при настройке клапанов на испытательном стенде учитывается статическое противодействие;
- максимальное давление во время сброса рабочей среды не превышает допустимых ограничений по повышению давления в защищаемом оборудовании.

Б.3 Влияние динамического противодействия на функционирование предохранительного клапана и его пропускную способность

Б.3.1 Динамическое противодействие противодействует подъемной силе, поддерживающей золотник в открытом состоянии.

Б.3.2 В неразгруженных клапанах динамическое противодействие может вызвать хаотичное (нестабильное) срабатывание клапана, которое будет выражаться в виде флаттера или вибраций. При вибрации золотник совершает частые возвратно-поступательные движения, соприкасаясь с седлом. Флаттер действует сходным образом, как и вибрация, за исключением того, что золотник не входит в соприкосновение с седлом в ходе цикла. Данный вид функционирования может повредить клапан и присоединенные трубопроводы.

Б.3.3 При применении неразгруженных пружинных предохранительных клапанов динамическое противодействие не должно превышать значений, приведенных в таблице Б.1.

Т а б л и ц а Б.1 – Допустимое динамическое противодействие

Давление полного открытия $P_{по}$	Динамическое противодействие, $P_{п. дин}$ для клапанов, эксплуатируемых на различных средах и режимах							
	двухпозиционных*		пропорциональных					
	Под ЗЭл		На ЗЭл**			Под ЗЭл***		
	Газ, пар	Жидкость	Газ, пар		Жидкость	Газ, пар		Жидкость
крити- ческий	бескавита- ционный	докрити- ческий	крити- ческий	бескавита- ционный	крити- ческий	докрити- ческий	бескавита- ционный	
Не более $1,1 \cdot P_H$	$\leq 0,110 \cdot P_H$		$\geq 0,110 \cdot P_H$ ****	$\leq 0,110 \cdot P_H$	$\leq 0,0100 \cdot P_H$			
Более $1,1 \cdot P_H$	$\leq 0,115 \cdot P_H$		$\geq 0,115 \cdot P_H$ ****	$\leq 0,115 \cdot P_H$	$\leq 0,0115 \cdot P_H$			
* Для клапанов типа СППК. ** Для полно- и среднеподъемных клапанов. *** Для малоподъемных клапанов. **** Так как при подаче среды на ЗЭл противодействие помогает подъему ЗЭл, его величину при критическом режиме надо ограничивать значением $P_{п. дин} \leq \beta_{кр} \cdot P_1$. В противном случае увеличение противодействия приведет к уменьшению пропускной способности клапана								

Б.3.4 Если сбросной трубопровод проектировался с учетом динамического противодействия, то не требуется корректировка расхода при противодействии ($K_w = 1,0$) в уравнениях для расчета размеров клапана для критического потока газа или жидкости.

Б.3.5 Разгруженные предохранительные клапаны рекомендуется применять если:

- при срабатывании клапана в сбросном трубопроводе возникает высокое динамическое противодействие;
- статическое противодействие изменяется в широких пределах по отношению к давлению настройки;
- полное противодействие $P_{п.}$, равное сумме статического $P_{п. ст}$ и динамического $P_{п. дин}$ давлений, составляет менее 50 % от давления начала открытия ($0,5 \cdot P_{но}$) или менее 53 % от давления настройки ($0,53 \cdot P_H$).

Б.3.6 В разгруженном клапане высокое противодействие будет создавать силу закрытия на неразгруженную часть золотника, что, наряду с увеличением суммарной жесткости упругих элементов, (например, вследствие добавления жесткости сильфона), может привести к уменьшению степени открытия клапана и, соответственно, к уменьшению его пропускной способности.

Б.3.6.1 Поправочные коэффициенты пропускной способности, называемые поправочными коэффициентами противодействия K_w , должны быть приведены изготовителем в ТУ и ЭД на клапаны.

Б.3.6.2 При предварительном расчете разгруженного пружинного предохранительного клапана для определения поправочного коэффициента противодействия K_w допускается пользоваться графиками зависимости поправочного коэффициента противодействия от отношения противодействия к давлению начала открытия клапана

$K_w = f\left(\frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{НО}}}\right)$, приведенными на рисунке Д.1. На графике приведены средние значения K_w , рекомендованные рядом изготовителей предохранительных клапанов.

Окончательный расчет пропускной способности клапана должен быть выполнен по значениям K_w , представленным изготовителем.

Б.3.6.3 Если при течении газов (паров) противодействие превышает 30 % от давления полного открытия ($0,3 \cdot P_{\text{НО}}$) поток является докритический. Тем не менее, для расчета пропускной способности клапана следует применять формулы для критического режима течения, приведенные в приложении Г.

Б.3.6.4 Для импульсной предохранительной арматуры, работающей на газообразных средах в условиях критического потока и соответствующей Б.2.3, поправочный коэффициент $K_w = 1,0$.

Б.4 Влияние противодействия и конструкции коллектора на расчет размеров и выбор предохранительного клапана

Б.4.1 Линия сброса и факельный коллектор должны проектироваться так, чтобы динамическое противодействие для неразгруженных клапанов не превышало пределы, приведенные в таблице Б.1.

Б.4.2 Система факельного коллектора должна быть спроектирована таким образом, чтобы гарантировать, что статическое противодействие, вызванное сбросом или разгрузкой от других источников, не будет затруднять открытие предохранительной арматуры при давлении, необходимом для защиты оборудования. Поскольку статическое, динамическое и полное противодействие рассчитывают на основе анализа перепада давления в системе разгрузки, проектировщик системы приводит их при заказе клапана.

Б.4.3 В связи с тем, что полное противодействие может оказывать влияние на пропускную способность предохранительного клапана, расчет размеров разгруженного предохранительного клапана следует проводить в два этапа:

- рассчитать предохранительный клапан с использованием предварительного поправочного коэффициента противодействия, K_w . Поправочный коэффициент может либо равняться $K_w = 1,0$ либо может учитывать влияние предполагаемого полного противодействия;

- по результатам предварительного расчета размера клапана и его пропускной способности, рассчитать линию разгрузки и размеры коллектора;

- определить поправочный коэффициент противодействия K_w и выполнить окончательный выбор клапана;

- значение противодействия следует отразить при заказе предохранительного клапана.

Б.4.4 В импульсных предохранительных клапанах, предназначенных для эксплуатации при критическом режиме потока газообразных сред, противодействие обычно не оказывает влияние на давление настройки и пропускную способность клапанов.

Расчет размеров короткого трубопровода и факельного коллектора в данном случае основывается на других факторах.

**Приложение В
(рекомендуемое)**

**Основы расчета пропускной способности
предохранительного клапана**

В.1 Модель идеального сопла

В.1.1 Общие положения

Расчет пропускной способности предохранительного клапана основывается на модели идеального сопла (штуцера). Согласно данной модели расход через клапан сначала рассчитывают для равновесного адиабатического (без теплообмена с окружающей средой) и изэнтропного (без потерь на гидравлическое трение) течения через клапан.

При этом также пренебрегают:

- гидростатическими потерями на перепад высот между входным и выходным патрубками клапана;
- различием скоростей среды перед входным патрубком и за выходным патрубком клапана.

Затем, для учета реальных условий и влияния различных дополнительных факторов, полученное расчетное значение пропускной способности, определенное по данной модели корректируют.

В.1.2 Реальная пропускная способность предохранительного клапана G

Реальная пропускная способность предохранительного клапана G рассчитывается по формуле

$$G = \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot G_{ideal}^* \cdot F, \quad (B.1.1)$$

где α – коэффициент расхода, учитывающий дополнительные потери давления (на трение, местные и гидростатические) при течении через клапан;

K_c – коэффициент, учитывающий возможное уменьшение пропускной способности вследствие установки до и/или после клапана предохранительных мембранных устройств по В.1.5;

K_v – коэффициент, учитывающий уменьшение пропускной способности при сбросе через клапан высоковязких сред вследствие дополнительных гидравлических потерь по В.1.6;

K_w – коэффициент, учитывающий эффект неполного открытия разгруженных предохранительных клапанов из-за противодействия вследствие воздействия последнего на сильфон по В.1.7;

G_{ideal}^* – массовая скорость, рассчитанная по модели идеального сопла (штуцера) по В.1.3;

F – минимальная площадь седла клапана.

Примечания

1 Коэффициенты K_c , K_v , K_w учитывают факторы, влияющие на пропускную способность клапана.

2 Единицы величин соответствуют основным единицам СИ по ГОСТ 8.417 (таблица 1) – для всех формул, кроме случаев, когда оговорено иное.

При установке в систему нескольких предохранительных клапанов, работающих параллельно, пропускная способность клапанов суммируется.

В.1.3 Минимальная площадь седла клапана F

Минимальная площадь седла клапана F рассчитывается по формуле

$$F = \frac{G_{аб}}{\alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot G_{ideal}^* \cdot N}, \quad (B.1.2)$$

где N – количество параллельно установленных одновременно работающих одинаковых клапанов.

В.1.4 Массовая скорость G_{ideal}^*

В.1.4.1 Массовую скорость G_{ideal}^* по модели идеального сопла (штуцера) рассчитывают одним из методов, описанных далее, в зависимости от агрегатного состояния и термодинамического поведения сбрасываемой среды.

В.1.4.2 При расчете за давление перед клапаном принимают абсолютное давление полного открытия, равное $P_1 = P_{по} + 0,1$, МПа.

На основании расчета $G_{аб}$ допускается принимать значение давления, большее давления P_1 при условии, что клапан при этом давлении работоспособен.

В.1.4.3 Прежде всего определяют режим течения через клапан – критический или докритический.

1) Критический режим течения

При критическом режиме течения в седле клапана скорость потока в седле достигает скорости звука.

За седлом образуется скачок уплотнения и величина $G_{ideal}^* = G_{ideal\ кр}^*$ не зависит от условий за клапаном, а определяется только свойствами сбрасываемой среды и параметрами среды перед клапаном.

Массовую скорость G_{ideal}^* удобно представлять в виде

$$G_{ideal}^* = G_{ideal\ кр}^* = K_{п\кp} \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1}, \quad (B.1.3)$$

где $K_{п\кp}$ – безразмерный коэффициент определяется только параметрами среды перед клапаном.

2) Докритический режим течения

При докритическом режиме течения массовая скорость G_{ideal}^* зависит от давления P_0 на выходе из идеального сопла (штуцера):

- если в РЭ клапана указано как рассчитать абсолютное давление в седле по значениям давлений до и после клапана, то при расчете G_{ideal}^* по модели идеального сопла (штуцера) значение давления в седле следует использовать в качестве выходного давления;

- если в РЭ клапана данные о расчете абсолютных давлений в седле изготовитель не приводятся, то при расчете G_{ideal}^* в качестве выходного давления следует использовать абсолютное противодавление за клапаном, равное $P_2 = P_n + 0,1$, МПа. Соответствующая погрешность при этом будет учтена в значении α ;

- допускается также оценить абсолютное давление в седле по соотношению $\frac{\alpha_2^2}{\alpha_1^2} \cdot P_2 + \left(1 - \frac{\alpha_2^2}{\alpha_1^2}\right) \cdot P_1$, и использовать его при расчете G_{ideal}^* в качестве выходного давления;

- массовую скорость удобно представлять в виде

$$G_{ideal}^* = K_n \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1} = K_b \cdot G_{ideal\ кр}^* = K_b \cdot K_{п\кp} \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1}, \quad (B.1.4)$$

где $K_b < 1$ – безразмерный коэффициент, характеризующий отличие докритической массовой скорости от критической.

При критическом режиме течения $K_b = 1$ и $K_n = K_{п\кp}$.

Поставив в формулы (B.1.1) и (B.1.2) выражения для расчета массовой скорости (B.1.4) получим формулы для расчета пропускной способности и минимальной площади седла клапана соответственно

$$\begin{aligned}
 G &= \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_p \cdot F \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1} = \\
 &= \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_b \cdot K_{пкр} \cdot F \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1},
 \end{aligned}
 \tag{B.1.5}$$

а формула (B.1.2) в виде

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{G_{аб}}{\alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_p \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1}} = \\
 &= \frac{G_{аб}}{\alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_b \cdot K_{пкр} \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1}}.
 \end{aligned}
 \tag{B.1.6}$$

Для единиц измерения G , кг/ч, F , мм², и P , МПа

$$\begin{aligned}
 G &= 5,09 \cdot \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_p \cdot F \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1} = \\
 &= 5,09 \cdot \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_b \cdot K_{пкр} \cdot F \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1};
 \end{aligned}
 \tag{B.1.7}$$

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{G_{аб}}{5,09 \cdot \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_p \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1}} = \\
 &= \frac{G_{аб}}{5,09 \cdot \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_b \cdot K_{пкр} \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1}}.
 \end{aligned}
 \tag{B.1.8}$$

Для единиц измерения G , кг/ч, F , мм², и P , бар

$$\begin{aligned}
 G &= 1,59 \cdot \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_p \cdot F \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1} = \\
 &= 1,59 \cdot \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_b \cdot K_{пкр} \cdot F \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1};
 \end{aligned}
 \tag{B.1.9}$$

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{G_{аб}}{1,59 \cdot \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_p \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1}} = \\
 &= \frac{G_{аб}}{1,59 \cdot \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_b \cdot K_{пкр} \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1}}.
 \end{aligned}
 \tag{B.1.10}$$

В.1.5 Коэффициент расхода α

Коэффициент расхода, учитывающий дополнительные потери давления (на трение, местные и гидростатические) при течении через клапан, изготовитель определяет экспериментально (либо расчетом) и указывает в КД (РЭ) для различных сред и режимов течения.

Если для рассматриваемых условий значение коэффициента расхода неизвестно, кроме случаев, когда данный стандарт предусматривает иное, следует использовать значения коэффициентов расхода, приведенные изготовителем в КД (РЭ):

- α_1 (для критического течения газа) – при критическом режиме течения через клапан;
- α_2 (для течения жидкости) – при докритическом режиме истечения через клапан.

Если при расчете G_{ideal}^* при сбросе газа в качестве выходного давления использовалось давление в седле, допускается использовать коэффициент α_1 .

В.1.6 Коэффициент K_c

Коэффициент K_c , учитывающий возможное уменьшение пропускной способности клапана вследствие установки предохранительных мембранных устройств, принимают равным:

- $K_c=0,9$ – при наличии мембранных предохранительных устройств до и/или после клапана;
- $K_c=1,0$ – при отсутствии мембранных предохранительных устройств.

В.1.7 Коэффициент K_v

Коэффициент K_v , учитывающий уменьшение пропускной способности клапана при сбросе через него высоковязких сред вследствие дополнительных гидравлических потерь, рассчитывается по формуле

$$K_v = 0,975 \cdot \sqrt{\frac{(d_c/DN_1)^{0,1}}{\frac{950 \cdot (1 - d_c/DN_1)^{1,4}}{Re} + 0,900}} \quad (B.1.11)$$

При расчете минимальной площади седла (когда величина d_c/DN_1 используемого клапана еще неизвестна) допускается рассчитывать коэффициент K_v по одной из формул

$$\text{при } 1000 \leq Re < 100\,000 \quad - \quad K_v = \left(0,9935 + \frac{2,8780}{Re^{0,5}} + \frac{342,7500}{Re^{1,5}} \right)^{-1}; \quad (B.1.12)$$

$$\text{при } Re < 1000 \quad - \quad K_v = 0,975 \cdot \sqrt{\frac{1}{\frac{170}{Re} + 0,980}} \quad (B.1.13)$$

Число Рейнольдса Re рассчитывают по формуле

$$Re = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \mu \cdot d} = \frac{G}{\mu} \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot F}} \quad (B.1.14)$$

где μ – динамическая вязкость сбрасываемой среды.

В случае сброса двухфазной газо-жидкостной смеси ее эффективная динамическая вязкость рассчитывается по формуле

$$\mu = \varepsilon \cdot \mu_g + (1 - \varepsilon) \cdot (1 + 2,5 \cdot \varepsilon) \cdot \mu_l, \quad (\text{B.1.15})$$

где μ_g, μ_l – динамическая вязкость газовой и жидкой фаз соответственно;

$$\varepsilon = \left[1 + \frac{(1-x) \cdot \rho_g}{x \cdot \rho_l} \right]^{-1} \quad \text{– объемная доля газа.}$$

Для единиц измерения G , кг/ч, и F , мм², формула (B.1.14) принимает вид

$$Re = \frac{G}{3,6 \cdot \mu} \cdot \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot F}}. \quad (\text{B.1.16})$$

С учетом уравнения (B.1.1) формула (B.1.14) для числа Рейнольдса может быть представлена в виде

$$\begin{aligned} Re &= \frac{\alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot G_{ideal}^*}{\mu} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \\ &= \frac{\alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_{\eta}}{\mu} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot F \cdot P_1 \cdot \rho_1}{\pi}}. \end{aligned} \quad (\text{B.1.17})$$

Для единиц измерения G_{ideal}^* , кг/ч·мм², и F , мм²,

$$Re = \frac{\alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot G_{ideal}^*}{3,6 \cdot \mu} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}}. \quad (\text{B.1.18})$$

Для предварительного расчета минимальной площади седла клапана формулу (B.1.14) с учетом уравнения (B.1.2) удобно преобразовать к виду

$$Re = \frac{1}{\mu} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot G_{ideal}^* \cdot G_{ав} \cdot N}{\pi}}. \quad (\text{B.1.19})$$

Для единиц измерения G , кг/ч, G_{ideal}^* , кг/ч·мм², и F , мм²,

$$Re = \frac{1}{3,6 \cdot \mu} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot G_{ideal}^* \cdot G_{ав} \cdot N}{\pi}}. \quad (\text{B.1.20})$$

При числах Рейнольдса $Re \geq 100\,000$ допускается принимать $K_v = 1,0$.

В.1.8 Коэффициент K_w

Коэффициент K_w , учитывающий эффект неполного открытия разгруженных предохранительных клапанов из-за противодействия, изготовитель указывает в КД (РЭ) для различных сред и режимов течения.

При предварительном расчете разгруженного пружинного предохранительного клапана в случае отсутствия в КД (РЭ) данных по значениям поправочного коэффициента K_w допускается для определения коэффициента K_w пользоваться графиками зависимости поправочного коэффициента противодействия от отношения противодействия к давлению начала открытия клапана $K_w = f\left(\frac{P_p}{P_{но}}\right)$, приведенными на рисунке Д.1, либо рассчитывать по формулам таблицы В.1.

Т а б л и ц а В.1 – Формулы для расчета коэффициента K_w

Среда	$P_{по}/P_H$	P_p/P_H	Формула для расчета K_w	Номер формулы
Жидкость	Все	$P_p/P_{но} \leq 0,150$	$K_w = 1,0$	(В.1.21)
		$0,150 < P_p/P_{но} \leq 2,250$	$K_w = 0,8750 + 1,8333 \cdot (P_p/P_{но}) - 6,6667 \cdot (P_p/P_{но})^2$	
		$P_p/P_{но} > 2,250$	$K_w = 1,175 - P_p/P_{но}$	
Газ	1,10	$P_p/P_{но} \leq 0,300$	$K_w = 1,0$	(В.1.22)
		$P_p/P_{но} > 0,300$	$K_w = 1,1027 + 0,4007 \cdot (P_p/P_{но}) - 2,4577 \cdot (P_p/P_{но})^2$	
	1,15	$P_p/P_{но} \leq 0,377$	$K_w = 1,0$	(В.1.23)
		$P_p/P_{но} > 0,377$	$K_w = 1,2857 - 0,7603 \cdot (P_p/P_{но})$	
	более 1,20	$P_p/P_{но} \geq 1,200$	$K_w = 1,0$	(В.1.24)
	$1,10 < P_{по}/P_H \leq 1,15$	–	K_w определяется линейной интерполяцией по $P_{по}/P_H$ между значениями, полученными по (В.1.22) и (В.1.23)	(В.1.25)
$1,15 < P_{по}/P_H \leq 1,20$	–	K_w определяется линейной интерполяцией по $P_{по}/P_H$ между значениями, полученными по (В.1.23) и (В.1.24)	(В.1.26)	
<p>П р и м е ч а н и я</p> <p>1 Для газо-жидкостных сред:</p> <ul style="list-style-type: none"> - при критическом режиме истечения K_w определяют по (В.1.22) – (В.1.26); - при докритическом режиме истечения K_w определяют по (В.1.21). <p>2 Для обычных (неразгруженных) предохранительных клапанов $K_w = 1,0$.</p>				

В.1.9 Итерации для учета поправки на вязкость и противодействие

При расчете пропускной способности и минимальной площади седла клапана коэффициент K_v зависит от числа Рейнольдса и, тем самым, от пропускной способности и/или площади сечения клапана, и должен определяться итерационно. Кроме того, коэффициент K_w и массовая скорость G_{ideal}^* (при докритическом режиме течения) зависят от противодействия P_2 , динамическая составляющая которого, в свою очередь, зависит от реальной пропускной способности клапана. Поэтому расчеты минимальной площади сечения и реальной пропускной способности клапана в системе в большинстве случаев следует выполнять итерационно.

В.1.9.1 Расчет минимальной площади седла клапана для предварительного выбора клапана допускается выполнять для противодействия P_2 , не учитывающего динамическую составляющую либо с динамическим противодействием, соответствующим расходу $G_{ав}$.

Алгоритм определения коэффициента K_v :

- по уравнению (В.1.17) или (В.1.18) рассчитать начальное приближенное число Рейнольдса Re_0 при $K_v=1,0$;
- если $Re_0 \geq 100\,000$, то $K_v=1,0$ и итераций не требуется;
- если $Re_0 < 100\,000$, то Re находят из уравнения $Re = \sqrt{K_v(Re)} Re_0$, например, методом последовательных итераций: $Re_{i+1} = \sqrt{K_v(Re_i)} Re_0$; при этом $K_v = K_v(Re)$;
- с учетом найденного значения K_v определить минимальную площадь сечения клапана (по уравнению (В.1.2)).

В.1.9.2 Определение реальной пропускной способности предохранительного клапана в системе с учетом потерь в трубопроводах и оценка работоспособности системы в целом требуют итерационного расчета. При итерационном расчете последовательными приближениями находится расход G , для которого потери в отводящем трубопроводе приведут к возникновению противодействия P_2 , при котором расход через клапан, рассчитанный по формуле (В.1.1), будет равен G .

В.1.9.3 Оценка реальной пропускной способности и работоспособности системы с учетом динамического противодействия может быть выполнена по более простой процедуре. Алгоритм оценки:

- выполнить гидравлический расчет отводящего трубопровода для расхода $G_{ав}$ и определить соответствующее динамическое противодействие $P_{п\ дин\ ав}$ и противодействие $P_{2ав}$;

- проверить, допустима ли величина динамического противодействия $P_{п\ дин\ ав}$ для правильной работы клапана согласно требованиям Приложения Б и/или данным изготовителя. Если величина $P_{п\ дин\ ав}$ недопустима – система неработоспособна, расчет закончен:

- рассчитать пропускную способность клапана по уравнению (В.1.1) для противодействия $P_{2ав}$. При этом K_v определяют по алгоритму:

а) принять $K_v=1,0$ и определить Re_0 по уравнению (В.1.15) или (В.1.16);

б) если $Re_0 \geq 100\,000$, то $K_v=1,0$;

в) если $Re_0 < 100\,000$, то Re находят из уравнения $Re = K_v(Re) \cdot Re_0$, например, методом последовательных итераций: $Re_{i+1} = K_v(Re_i) Re_0$; при этом $K_v = K_v(Re)$;

- сравнить полученную величину пропускной способности G' с $G_{ав}$:

а) если $G' < G_{ав}$ – система с выбранным клапаном не способна пропустить требуемый расход $G_{ав}$. Расчет закончен;

б) если $G' \geq G_{ав}$ – система может пропустить требуемый расход $G_{ав}$, величина реальной пропускной способности системы лежит в диапазоне от $G_{ав}$ до G' ;

- однако, следует выполнить проверку того, что противодействие при работе системы будет находиться в допустимом диапазоне и система будет работать устойчиво. Для этого определяется максимально допустимая величина противодействия P_{2max} по требованиям Б.3.3, Б.3.4 либо специальным требованиям изготовителя:

а) рассчитать пропускную способность клапана G'' по уравнению (В.1.1) для противодействия P_{2max} . При этом K_v определяют по алгоритму, описанному ранее;

б) если $G'' \leq G_{ав}$, то противодействие P_2 при работе системы будет находиться в диапазоне $P_{2ав} \leq P_2 \leq P_{2max}$, система работоспособна;

- в) если $G'' > G_{ав}$, то следует выполнить гидравлический расчет отводящего трубопровода для расхода G'' и сравнить полученную величину противо-давления P_2'' с P_{2max} .
- г) если $P_2'' > P_{2max}$, то противодействие P_2 при работе системы будет превышать P_{2max} , система неработоспособна, расчет закончен;
- д) $P_2'' \leq P_{2max}$, то противодействие при работе системы будет находиться в диапазоне $P_2'' \leq P_2 \leq P_{2max}$, система работоспособна и ее пропускная способность $G'' \leq G \leq G'$. В частности, если при противодействии P_2'' режим течения через клапан критический и $K_w=1,0$, то пропускная способность системы $G = G' = G''$, а противодействие $P_2 = P_2''$.

В.1.10 Типы режимов течения при расчете массовой скорости по модели идеального штуцера

Для выбора правильного метода расчета массовой скорости рекомендуется предварительно определить характер течения среды:

- агрегатное состояние среды в процессе истечения;
- возможность изменения агрегатного состояния (вскипание или конденсация);
- в какой именно области фазовой диаграммы среды находится соответствующий отрезок линии постоянной энтропии.

Для определения характера течения рекомендуется использовать фазовые диаграммы сред с границами двухфазной области (кривыми кипения и конденсации) и линиями постоянной энтропии.

Наиболее наглядно типы течений представлены на диаграмме в координатах энтальпия – давление. На рисунке В.1 представлен типичный вид данной диаграммы и основные типы течений.

Области применения упрощенных уравнений состояния приведены на рисунке В.2.

Вид диаграммы энтропия-давление, представленный на рисунке В.1а, типичен для так называемых «регулярных» сред, с величиной идеально-газового коэффициента адиабаты $k = c_p/c_v > 1,1$, которые встречаются наиболее часто. К ним, в частности, относятся почти все среды, справочные данные которых приведены в таблице

Г.1. Данные среды вблизи линии конденсации при изоэнтропном расширении конденсируются.

Вид диаграммы, представленной на рисунке В.1в, характерен для так называемых «ретроградных» сред со сложными многоатомными молекулами и величиной $k = c_p/c_v$ близкой к 1,0 (например, октан). Данные среды вблизи линии конденсации (кроме области вблизи критической точки) при изоэнтропном расширении не только не конденсируются, а наоборот, испаряются.

Вид диаграммы, представленной на рисунке В.1б, представляет собой переходный вариант от «регулярных» сред к «ретроградным» с величиной $k = c_p/c_v$ близкой к 1,1. Для них характерна S-образная форма кривой конденсации (например, бутан).

Для «регулярных» сред реализуются следующие типы режимов течений (рисунок В.1а): **Ж-Ж** (жидкость–жидкость), **Ж-2Ф** (жидкость–двухфазная газо - жидкостная смесь), **Г-Г** (газ-газ), **Г-2Ф** (газ–двухфазная газо - жидкостная смесь), **2Ф-2Ф** (двухфазная газо - жидкостная смесь–двухфазная газо-жидкостная смесь).

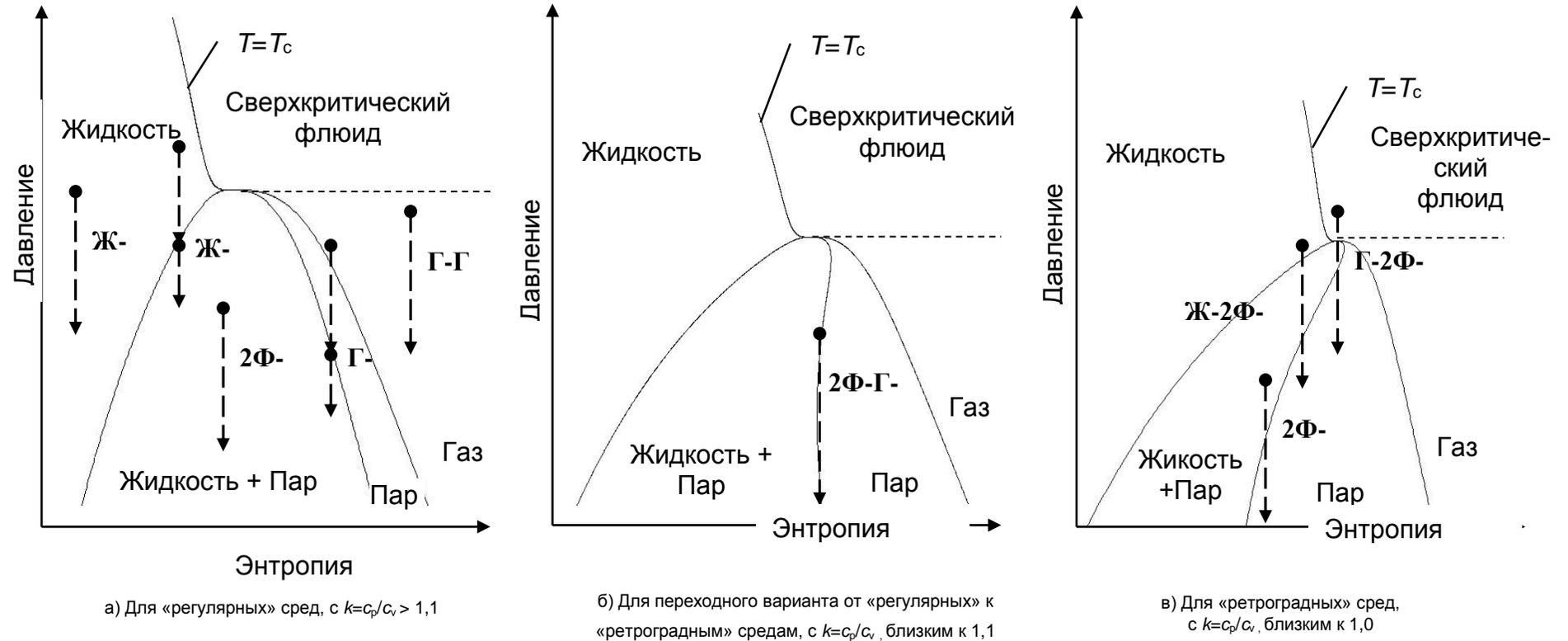


Рисунок В.1 – Типы фазовых диаграмм и изоэнтропных течений

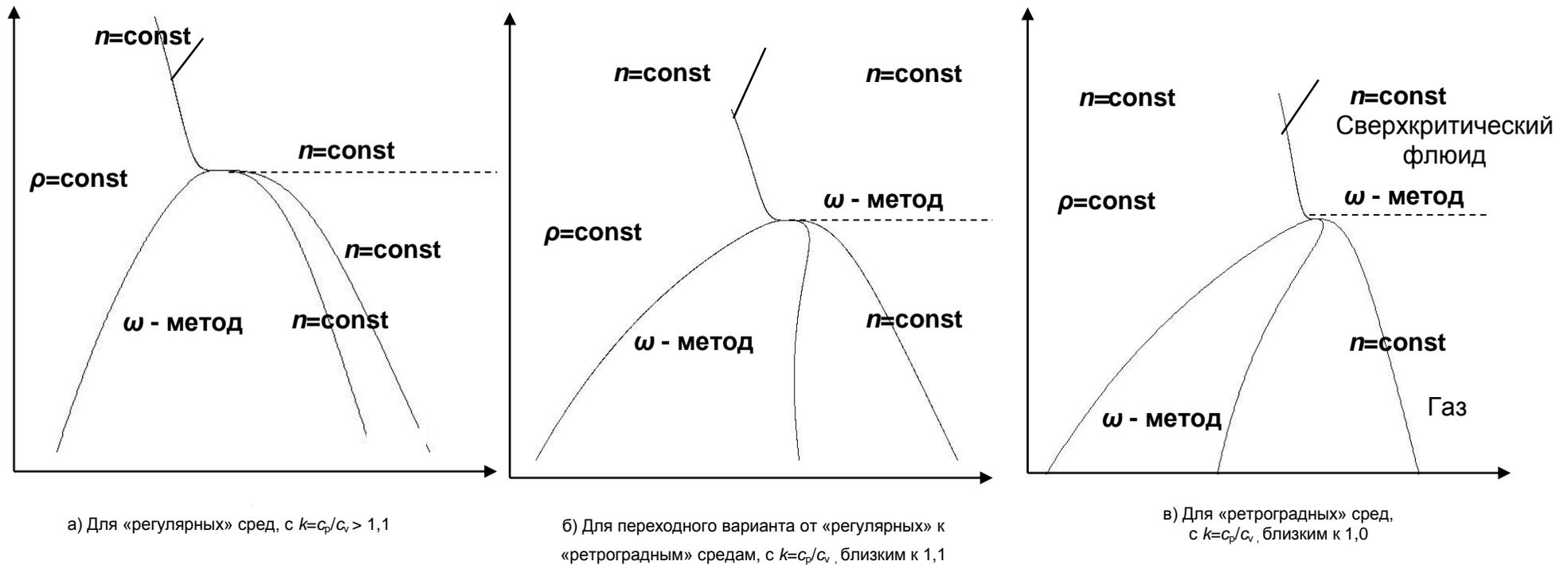


Рисунок В.2. Области применения упрощенных уравнений состояния

1) Режим течения Ж-Ж (вход – жидкость; выход – жидкость)

Течение реализуется, когда начальное и конечное давления P_1 и P_2 лежат выше кривой кипения. При этом среда при истечении находится в жидком состоянии. Разновидность данного случая – когда начальная точка находится в сверхкритической области. Как правило, при течении **Ж-Ж** имеет место докритический режим течения. Однако при высоких давлениях вблизи критической точки плотность среды начинает столь заметно зависеть от давления, что возможна реализация и критического режима истечения жидкости.

2) Режим течения Ж-2Ф (вход – жидкость; выход – двухфазная смесь)

Если конечное давление меньше давления кипения, реализуется режим **Ж-2Ф**. При этом сбрасываемая жидкость вскипает либо в выходном сечении штуцера (в седле клапана - критическое истечение с конечной точкой на линии кипения), либо в самом штуцере, с реализацией критического (чаще всего) или докритического истечения и конечными параметрами (в выходном сечении штуцера) в двухфазной области.

3) Режим течения Г-Г (вход – газ; выход – газ)

Режим **Г-Г** реализуется при начальном и конечном давлениях выше кривой конденсации в области газа (как вариант – при начальной точке в сверхкритической области). Среда на протяжении всего течения находится в газообразном состоянии, при этом течение чаще всего критическое, реже – докритическое.

4) Режим течения Г-2Ф (вход – газ; выход – двухфазная смесь)

Если газ при изоэнтропном расширении достигает давления конденсации раньше, чем давления критического истечения, реализуется режим **Г-2Ф** и возникает конденсация газа в выходном сечении штуцера или внутри него. Конечная точка в этом случае лежит либо на линии конденсации (критическое истечение), либо в двухфазной области (чаще критическое, реже – докритическое истечение).

5) Режим течения 2Ф-2Ф (вход – двухфазная газо-жидкостная смесь; выход – двухфазная газо-жидкостная смесь)

Предельными вариантами режима **2Ф-2Ф** можно считать случаи сброса жидкости на линии кипения или газа на линии конденсации (насыщенного пара). Чаще всего такое течение – критическое. Вариантом данного режима является также течение газо-жидкостной среды, для которой массообменом между фазами (кипением и конденсацией) можно пренебречь (течение жидкости с неконденсирующимися и не растворяющимися газами).

6) Режим течения 2Ф-Г (вход – жидкость; выход – газ)

Для «ретроградных» сред (рисунок В.1в) дополнительно возможен режим **2Ф-Г**, при котором происходит полное испарение жидкой фазы. Для этого режима течение чаще всего критическое.

7) Режим течения Г-2Ф-Г (вход – газ, выход – газ, с конденсацией в двухфазную смесь между ними)

Также для «ретроградных» сред (рисунок В.1в) в окрестности критической точки реализуется режим **Г-2Ф-Г**, с частичной конденсацией среды и последующим полным испарением. Для этого режима течение чаще всего критическое.

8) Режим течения Ж-2Ф-Г (вход – жидкость; выход – газ, с двухфазной смесью между ними)

Режим течения **Ж-2Ф-Г** теоретически возможен – режим, при котором в ходе течения происходит полное испарение жидкой фазы – однако реализация его практически маловероятна, поскольку критическое течение достигается, как правило, внутри двухфазной области - раньше пересечения кривой конденсации.

9) Режим течения 2Ф-Г-2Ф (вход – двухфазная смесь; выход – двухфазная смесь, с выходом в чисто газовую фазу между ними)

Для «переходных» сред (рисунок В.1б) возможен также режим течения **2Ф-Г-2Ф**, при котором двухфазная смесь полностью испаряется, а затем вновь начинает конденсироваться.

В.1.11 Методы расчета массовой скорости и рекомендации по их применению

Для расчета массовой скорости применяется 3 группы методов:

- универсальные методы (метод прямого интегрирования);
- упрощенные аналитические методы на основе уравнений состояния, описывающих изоэнтропное расширение;
- специальные методы.

1) Универсальный метод прямого интегрирования применим для всех случаев истечения, в особенности рекомендуется применять его, когда есть сомнения в применимости других методов. Однако, для реализации метода требуется использование термодинамических компьютерных библиотек или соответствующих термодинамических таблиц, описывающих сбрасываемую среду. Данный метод описан в разделе Г.1.

2) Расчетные формулы упрощенных аналитических методов получаются аналитическим интегрированием уравнений метода прямого интегрирования при описании зависимости плотности среды от давления при изоэнтропном расширении различными простыми уравнениями состояния. Наибольшее применение получили три уравнения состояния:

- уравнение состояния несжимаемой жидкости

$$\rho = const; \quad (B.1.27)$$

- уравнение состояния сжимаемой среды с постоянным показателем изоэнтропы

$$P/\rho^n = const; \quad (B.1.28)$$

$$n = const,$$

где $n = (\partial \ln P / \partial \ln \rho)_s$ – показатель изоэнтропы определяется для реального поведения среды или двухфазной среды и, вообще говоря, может значительно отличаться от коэффициента адиабаты идеального газа;

- уравнение омега-метода

$$\rho^* / \rho - 1 = \omega (P^* / P - 1), \quad (B.1.29)$$

основанное на наблюдении, что линии постоянной энтропии в двухфазной области в координатах $1/P$, $1/\rho$ часто можно достаточно точно аппроксимировать прямыми линиями. Здесь P^* , ρ^* – некоторая базовая точка на изоэнтропе. Обычно в качестве P^* , ρ^* принимают либо P_1 , ρ_1 (если последняя лежит в двухфазной области), либо точку пересечения изоэнтропы с границей двухфазной области. При этом параметр ω является обратной величиной показателя изоэнтропы в базовой точке: $\omega = 1/n(P^*, \rho^*)$.

Расчет показателя изоэнтропы и параметра омега для различных случаев описан в Г.2.4.

Уравнения данных методов и их сочетаний, а также графики соответствующих коэффициентов приведены в разделе Г.2.

Рекомендуемые области применения методов и границы применимости в соответствии с таблицей В.2 и для наглядности показаны на рисунке В.2.

Рекомендации по области применения упрощенных аналитических методов расчета в зависимости от режима течения приведены в таблице В.2.

Специальные методы используются при расчете отдельных наиболее важных и распространенных сред. Для водяного пара такие методы описаны в разделе Г.4

Т а б л и ц а В.2 – Рекомендации по применению методов расчета

Режим течения	Метод расчета	Область применения	Номер пункта стандарта
Ж-Ж	Несжимаемая жидкость	Основной метод расчета при течении жидкости. Рекомендуется применять при $T_r < 1,0$ и $P_r \leq 1,00 + 1,25 \cdot (1 - T_r)$, то есть кроме течения при высоких давлениях или вблизи критической точки (суперкритическая среда).	Г.2.1
	Постоянный показатель изоэнтропы	Рекомендуется применять при высоких давлениях и вблизи критической точки.	Г.2.2
Г-Г	Постоянный показатель изоэнтропы	Основной метод расчета течения газа и суперкритических сред. Рекомендуется применять при $n \geq 1$, кроме зоны быстрого изменения значений n в суперкритической области.	Г.2.2
	Омега-метод	Рекомендуется применять при $n < 1$, а также в суперкритической области в зоне быстрого изменения значений (при $T_r > 1,0$ примерно от $P_r \geq 1,0 + 5,0 \cdot (1 - T_r)$ до $P_r \leq 1,5 + 15,0 \cdot (1 - T_r)$).	Г.2.2
2Ф-2Ф	Омега-метод	Основной метод расчета двухфазного течения. При корректном определении величины параметра омега может применяться при любых параметрах двухфазного течения, кроме течения многокомпонентного вскипающего / конденсирующегося продукта с разбросом температур нормального кипения компонентов свыше 80°C , для которого метод может быть неточен.	Г.2.2

Продолжение таблицы В.2

Режим течения	Метод расчета	Область применения	Номер пункта стандарта
	Постоянный показатель изоэнтропы	Рекомендуется применять для расчета «регулярных» сред с высоким газосодержанием ($x > 0,8$) при $P_r < 0,4$. В этой области метод более точен, чем омега-метод	Г.2.2
Ж-2Ф	Несжимаемая жидкость + омега-метод	Основной метод расчета двухфазного течения вскипающей жидкости. Рекомендуется применять при $T_r < 1,0$ и $P_r \leq 1,00 + 1,25 \cdot (1 - T_r)$, то есть кроме течения при высоких давлениях или вблизи критической точки (суперкритическая среда).	Г.2.3.1
	Омега-метод (с разными значениями параметра омега для жидкости и двухфазной области)	Рекомендуется применять при сбросе ретроградных и переходных продуктов из околоскритической и суперкритической области, а также при сбросе «регулярных» продуктов из зоны быстрого изменения значений в суперкритической области (при $T_r > 1,0$ примерно от $P_r \geq 1,0 + 5,0 \cdot (1 - T_r)$ до $P_r \leq 1,5 + 15,0 \cdot (1 - T_r)$).	Г.2.3
	Постоянный показатель изоэнтропы + омега-метод	При сбросе «регулярных» продуктов из околоскритической и суперкритической области (для случаев, не охваченных 2-мя методами выше)	Г.2.3.2
Г-2Ф	Постоянный показатель изоэнтропы (с разными значениями показателя для газа и двухфазной области)	Основной метод расчета течения газа с конденсацией для «регулярных» сред. Применим всюду при $n > 1$, кроме зоны быстрого изменения значений в суперкритической области (при $T_r > 1,0$ примерно от $P_r \geq 1,0 + 5,0 \cdot (1 - T_r)$ до $P_r \leq 1,5 + 15,0 \cdot (1 - T_r)$).	Г.2.3.2

Окончание таблицы В.2

Режим течения	Метод расчета	Область применения	Номер пункта стандарта
	Омега-метод (с разными значениями параметра омега для газа и двухфазной области)	Течение переходных и «ретроградных» газов с конденсацией, а также «регулярных» газов из зоны быстрого изменения значений в суперкритической области (при $T_r > 1,0$ примерно от $P_r \geq 1,0 + 5,0 \cdot (1 - T_r)$ до $P_r \leq 1,5 + 15,0 \cdot (1 - T_r)$)	Г.2.3.3
2Ф-Г	Омега-метод (с разными значениями параметра омега для газа и двухфазной области)	Основной метод расчета данного течения для переходных и «ретроградных» сред.	Г.2.3.3
Г-2Ф-Г	Постоянный показатель изоэнтропы (с разными значениями показателя для газа до и после конденсации и двухфазной области)	«Ретроградные» среды в околокритической области. Допускается применять обычные уравнения с постоянным показателем изоэнтропы (пункт Г.2.2) со средним значением показателя изоэнтропы	Г.2.2 Г.2.3 Г.2.3.2
2Ф-Г-2Ф	Омега-метод	Переходные среды. Применяется среднее значение параметра омега	Г.2.2

В.1.12 Учет эффектов термодинамической неравновесности

При вскипании сбрасываемых сред или конденсации сбрасываемых сред, а также сбросе двухфазных газо-жидкостных смесей могут наблюдаться отклонения от равновесного поведения (задержка вскипания или конденсации, а также неравновесные содержания и составы жидкой и газовой фаз). Такое поведение ведет к тому, что реальная пропускная способность клапана оказывается больше, чем рассчитанная из условий равновесного поведения течения. Тем самым расчет по условиям равновесности в этом случае является консервативным (идет «в запас»). Оценку сверху для пропускной способности в этом случае дает расчет по условиям так называемого «замороженного» течения – т. е. течения без массообмена между фазами, когда содержание и состав фаз на входе в клапан фиксируется и далее не меняется.

При сбросе вскипающих жидкостей и двухфазных смесей с малым (до 0,05) массовым газосодержанием через клапаны с короткими (до 100 мм) штуцерами

при расчете по равновесной модели эффект термодинамической неравновесности может приводить к недооценке пропускной способности клапана в несколько раз. В этом случае при расчете рекомендуется учитывать эффект термической неравновесности.

В настоящее время отсутствует универсальная методика учета неравновесности при сбросе. В Г.5 приведены несколько полуэмпирических способов для ее учета.

**Приложение Г
(рекомендуемое)**

Расчет пропускной способности предохранительного клапана

Г.1 Метод прямого интегрирования

Метод прямого интегрирования является универсальным методом расчета пропускной способности, применимым при сбросе всех видов как однофазных, так и многофазных газо-жидкостных сред, а также сред, претерпевающих фазовые превращения. Метод рекомендуется применять при сбросе однофазных сред с поведением, значительно отличающимся от моделей идеальной жидкости или идеального газа, в том числе, при сбросе жидкости при очень высоких давлениях (много больше критического), при сбросе жидкости или газа с термодинамическими параметрами вблизи критической точки, при сбросе газов из сверхкритической области. Также данный метод рекомендуется применять при сбросе многокомпонентных газожидкостных сред с сильно отличающимися компонентами, при сбросе сред с ретроградной конденсацией.

Описанные далее другие методы расчета для различных случаев поведения сбрасываемых сред фактически вытекают из метода прямого интегрирования с учетом описывающих данные случаи уравнений состояния.

Г.1.1 Расчет пропускной способности методом прямого интегрирования

Из уравнения сохранения энергии при течении через идеальное сопло (штуцер) с учетом термодинамического соотношения $dh = Tds + \rho^{-1} \cdot dP$ и условия постоянства энтропии $ds = 0$ следует формула

$$G_{\text{ideal}}^* = \rho_0 \cdot \left[-2 \cdot \int_{P_1}^{P_0} \frac{dP}{\rho} \right]^{1/2}, \quad (\text{Г.1.1})$$

где ρ_0 – плотность среды на выходе из штуцера (т. е. в седле клапана), при давлении P_0 и энтропии s_1 .

Уравнение (Г.1.1) требует только расчета плотности среды в зависимости от давления при постоянной энтропии, что позволяют многие термодинамические библиотеки, таблицы и диаграммы.

Метод прямого интегрирования заключается в расчете интеграла в уравнении (Г.1.1) численными методами, с одновременным определением характера течения и верхнего предела интегрирования. Интеграл в (Г.1.1) и величину G_{ideal}^* рассчитывают как функции от P_0 , когда P_0 убывает от P_1 до P_2 (либо до значения

$P_0(P_1, P_2)$, указанного изготовителем). Если величина $G_{ideal}^*(P_0)$ имеет максимумы внутри данного отрезка, то первый, ближайший к P_1 максимум, соответствует критическому давлению $P_{кр}$ и критическому режиму течения. Если же величина $G_{ideal}^*(P_0)$ монотонно возрастает на всем отрезке, то имеет место докритический режим течения.

Соответственно для критического течения

$$G_{ideal}^* = \rho_{кр} \cdot \left[-2 \cdot \int_{P_1}^{P_{кр}} \frac{dP}{\rho} \right]^{1/2}. \quad (\text{Г.1.2})$$

Для докритического течения

$$G_{ideal}^* = \rho_{2s} \cdot \left[-2 \cdot \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\rho} \right]^{1/2}. \quad (\text{Г.1.3})$$

Для расчета интеграла в формулах (Г.1.1)–(Г.1.3) отрезок $[P_1, P_2]$ следует разделить на интервалы и рассчитать с использованием квадратурных формул. При использовании формулы трапеций и разделении $[P_1, P_2]$ на n интервалов $[P^{(i-1)}, P^{(i)}]$, $i = 1 \dots n$, $P^{(0)} = P_2$, $P^{(n)} = P_1$, уравнение метода прямого интегрирования имеет вид

$$G_{ideal}^*(P^{(j)}) = \rho_j \cdot \left[\sum_{i=1}^j \left(\frac{1}{\rho_{i-1}} + \frac{1}{\rho_i} \right) \cdot (P^{(i-1)} - P^{(i)}) \right]^{1/2}, \quad (\text{Г.1.4})$$

где $\rho_i = \rho(P^{(i)}, s_1)$.

Рассчитывая последовательно слагаемые, добавляя их к сумме в формуле (Г.1.4), определяя значения $G_{ideal}^*(P^{(j)})$ для давлений $P^{(j)}$, $j = 1 \dots n$ и проверяя, когда они начинают уменьшаться, за один проход определяют:

- характер течения (критическое или докритическое);
- критическое давление (для случая критического течения);
- массовый расход G_{ideal}^* .

Учитывая, что при сбросе сред с фазовыми превращениями критическое давление часто (особенно при вскипании) находится на границе фазовой диаграммы, при расчете таких случаев методом прямого интегрирования по формуле (Г.1.4), в набор точек $P^{(i)}$ следует включать точки пересечения изоэнтропы $s = s_1$ с границами фазовой диаграммы.

Из уравнения (Г.1.1) следует, что при критическом режиме течения

$$G_{\text{ideal}}^* = \sqrt{n_{\text{кр}} \cdot P_{\text{кр}} \cdot \rho_{\text{кр}}} \quad , \quad (\text{Г.1.5})$$

и скорость среды на выходе из штуцера достигает скорости звука

$$\sqrt{n_{\text{кр}} \cdot \frac{P_{\text{кр}}}{\rho_{\text{кр}}}} \quad ,$$

где $n_{\text{кр}}$ – показатель изоэнтропы $n = (\partial \ln P / \partial \ln \rho)_s$ при давлении $P_{\text{кр}}$.

Уравнение (Г.1.5) может не соблюдаться для случая, когда точка критического истечения совпадает с пересечением изоэнтропы с границей между областями фазовой диаграммы среды (линией вскипания или линией конденсации). В этом случае, коэффициент адиабаты и скорость звука могут испытывать скачок на границе фазовой диаграммы, и имеет место неравенство

$$\sqrt{n_{\text{кр}}^- \cdot P_{\text{кр}} \cdot \rho_{\text{кр}}} \leq G_{\text{ideal}}^* \leq \sqrt{n_{\text{кр}}^+ \cdot P_{\text{кр}} \cdot \rho_{\text{кр}}} \quad ,$$

где $n_{\text{кр}}^+$ и $n_{\text{кр}}^-$ – значения показателя изоэнтропы соответственно со стороны давлений больше и меньше $P_{\text{кр}}$.

Такой случай может иметь место, когда показатель изоэнтропы и скорость звука на границе фазовой диаграммы при изоэнтропном расширении скачком уменьшаются, и происходит переход течения из дозвукового в сверхзвуковое – например, при вскипании жидкого или конденсации газообразного среды.

Уравнения (В.1.1) и (В.1.2) для метода прямого интегрирования записываются в виде

$$G = \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot F \cdot \rho_0 \cdot \left[-2 \cdot \int_{P_1}^{P_0} \frac{dP}{\rho} \right]^{1/2} ; \quad (\text{Г.1.6})$$

$$F = \frac{G_{\text{аб}}}{\alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot N \cdot \rho_0 \cdot \left[-2 \cdot \int_{P_1}^{P_0} \frac{dP}{\rho} \right]^{1/2}} ; \quad (\text{Г.1.7})$$

или для единиц измерения G , кг/ч, F , мм², и P , МПа

$$G = 5,09 \cdot \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot F \cdot \rho_0 \cdot \left[-2 \cdot \int_{P_1}^{P_0} \frac{dP}{\rho} \right]^{1/2} ; \quad (\text{Г.1.8})$$

$$F = \frac{G_{\text{аб}}}{5,09 \cdot \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot N \cdot \rho_0 \cdot \left[-2 \cdot \int_{P_1}^{P_0} \frac{dP}{\rho} \right]^{1/2}} ; \quad (\text{Г.1.9})$$

для единиц измерения G , кг/ч, F , мм², и P , бар

$$G = 1,59 \cdot \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot F \cdot \rho_0 \cdot \left[-2 \cdot \int_{P_1}^{P_0} \frac{dP}{\rho} \right]^{1/2}; \quad (\text{Г.1.10})$$

$$F = \frac{G_{\text{аб}}}{1,59 \cdot \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot N \cdot \rho_0 \cdot \left[-2 \cdot \int_{P_1}^{P_0} \frac{dP}{\rho} \right]^{1/2}}. \quad (\text{Г.1.11})$$

Г.2 Аналитические методы расчета на основе уравнений состояния

Г.2.1 Расчет по уравнению несжимаемой жидкости

Течение несжимаемой жидкости всегда докритическое. Подстановка уравнения состояния (В.1.27) в формулы метода прямого интегрирования дает

$$K_n = \sqrt{2 \cdot (1 - \beta)}. \quad (\text{Г.2.1})$$

Зависимость коэффициента K_n от отношения абсолютных давлений после и до клапана β приведена на рисунке Г.1.

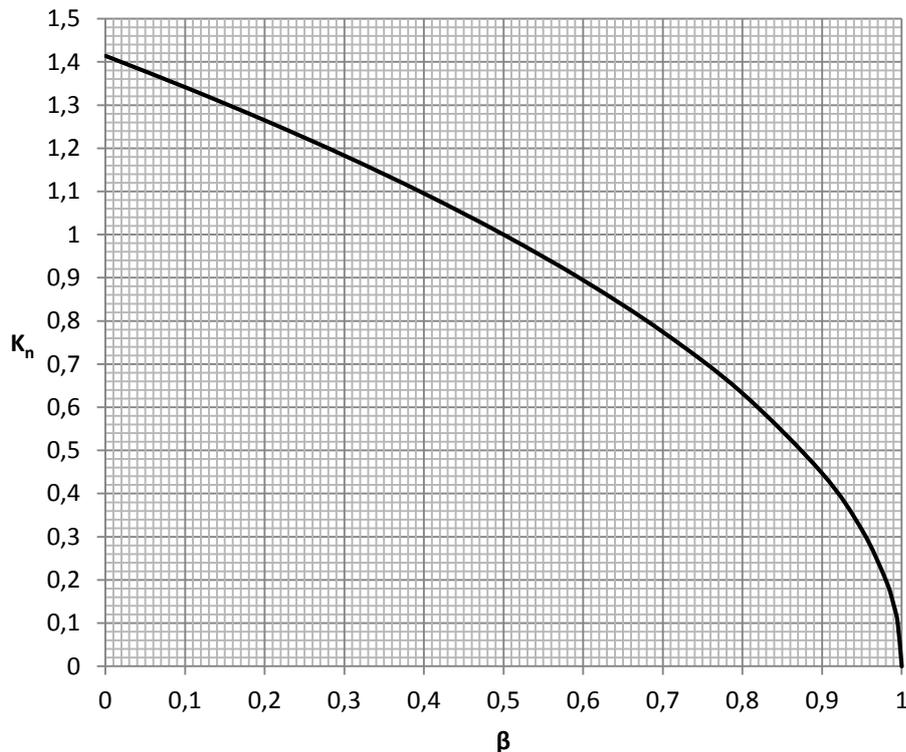


Рисунок Г.1 – Коэффициент K_n для несжимаемой жидкости

Г.2.2 Расчет течения сжимаемой среды по уравнениям постоянного показателя изоэнтропы и омега-метода

Подстановка уравнений состояния (В.1.28) и (В.1.29) (с P_1, ρ_1 в качестве базовой точки) в формулы метода прямого интегрирования и последующее аналитическое интегрирование дает формулы для расчета $K_n, \beta_{кр}, K_{пкр}$ и K_b , приведенные в таблице Г.1.

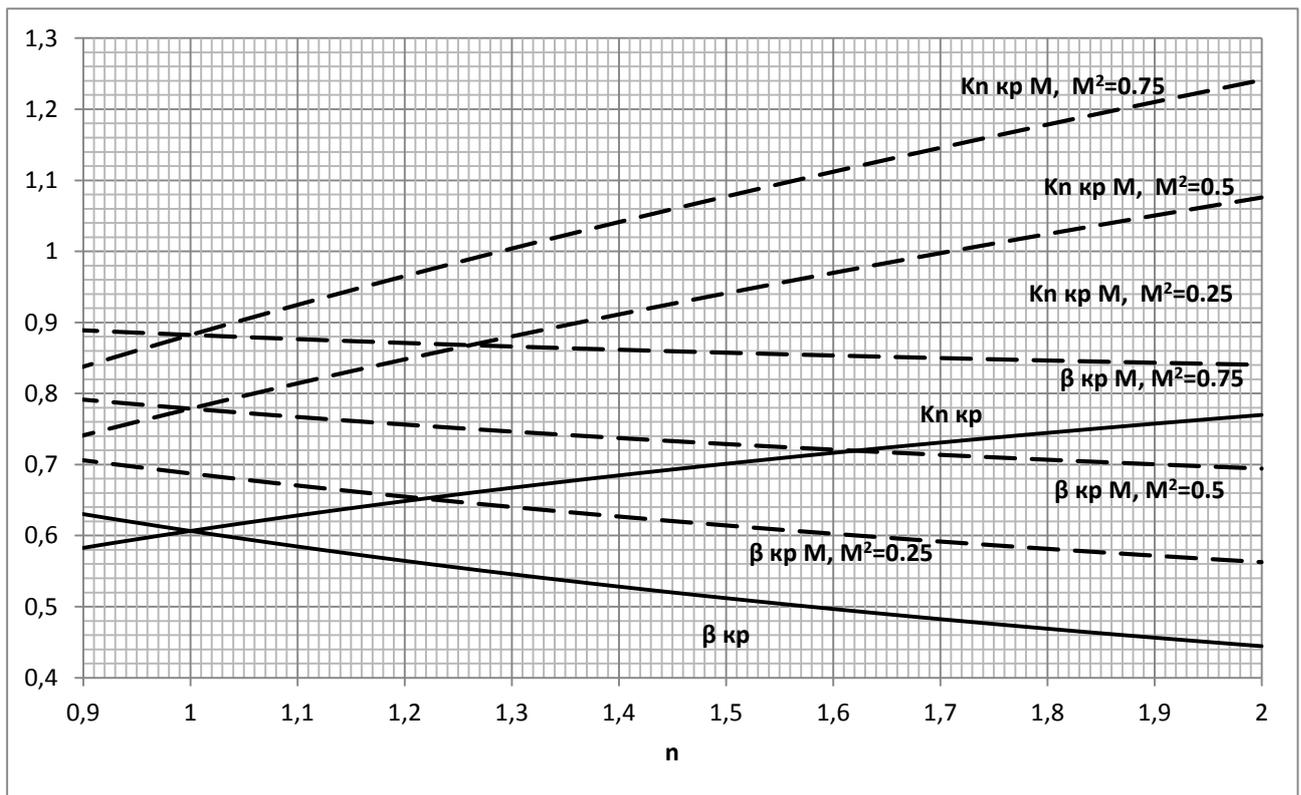
При $\beta \leq \beta_{кр}$ течение критическое, в противном случае докритическое. Расчет выполняется в соответствии с В.1.3 и формулами, приведенными в таблице Г.1.

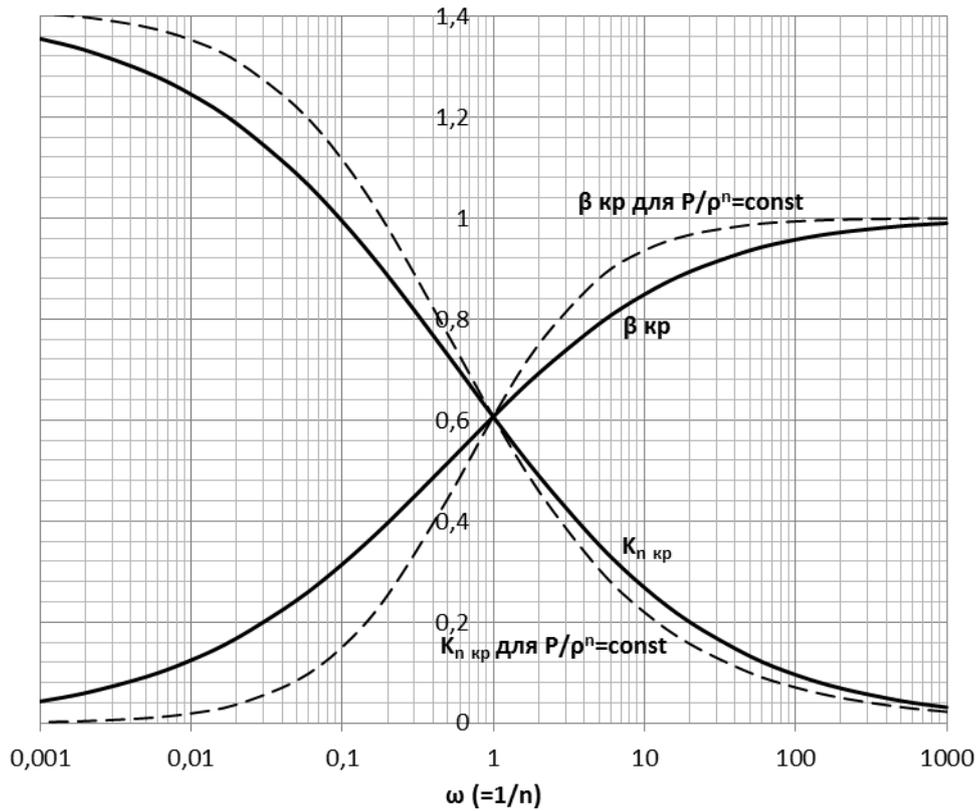
Т а б л и ц а Г.1 – Формулы для расчета коэффициентов $K_n, \beta_{кр}, K_{пкр}$ и K_b

Кэф-фици-ент	Метод	
	Постоянный показатель изоэнтропы	Омега - метод
K_n	$K_n = \sqrt{\frac{2 \cdot n}{n-1} \left[\beta^{\frac{2}{n}} - \beta^{\frac{n+1}{n}} \right]} \quad (\text{Г.2.2})$ <p>При $n=1$</p> $K_n = \beta \cdot \sqrt{-2 \cdot \ln \beta} \quad (\text{Г.2.3})$	$K_n = \frac{(-2 \cdot [\omega \cdot \ln \beta + (\omega - 1) \cdot (1 - \beta)])^{1/2}}{\omega \cdot (1/\beta - 1) + 1} \quad (\text{Г.2.10})$
$\beta_{кр}$	$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (\text{Г.2.4})$ <p>При $n=1$</p> $\beta_{кр} = \frac{1}{\sqrt{e}} = 0,60653 \quad (\text{Г.2.5})$ <p>(см. рисунок Г.2)</p>	<p>Находится из решения уравнения</p> $\left[2 \cdot \omega \cdot (\omega - 1) \cdot \beta_{кр} \right]^2 - (\omega - 1)^2 + 2 \cdot \omega^2 \cdot \ln \beta_{кр} + 1 = 0, \quad (\text{Г.2.11})$ <p>решаемого численно либо с использованием формулы</p> $\beta_{кр} = \left[\frac{1 + \left(1,044600 - 0,009343 \cdot \sqrt{\omega} \right) \times}{\times \omega^{-0,56261}} \right]^{(-0,703560 + 0,014685 \cdot \ln \omega)} \quad (\text{Г.2.12})$ <p>(см. рисунки Г.3 и Г.4)</p>
$K_{пкр}$	$K_{пкр} = \sqrt{n \cdot \beta_{кр}^{\frac{n+1}{n}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot n}{n+1} \cdot \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{1}{n-1}}} \quad (\text{Г.2.6})$ <p>При $n=1$</p> $K_{пкр} = \frac{1}{\sqrt{e}} = 0,60653 \quad (\text{Г.2.7})$ <p>(см. рисунок Г.2)</p>	$K_{пкр} = \frac{\beta_{кр}}{\sqrt{\omega}} \quad (\text{Г.2.13})$ <p>(см. рисунки Г.3 и Г.4)</p>

Окончание таблицы Г.1

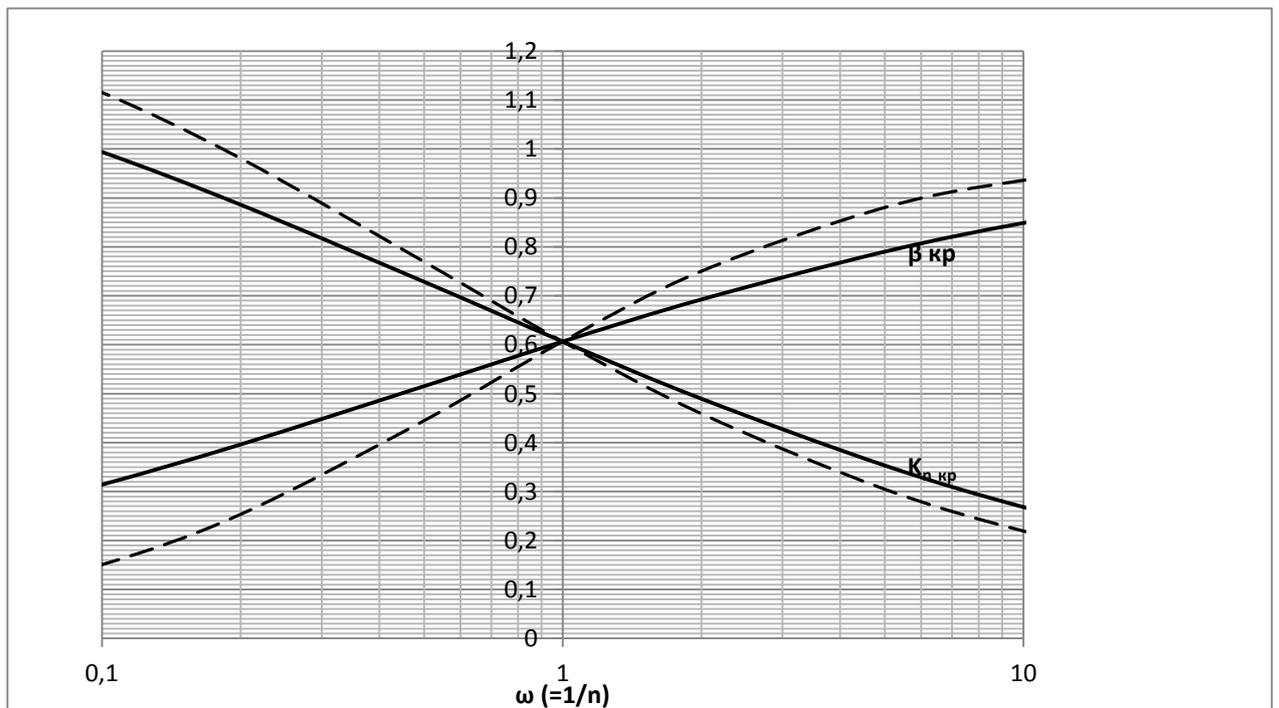
Кэф- фици- ент	Метод	
	Постоянный показатель изоэнтропы	Омега - метод
K_b	$K_b = \sqrt{\frac{n+1}{n-1}} \cdot \left[\beta^{\frac{2}{n}} - \beta^{\frac{n+1}{n}} \right] \times$ $\times \left(\frac{n+1}{2} \right)^{\frac{1}{n-1}}$ (Г.2.8)	$K_b = \frac{(-2 \cdot \omega \cdot [\omega \cdot \ln \beta + (\omega - 1) \cdot (1 - \beta)])^{1/2}}{[\omega \cdot (1/\omega - 1) + 1] \cdot \beta_{кр}}$ (Г.2.14)
	При $n=1$ $K_b = \beta \cdot \sqrt{-2 \cdot e \cdot \ln \beta}$ (Г.2.9) (см. рисунок Г.5)	(см. рисунок Г.6)

Рисунок Г.2 – Коэффициенты $\beta_{кр}$ и $K_{пкр}$ для уравнения постоянного показателя изоэнтропы



Пунктиром даны значения для уравнения постоянного показателя изобэнтропы (для сравнения)

Рисунок Г.3 – Коэффициенты $\beta_{кр}$ и $K_{пкр}$ для омега-метода



Пунктиром даны значения для уравнения постоянного показателя изобэнтропы (для сравнения)

Рисунок Г.4 – Коэффициенты $\beta_{кр}$ и $K_{пкр}$ для омега-метода

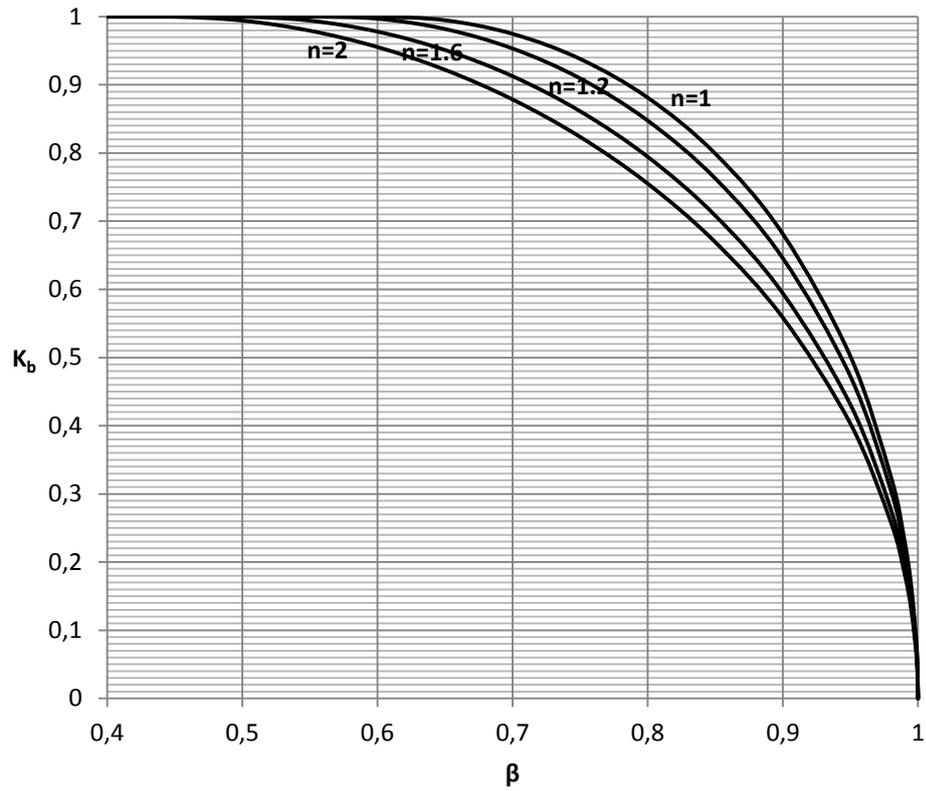


Рисунок Г.5 – Коэффициент K_b для уравнения постоянного показателя изоэнтропы

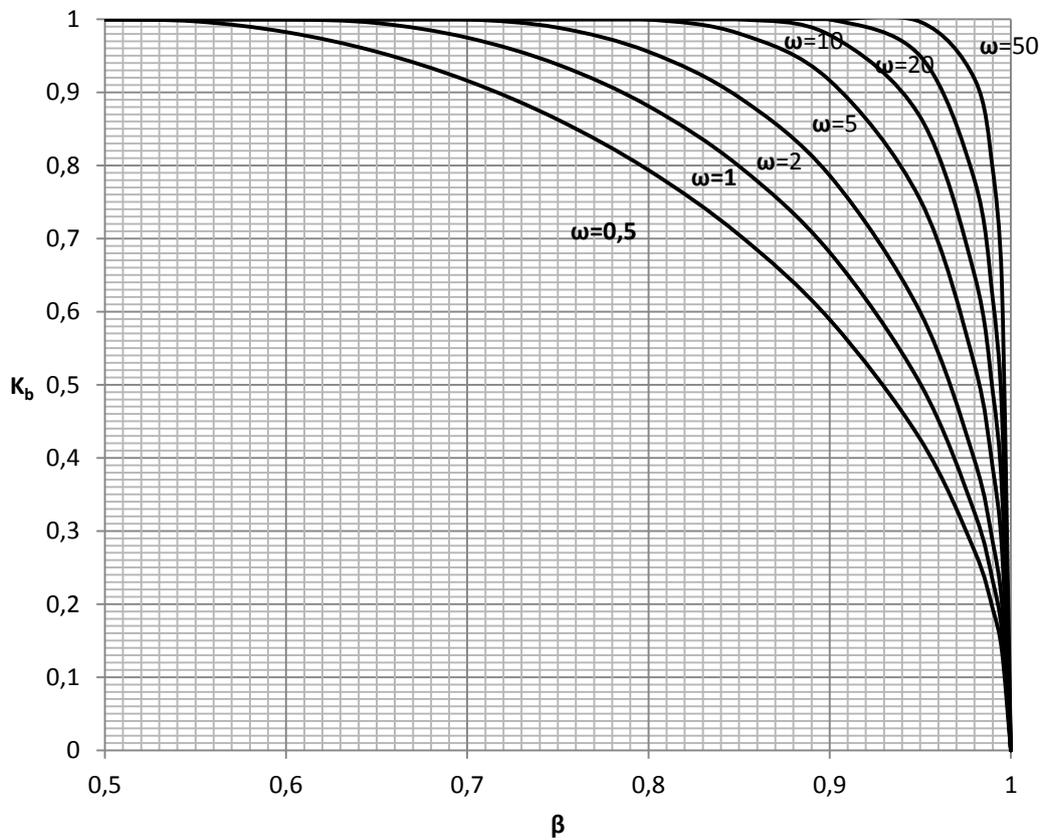


Рисунок Г.6 – Коэффициент K_b для омега-метода

Г.2.3 Расчет по комбинации уравнений состояния

Расчет массовой скорости на основе упрощенных уравнений состояния может быть использован и для случая, когда среда при изоэнтропном расширении один или несколько раз пересекает кривые кипения или конденсации. В этом случае в каждой фазовой области зависимость плотности среды от давления описывается своим уравнением состояния.

Пусть среда при сбросе с давления P_1 до давления P_2 пересекает кривые кипения и конденсации m раз в точках $(P^{(i)}, \rho^{(i)})$, причем $P_1 > P^{(1)} > \dots > P^{(m)} > P_2$. Точки $(P^{(i)}, \rho^{(i)})$ делят отрезок $[P_1, P_2]$ на $(m+1)$ частей (интервалов), на каждом из которых зависимость $\rho(P)$ описывается уравнением состояния (В.1.23) или (В.1.24), причем со своим значением показателя изоэнтропы или параметра омега. При использовании уравнения (В.1.24) в качестве базовой точки принимают начальную точку интервала. На первом интервале можно использовать также уравнение несжимаемой жидкости (В.1.22). Расчет массовой скорости выполняют последовательно по участкам по следующему алгоритму:

1) рассчитать первый интервал $[P_1, P^{(1)}]$ согласно Г.2.1 или Г.2.2:

- если внутри данного интервала ($P_{кр} > P^{(1)}$) достигается критическое течение, то расчет закончен;
- в противном случае, рассчитать массовую скорость $G_{ideal}^{*(1)}$, соответствующую давлению $P^{(1)}$, и перейти к расчету последующих интервалов;

2) при расчете интервала, начинающего в точке $(P^{(i)}, \rho^{(i)})$, уже рассчитана массовая скорость $G_{ideal}^{*(i)}$, соответствующая данной точке. Для расчета массовой скорости внутри данного интервала используют уравнения метода прямого интегрирования, но учитывающие ненулевую скорость в начале интервала

$$G_{ideal}^* = \rho_0 \cdot \left[\left(\frac{G_{ideal}^{*(i)}}{\rho^{(i)}} \right)^2 - 2 \cdot \int_{P^{(i)}}^{P_0} \frac{dP}{\rho} \right]^{1/2}. \quad (\text{Г.2.15})$$

Данное уравнение удобно записать в безразмерном виде, используя число Маха в точке $(P^{(i)}, \rho^{(i)})$ и коэффициент $K_{пМ}^{(i)}$

$$M^{(i)} = \frac{G_{\text{ideal}}^{*(j)}}{\sqrt{n^{-(i)} \cdot \rho^{(i)} \cdot P^{(i)}}},$$

$$G_{\text{ideal}}^{*(j)} = K_{\text{пМ}}^{(j)} \cdot \sqrt{P^{(i)} \cdot \rho^{(i)}},$$

и

$$K_{\text{пМ}}^{(j)} = \hat{\rho}_0 \cdot \left[\left(M^{(i)} \right)^2 \cdot n^{-(i)} - 2 \cdot \int_1^{\beta_0} \frac{d\beta}{\hat{\rho}} \right]^{1/2}, \quad (\text{Г.2.16})$$

где $\beta = P/P^{(i)}$; $\hat{\rho} = \rho/\rho^{(i)}$; $n^{(i)}$ – показатель изоэнтропы со стороны давлений меньше $P^{(i)}$.

Подставляя уравнения состояния (В.1.28) или (В.1.29), получим уравнения для критического отношения давлений $\beta_{\text{крМ}}^{(j)}$, коэффициентов $K_{\text{пМ}}^{(j)}$, $K_{\text{пкрМ}}^{(j)}$ и $K_{\text{бМ}}^{(j)}$, приведенные в таблице В.4. Уравнения, приведенные в Г.2.2 (таблица Г.1), представляют собой их предельный случай при $M=0$.

Если $M^{(i)} \geq 1,0$, то критическое течение имеет место при давлении $P_{\text{кр}} = P^{(i)}$ и $G_{\text{ideal}}^* = G_{\text{ideal}}^{*(j)}$.

Если $M^{(i)} < 1,0$, то используя уравнения таблицы В.4, рассчитать величину $\beta_{\text{крМ}}^{(j)}$.

Если $P^{(j+1)}/P^{(i)} < \beta_{\text{крМ}}^{(j)}$ ($P_2/P^{(i)} < \beta_{\text{крМ}}^{(j)}$ для последнего интервала), то критическое течение достигается внутри этого интервала при $P < \beta_{\text{крМ}}^{(j)} \cdot P^{(i)}$ и массовая скорость рассчитывают по формуле

$$G_{\text{ideal}}^* = K_{\text{пкрМ}}^{(j)} \cdot \sqrt{P^{(i)} \cdot \rho^{(i)}},$$

где $K_{\text{пкрМ}}^{(j)}$ – определяют по формулам, приведенным в таблице Г.2.

Если критическое истечение не достигается внутри интервала, то следует рассчитать массовую скорость по формуле

$$G_{\text{ideal}}^{*(j+1)} = K_{\text{пМ}}^{(j)} \cdot \sqrt{P^{(i)} \cdot \rho^{(i)}},$$

где $K_{\text{пМ}}^{(j)}$ – определяют для $\beta = P^{(j+1)}/P^{(i)}$ по формулам, приведенным в таблице Г.2,

и выполнить переход к той же процедуре для следующего интервала.

Т а б л и ц а Г.2 – Формулы для расчета коэффициентов K_n , $\beta_{кр}$, $K_{пкр}$ и K_b при критическом течении

Коэффициент	Метод	
	Постоянный показатель изоэнтропы	Омега - метод
$K_{пМ}$	$K_{пМ} = \sqrt{\frac{2 \cdot n}{n-1} \cdot \left[\left(1 + \frac{n-1}{2} \cdot M^2 \right) \cdot \beta^{\frac{2}{n}} - \beta^{\frac{n+1}{n}} \right]}$ (Г.2.17)	$K_{пМ} = \frac{\left(M^2/\omega - 2 \cdot [\omega \cdot \ln\beta + (\omega - 1) \cdot (1 - \beta)] \right)^{1/2}}{\omega \cdot (1/\beta - 1) + 1}$ (Г.2.25)
	При $n=1$ $K_{пМ} = \beta \cdot \sqrt{-2 \cdot \ln\beta + M^2}$ (Г.2.18)	
$\beta_{крМ}$	$\beta_{крМ} = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \cdot \left(1 + \frac{n-1}{2} \cdot M^2 \right)^{\frac{n}{n-1}}$ (Г.2.19)	$\left[2 \cdot \omega - (\omega - 1) \cdot \beta_{крМ} \right]^2 - (\omega + 1)^2 + 2 \cdot \omega^2 \cdot \ln\beta_{крМ} + 1 - M^2 = 0,$ (Г.2.26) решаемого численно либо с использованием формулы
	При $n=1$ $\beta_{крМ} = \exp\left(\frac{M^2 - 1}{2}\right)$ (Г.2.20) (см. рисунок Г.2)	$\beta_{крМ} = \frac{2 \cdot \omega + M^2}{2 \cdot \omega + \sqrt{2 \cdot \omega - (2 \cdot \omega - 1) \cdot M^2}}$ (Г.2.27)
		При $M \ll 1$ можно применять более точную формулу $\beta_{крМ} = \beta_{кр} \cdot \left\{ 1 + \frac{M_\omega^2}{1 + \sqrt{1 - \frac{\omega + (\omega - 1) \cdot \beta_{кр}}{\omega - (\omega - 1) \cdot \beta_{кр}} \cdot M_\omega^2}} \right\},$ (Г.2.28) $M_\omega = \frac{M}{\omega - (\omega - 1) \cdot \beta_{кр}};$ $\beta_{кр}$ – критическое отношение давлений при $M=0$

Окончание таблицы Г.2

Коэффициент	Метод	
	Постоянный показатель изоэнтропы	Омега - метод
$K_{пкрМ}$	$K_{пкр} = \sqrt{n \cdot \beta_{крМ}^{\frac{n+1}{n}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot n}{n+1}} \cdot \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{1}{n-1}} \cdot \left(1 + \frac{n-1}{2} \cdot M^2\right)^{\frac{n+1}{2(n-1)}} \quad (\text{Г.2.21})$ <p>(см. рисунок Г.2)</p>	$K_{пкр} = \frac{\beta_{кр}}{\sqrt{\omega}} \quad (\text{Г.2.29})$
	<p>При $n=1$</p> $K_{пкрМ} = \exp\left(\frac{M^2 - 1}{2}\right) \quad (\text{Г.2.22})$	
$K_{бМ}$	$K_{бМ} = \sqrt{\frac{n+1}{n-1}} \cdot \left[\frac{\left(1 + \frac{n-1}{2} \cdot M^2\right)^{\frac{1}{n-1}}}{\beta^{\frac{n+1}{n}} - \beta^{\frac{n-1}{n}}} \right] \cdot \left(\frac{n+1}{2}\right)^{\frac{1}{n-1}} \cdot \left(1 + \frac{n-1}{2} \cdot M^2\right)^{\frac{n+1}{2(n-1)}} \quad (\text{Г.2.23})$	$K_{бМ} = \frac{(M^2 - 2 \cdot \omega \cdot [\omega \cdot \ln \beta + (\omega - 1) \cdot (1 - \beta)])^{1/2}}{[\omega \cdot (1/\omega - 1) + 1] \cdot \beta_{крМ}} \quad (\text{Г.2.30})$
	<p>При $n=1$</p> $K_{бМ} = \beta \cdot \sqrt{-2 \cdot \ln \beta + M^2} \cdot \exp\left(\frac{1 - M^2}{2}\right) \quad (\text{Г.2.24})$	

Если текущий интервал последний, то массовую скорость рассчитывают по формуле

$$G_{\text{ideal}}^* = K_{\text{нМ}}^{(i)} \cdot \sqrt{P^{(i)} \cdot \rho^{(i)}},$$

где $K_{\text{нМ}}^{(i)}$ – определяют для $\beta = P_2/P^{(i)}$ по формулам, приведенным в таблице Г.2.

Наиболее важные и частые случаи расчета по сочетанию уравнений состояния приведены ниже.

Г.2.3.1 Расчет вскипающей жидкости. Сочетание моделей несжимаемой жидкости и омега-метода

Для случая течения **Ж-2Ф** используется сочетание уравнений несжимаемой жидкости и омега метода.

Если при изоэнтропном расширении среды кривая кипения пересекается при давлении $P^{(1)}$, $P_1 > P^{(1)} > P_2$, то течение может быть описано уравнением несжимаемой жидкости на интервале $[P_1, P^{(1)}]$ и уравнением омега-метода на интервале $[P^{(1)}, P_2]$ с базовой точкой $(P^{(1)}, \rho^{(1)})$ и величиной $\omega = 1/n^{(1)}$ в двухфазной области для данной базовой точки. В этом случае

$$M^{(1)} = \sqrt{2 \cdot \omega \cdot (1/\beta_1 - 1)}, \quad (\text{Г.2.31})$$

где $\beta = P^{(1)}/P_1$.

При этом условии $M^{(1)} \geq 1$ записывается в виде

$$\beta_1 \leq \frac{2 \cdot \omega}{2 \cdot \omega + 1} = \frac{1}{1 + 0,5 \cdot n^{(1)}}. \quad (\text{Г.2.32})$$

Если условие (Г.2.32) выполнено, то критическое течение достигается в точке $(P^{(1)}, \rho^{(1)})$ и

$$\begin{aligned} \beta_{\text{кр}} &= \beta_1; \\ K_{\text{пкр}} &= \sqrt{2 \cdot (1 - \beta_1)}. \end{aligned} \quad (\text{В.3.32})$$

Если условие (Г.2.32) не выполняется, то имеет место критическое или докритическое течение в двухфазной области. В этом случае

$$K_{\text{п}} = K_{\text{нМ}} \cdot \sqrt{\beta_1} = \frac{\left(2 \cdot \left[1 - \beta_1 + \omega \cdot \beta_1 \cdot \ln \frac{\beta_1}{\beta} + (\omega - 1) \cdot (\beta - \beta_1) \right] \right)^{1/2}}{\omega \cdot (\beta_1/\beta - 1) + 1}, \quad (\text{Г.2.34})$$

где $\beta = P/P_1$.

Критическое отношение давлений $\beta_{кр}$ находится из уравнения

$$\left[2 \cdot \omega - (\omega - 1) \cdot \frac{\beta_{кр}}{\beta_1} \right]^2 - (\omega + 1)^2 + 2 \cdot \omega^2 \cdot \ln \frac{\beta_{кр}}{\beta_1} + 1 - \frac{2 \cdot (1 - \beta_{кр})}{\beta_1} \cdot \omega = 0, \quad (\text{Г.2.35})$$

которое может быть решено численными методами или с использованием приближенной формулы

$$\beta_{кр} = \beta_1 \cdot \beta_{крМ} = \frac{1}{1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot \omega - 1}{2 \cdot \omega \cdot \beta_1}}}. \quad (\text{Г.2.36})$$

При $M^{(1)} \ll 1$ (когда $\beta_1 = P^{(1)}/P_1$ очень близко к 1) большую точность дает формула

$$\beta_{кр} = \beta_1 \cdot \beta_{кр0} \cdot \left\{ 1 + \frac{M_\omega^2}{1 + \sqrt{1 - \frac{\omega + (\omega - 1) \cdot \beta_{кр0}}{\omega - (\omega - 1) \cdot \beta_{кр0}} \cdot M_\omega^2}} \right\}, \quad (\text{Г.2.37})$$

$$M_\omega = \frac{2 \cdot (\beta_1^{-1} - 1)}{1 - (1 - \omega^{-1}) \cdot \beta_{кр0}},$$

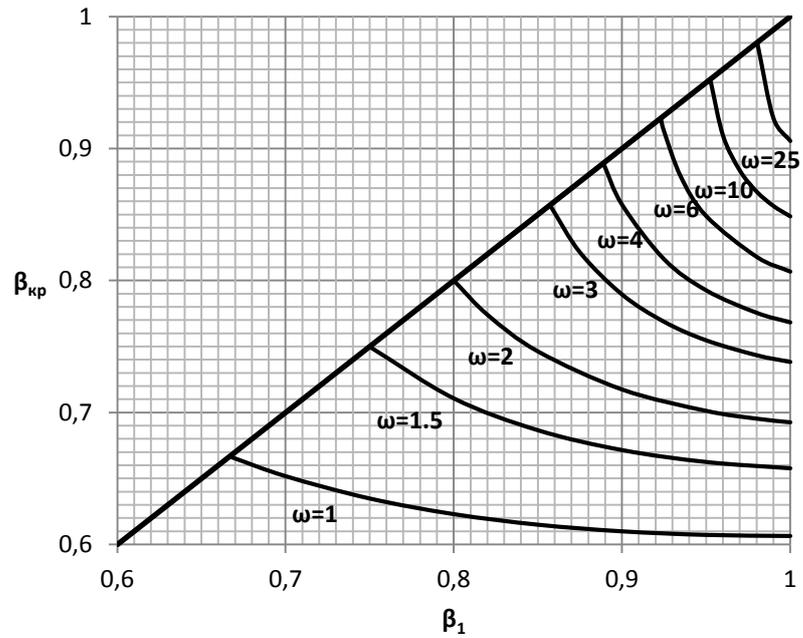
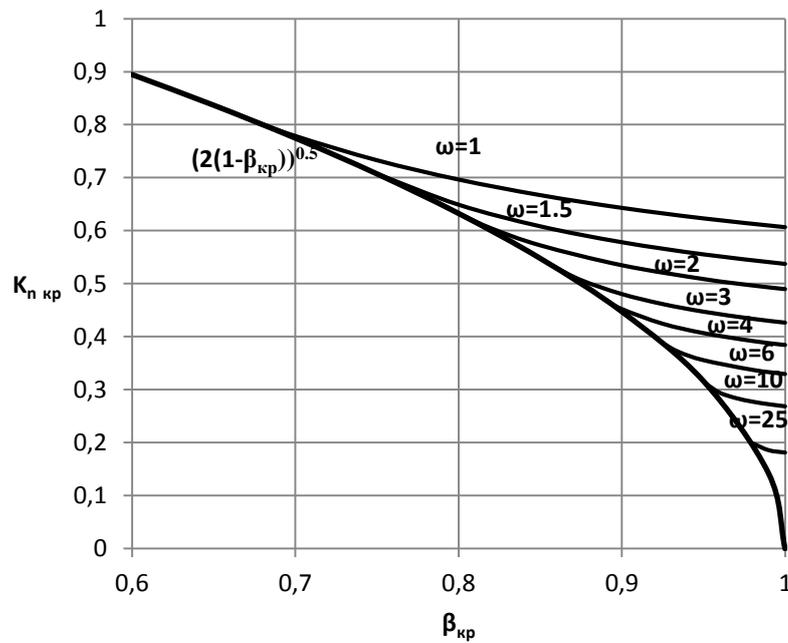
где $\beta_{кр0}$ соответствует критическому отношению давлений при $M^{(1)}=0$ и находится из уравнения (Г.2.11) или по формуле (Г.2.12).

Для критического течения (при $\beta < \beta_{кр}$)

$$K_{пкр} = K_{пкрМ} \cdot \sqrt{\beta_1} = \frac{\beta_{кр}}{\sqrt{\beta_1 \cdot \omega}}; \quad (\text{Г.2.38})$$

$$K_b = \frac{\left(2 \cdot \beta_1 \cdot \omega \cdot \left[1 - \beta_1 + \omega \cdot \beta_1 \cdot \ln \frac{\beta_1}{\beta} + (\omega - 1) \cdot (\beta - \beta_1) \right] \right)}{[\omega \cdot (\beta_1/\beta - 1) + 1] \cdot \beta_{кр}}. \quad (\text{Г.2.39})$$

Графики зависимости $\beta_{кр} = f(\beta_1)$ и $K_{пкр} = f(\beta_{кр})$ от $\beta_{кр}$ для различных значений ω приведены соответственно на рисунках Г.7 и Г.8.

Рисунок Г.7 – Зависимость $\beta_{кр} = f(\beta_1)$ при вскипании жидкостиРисунок Г.8 – Зависимость $K_{п\ кр} = f(\beta_{кр})$ при вскипании жидкости

Г.2.3.2 Расчет конденсирующегося газа. Постоянный показатель изоэнтропы с разными значениями показателя для газа и двухфазной области

Для случая течения **Г-2Ф** используется уравнение состояния (В.1.28) с разными значениями показателя изоэнтропы для газа и двухфазной области.

Если при изоэнтропном расширении среды кривая конденсации пересекается при давлении $P^{(1)}$, $P_1 > P^{(1)} > P_2$, то течение может быть описано уравнением (В.1.28) с показателем изоэнтропы n_1 на интервале $[P_1, P^{(1)}]$ (область газа) и уравнением (В.1.28) с показателем изоэнтропы n_2 на интервале $[P^{(1)}, P_2]$ (двухфазная область).

Если $\beta_1 = P^{(1)}/P_1 \geq \beta_{кр}(n_1) = \left(\frac{2}{n_1 + 1}\right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}}$, то критическое течение не достигается

внутри газовой области. В этом случае рассчитывается число Маха в точке пересечения линии конденсации со стороны двухфазной области

$$M^{(1)} = \sqrt{\frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{2}{n_1 - 1} \cdot \left(\beta_1^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right)}. \quad (\text{Г.2.40})$$

Если $M^{(1)} \geq 1$, то есть

$$\beta_1 \leq \left[1 + \frac{n_1 - 1}{2 \cdot n_1} \cdot n_2 \right]^{\frac{n_1}{n_1 - 1}}. \quad (\text{Г.2.41})$$

Если условие (Г.2.41) выполнено, то критическое течение достигается в точке $(P^{(1)}, \rho^{(1)})$, и

$$\beta_{кр} = \beta_1,$$

$$K_{пкр} = K_{п}(n_1) = \sqrt{\frac{2 \cdot n_1}{n_1 - 1} \cdot \left[\beta_1^{\frac{2}{n_1}} - \beta_1^{\frac{n_1 + 1}{n_1}} \right]}. \quad (\text{Г.2.42})$$

Если условие (Г.2.41) не выполняется, то имеет место критическое или докритическое течение в двухфазной области. В этом случае

$$\begin{aligned} K_{п} &= K_{пМ}(n_2, M^{(1)}) \cdot \sqrt{\frac{P^{(1)} \cdot \rho^{(1)}}{P_1 \cdot \rho_1}} = \\ &= \sqrt{\left[\frac{2 \cdot n_2}{n_2 - 1} \cdot \left(\beta_2^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} - 1 \right) + \frac{2 \cdot n_1}{n_1 - 1} \cdot \beta_2^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} \cdot \left(\beta_1^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right) \right] \cdot \beta_1^{\frac{n_1 + 1}{n_1}} \cdot \beta_2^{\frac{n_2 + 1}{n_2}}} \end{aligned} \quad (\text{Г.2.43})$$

где $\beta_2 = P/P^{(1)}$.

$$\beta_{кр} = \beta_1 \cdot \beta_{крM} = \beta_1 \cdot \left(\frac{2}{n_2 + 1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} \cdot \left[1 + \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2 - 1}{n_1} \cdot \left(\beta_1^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right) \right]^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} \quad (\text{Г.2.44})$$

$$K_{пкр} = \sqrt{\frac{2 \cdot n_2}{n_2 + 1}} \cdot \left(\frac{2}{n_2 + 1} \right)^{\frac{1}{n_2 - 1}} \cdot \left[1 + \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2 - 1}{n_1 - 1} \cdot \left(\beta_1^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right) \right]^{\frac{n_2 + 1}{2 \cdot (n_2 - 1)}} \cdot \beta_1^{\frac{n_1 + 1}{2 \cdot n_1}} \quad (\text{Г.2.45})$$

$$K_b = \sqrt{\frac{n_2 + 1}{n_2 - 1}} \cdot \left[\left(1 + \frac{n_2 - 1}{2} \cdot (M^{(1)})^2 \right) \cdot \beta_2^{\frac{2}{n_2}} - \beta_2^{\frac{n_2 + 1}{n_2}} \right] \cdot \left(\frac{n_2 + 1}{2} \right)^{\frac{1}{n_2 - 1}} \cdot \left[1 + \frac{n_2 - 1}{2} \cdot (M^{(1)})^2 \right]^{\frac{n_2 + 1}{2 \cdot (n_2 - 1)}} \quad (\text{Г.2.46})$$

Г.2.3.3 Омега метод с двумя значения параметра омега

Данный метод может применяться для течений **2Ф-Г**, а также в ряде случаев для течений **Г-2Ф** и **Ж-2Ф** (см. таблицу В.2).

В этом случае при изоэнтропном расширении среды кривая конденсации или кипения пересекается при давлении $P^{(1)}$, $P_1 > P^{(1)} > P_2$, и течение может быть описано уравнением (В.1.29) с параметром ω_1 и базовой точкой (P_1, ρ_1) на интервале $[P_1, P^{(1)}]$ и уравнением (В.1.29) с параметром ω_2 и базовой точкой $(P^{(1)}, \rho^{(1)})$ на интервале $[P^{(1)}, P_2]$.

Если $\beta_1 = P^{(1)}/P_1 \geq \beta_{кр}(\omega_1)$, где $\beta_{кр}(\omega_1)$ определяется из уравнения (Г.2.11) или по формуле (Г.2.12), то критическое течение не достигается внутри интервала $[P_1, P^{(1)}]$. Тогда рассчитывается число Маха в точке $(P^{(1)}, \rho^{(1)})$ со стороны интервала $[P^{(1)}, P_2]$

$$M^{(1)} = K_n(\omega_1, \beta_1) \cdot \sqrt{\frac{P_1 \cdot \rho_1}{P^{(1)} \cdot \rho^{(1)}} \cdot \omega_2} = \sqrt{-2 \cdot \left[1 + \frac{\omega_1 \cdot \ln \beta_1 - 1}{\omega_1 - (\omega_1 - 1) \cdot \beta_1} \right] \cdot \omega_2} \quad (\text{Г.2.47})$$

Условие $M^{(1)} \geq 1$ в этом случае записывается в виде

$$\frac{1 - \omega_1 \cdot \ln \beta_1}{\omega_1 - (\omega_1 - 1) \cdot \beta_1} \geq 1 + \frac{1}{2 \cdot \omega_2} \quad (\text{Г.2.48})$$

Если оно выполнено, то имеет место критическое течение в точке $(P^{(1)}, \rho^{(1)})$ и

$$\beta_{кр} = \beta_1,$$

$$K_{пкр} = K_n(\omega_1) = \frac{(-2 \cdot [\omega_1 \cdot \ln \beta_1 + (\omega_1 - 1) \cdot (1 - \beta_1)])^{1/2}}{\omega_1 \cdot (1/\beta_1 - 1) + 1} \quad (\text{Г.2.49})$$

Если условие (Г.2.48) не выполняется, то имеет место критическое или докритическое течение на интервале $[P^{(1)}, P_2]$. При этом

$$K_n = K_{nM}(\omega_2, M^{(1)}) \cdot \sqrt{\frac{P^{(1)} \cdot \rho^{(1)}}{P_1 \cdot \rho_1}} =$$

$$= \frac{\{-2 \cdot [\omega_1 \cdot \ln \beta_1 + (\omega_1 - 1) \cdot (\beta_1 - 1)] - 2 \cdot [(\omega_1 - (\omega_1 - 1) \cdot \beta_1) \cdot [\omega_2 \cdot \ln \beta_2 + (\omega_2 - 1) \cdot (1 - \beta_2)]]\}^{1/2}}{[\omega_1 \cdot (1/\beta_1 - 1) + 1] \cdot [\omega_2 \cdot (1/\beta_2 - 1) + 1]}. \quad (\text{Г.2.50})$$

$$\beta_{кр} = \beta_1 \cdot \beta_{крM}(\omega_2, M^{(1)}), \quad (\text{Г.2.51})$$

где $\beta_{крM}(\omega_2, M^{(1)})$ определяется из уравнения (Г.2.26) или по формулам (Г.2.27), (Г.2.28),

и

$$K_{пкр} = K_{пкрM}(\omega_2, M^{(1)}) \cdot \sqrt{\frac{P^{(1)} \cdot \rho^{(1)}}{P_1 \cdot \rho_1}} = \frac{\beta_{кр}}{\sqrt{\omega_2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\omega_1 \cdot (1/\beta_1 - 1) + 1}}, \quad (\text{Г.2.52})$$

$$K_b = \frac{\{-2 \cdot \omega_2 \cdot [\omega_1 \cdot \ln \beta_1 + (\omega_1 - 1) \cdot (1 - \beta_1)] - 2 \cdot \omega_2 \cdot [(\omega_1 - (\omega_1 - 1) \cdot \beta_1) \cdot [\omega_2 \cdot \ln \beta_2 + (\omega_2 - 1) \cdot (1 - \beta_2)]]\}^{1/2}}{\beta_{кр} \cdot \sqrt{\omega_1 \cdot (1/\beta_1 - 1) + 1} \cdot [\omega_2 \cdot (1/\beta_2 - 1) + 1]}. \quad (\text{Г.2.53})$$

Г.3 Расчет вспомогательных величин

Г.3.1 Расчет величин показателя изоэнтропы и параметра омега

Г.3.1.1 Расчет величин показателя изоэнтропы и параметра омега для газа и сверхкритической среды

Показатель изоэнтропы n , вообще говоря, не равен показателю адиабаты $k = C_p/C_v$. Имеет место термодинамическое соотношение

$$n = k/\hat{k}, \quad (\text{Г.3.1})$$

где $\hat{k} = (\partial \ln \rho / \partial \ln P)_T$ – безразмерный коэффициент изотермической сжимаемости.

Для расчета значений n или расчета по формуле (Г.3.1) через величины $k = C_p/C_v$ и $\hat{k} = (\partial \ln \rho / \partial \ln P)_T$ для реального газа и сверхкритической среды следует использовать термодинамические библиотеки или таблицы.

При $P_r < 0,7$, $T_r < 1,5$ и при $P_r < 1,0$, $T_r \geq 1,5$ допустимо использовать величину идеально-газового коэффициента адиабаты k вместо величины n .

Г.3.1.2 Расчет величин показателя изотропии и параметра омега для двухфазных сред без массообмена

Если массообмен между жидкой и газовой фазами отсутствует или им можно пренебречь, параметр омега и показатель изотропии рассчитывают по формуле

$$\omega = n^{-1} = \varepsilon \cdot n_g^{-1} + (1 - \varepsilon) \cdot n_l^{-1} + \frac{\varepsilon \cdot (1 - \varepsilon) \cdot (\Lambda_g - \Lambda_l)^2}{\varepsilon \cdot \Lambda_l / \hat{\beta}_l + (1 - \varepsilon) \cdot \Lambda_g / \hat{\beta}_g}, \quad (\text{Г.3.2})$$

где ε – объемная доля газа при течении фаз с одинаковыми скоростями,

$$\varepsilon = \left[1 + \frac{(1 - x) \cdot \rho_g}{x \cdot \rho_l} \right]^{-1};$$

ρ_g, ρ_l – плотности газовой и жидкой фаз соответственно;

n_g, n_l – показатели изотропии газовой и жидкой фаз соответственно:

$$n_g = (\partial \ln P / \partial \ln \rho_g)_s, \quad n_l = (\partial \ln P / \partial \ln \rho_l)_s;$$

$\hat{\beta}_g, \hat{\beta}_l$ – безразмерные коэффициенты теплового расширения газовой и жидкой фаз соответственно:

$$\hat{\beta}_g = -(\partial \ln \rho_g / \partial \ln T)_P,$$

$$\hat{\beta}_l = -(\partial \ln \rho_l / \partial \ln T)_P;$$

Λ_g, Λ_l – температурные показатели изотропии газовой и жидкой фаз соответственно:

$$\Lambda_g = -(\partial \ln T / \partial \ln P)_{s_g};$$

$$\Lambda_l = -(\partial \ln T / \partial \ln P)_{s_l},$$

которые также можно рассчитать, используя термодинамические соотношения:

$$\Lambda_g = \frac{P}{T \cdot \rho_g \cdot c_{pg}} \cdot \hat{\beta}_g = \frac{Z_g \cdot R_{удg}}{c_{pg}} \cdot \hat{\beta}_g = \frac{k_g - 1}{n_g \cdot \hat{\beta}_g};$$

$$\Lambda_l = \frac{P}{T \cdot \rho_l \cdot c_{pl}} \cdot \hat{\beta}_l = \frac{Z_l \cdot R_{удl}}{c_{pl}} \cdot \hat{\beta}_l = \frac{k_l - 1}{n_l \cdot \hat{\beta}_l}$$

$$k_g = \frac{c_{pg}}{c_{vg}};$$

$$k_l = \frac{c_{pl}}{c_{vl}};$$

$c_{pg}, c_{pl}, c_{vg}, c_{vl}$ – удельные изобарные и изохорные теплоемкости газовой и жидкой фаз соответственно;

Z_g, Z_l – коэффициенты сжимаемости газовой и жидкой фаз соответственно;

$R_{удg}, R_{удl}$ – удельная газовая постоянная газовой и жидкой фаз соответственно.

Уравнение (Г.3.2) применимо для реальных газов и жидкостей во всем диапазоне давлений, температур и значений ε , однако определение некоторых параметров (прежде всего n_l) требует точных термодинамических библиотек.

При $\varepsilon \geq 0,2$ и вдали от критической точки жидкой фазы (при приведенном давлении $P_{rl} < 0,5$) можно пренебречь сжимаемостью жидкости и использовать более простое уравнение

$$\omega = n^{-1} = \varepsilon \cdot \frac{k_g}{n_g} \cdot \frac{x \cdot c_{pg}/k_g + (1-x) \cdot c_{pl}}{x \cdot c_{pg} + (1-x) \cdot c_{pl}}. \quad (\text{Г.3.3})$$

В случае, когда поведение газовой фазы близко к идеальному (при приведенных температурах и давлениях газа $P_{rg} < 0,7, T_{rg} < 1,5$ или $P_{rg} < 1,0, T_{rg} \geq 1,5$), можно не учитывать в уравнении (Г.3.3) множитель $\frac{k_g}{n_g}$.

Г.3.1.3 Расчет величин показателя изотропы и параметра омега для паро-жидкостных смесей однокомпонентных сред

Для однокомпонентных паро-жидкостных смесей параметр омега рассчитывается по уравнению

$$\begin{aligned} \omega = n^{-1} &= \frac{c_{pm} \cdot T}{u_m \cdot P} \Lambda^2 - 2 \cdot \Lambda \cdot [\varepsilon \cdot \hat{\beta}_g + (1-\varepsilon) \cdot \hat{\beta}_l] + [\varepsilon \cdot \hat{k}_g + (1-\varepsilon) \cdot \hat{k}_l] = \\ &= \frac{x + (1-x) \cdot \frac{c_{pl}}{c_{pg}}}{x + (1-x) \cdot \frac{\rho_g}{\rho_l}} \cdot \frac{c_{pg}}{Z_g \cdot R_{уд}} \cdot \Lambda^2 - 2 \cdot \Lambda \cdot [\varepsilon \cdot \hat{\beta}_g + (1-\varepsilon) \cdot \hat{\beta}_l] + [\varepsilon \cdot \hat{k}_g + (1-\varepsilon) \cdot \hat{k}_l], \quad (\text{Г.3.4}) \end{aligned}$$

где \hat{k}_g, \hat{k}_l – безразмерные коэффициенты изотермической сжимаемости пара и жидкости:

$$\hat{k}_g = (\partial \ln \rho_g / \partial \ln P)_T = k_g / n_g;$$

$$\hat{k}_l = (\partial \ln \rho_l / \partial \ln P)_T = k_l / n_l;$$

$\Lambda = \frac{P \cdot (\rho_g^{-1} - \rho_l^{-1})}{h_{gl}} = \frac{d \ln T_{нас}}{d \ln P}$ – температурный показатель изотропы двухфазной смеси, в данном случае совпадающий с углом наклона линии насыщения (в логарифмических координатах);

$h_{gl} = h_g - h_l$ – разность удельной энтропии пара и жидкости, то есть скрытая теплота парообразования.

Для большинства индивидуальных веществ величина Λ меняется в пределах от 0,04 до 0,16, медленно возрастая вдоль кривой насыщения от тройной точки до критической точки. Исключение составляют водород (Λ от 0,16 до 0,21) и гелий (Λ от 0,22 до 0,26).

Остальные параметры те же, что и в 3.1.2.

Сжимаемостью жидкости \hat{k}_l в уравнении (Г.3.3) всюду, кроме окрестности критической точки, можно пренебречь, принимая $\hat{k}_l = 0$.

Уравнение (Г.3.3) может быть также записано в виде

$$\begin{aligned}\omega &= n^{-1} = \varepsilon \cdot \omega_g + (1 - \varepsilon) \cdot \omega_l, \\ \omega_g &= \hat{\beta}_g \cdot \Lambda_g \cdot (\Lambda / \Lambda_g - 1)^2 + 1 / \eta_g; \\ \omega_l &= \hat{\beta}_l \cdot \Lambda_l \cdot (\Lambda / \Lambda_l - 1)^2 + 1 / \eta_l.\end{aligned}\quad (\text{Г.3.5})$$

Уравнения (Г.3.5) позволяют оценить величину скачка показателя изоэнтропии на границе двухфазной области.

При $P_r < 0,5$ допустимо оценивать свойства среды по модели идеального газа и несжимаемой жидкости, принимая $\hat{\beta}_g = \hat{k}_g = 1$, $\hat{\beta}_l = \hat{k}_l = 0$ и применяя уравнение (В.4.5) в виде

$$\omega = n^{-1} = \frac{c_{pm} \cdot T}{u_m \cdot P} \cdot \Lambda^2 + \varepsilon \cdot (1 - 2 \cdot \Lambda) = \frac{x + (1 - x) \cdot \frac{c_{pl}}{c_{pg}}}{x + (1 - x) \cdot \frac{\rho_g}{\rho_l}} \cdot \frac{c_{pg}}{Z_g \cdot R_{уд}} \cdot \Lambda^2 + \varepsilon \cdot (1 - 2 \cdot \Lambda). \quad (\text{Г.3.6})$$

При $P_r < 0,1$ можно считать $Z_g = 1,0$ и $\frac{\rho_g}{\rho_l} \ll 1,0$.

Поэтому при высоком газосодержании ($x \geq 0,5$) можно использовать упрощенное уравнение

$$\omega = n^{-1} = \left[x + (1 - x) \cdot \frac{c_{pl}}{c_{pg}} \right] \cdot \frac{c_{pg}}{Z_g \cdot R_{уд}} \cdot \Lambda^2 + \varepsilon \cdot (1 - 2 \cdot \Lambda). \quad (\text{Г.3.7})$$

На линии кипения (при $x = 0$, $\varepsilon = 0$)

$$\omega = n^{-1} = \omega_l = \hat{\beta}_l \cdot \Lambda_l \cdot (\Lambda / \Lambda_l - 1)^2 + 1 / \eta_l = \frac{\rho_l}{\rho_g} \cdot \frac{c_{pl}}{Z_g \cdot R_{уд}} \cdot \Lambda^2 + \hat{k}_l - 2 \cdot \hat{\beta}_l \cdot \Lambda. \quad (\text{Г.3.8})$$

При $P_r < 0,5$

$$\omega = n^{-1} = \omega_1 = \frac{\rho_1}{\rho_g} \cdot \frac{C_{pl}}{Z_g \cdot R_{уд}} \cdot \Lambda^2. \quad (\text{Г.3.9})$$

Г.3.1.4 Расчет величин показателя изоэнтروпы и параметра омега двухфазным методом

Для многокомпонентных двухфазных смесей с массообменом между газовой и жидкой фазами расчет параметра омега (показателя изоэнтропы) требует проведения расчетов фазового равновесия, в том числе учета изменения составов жидкой и газовой фаз в процессе испарения или конденсации.

Однако, если известны значения плотностей для двух давлений при изоэнтропном расширении, значение параметра омега или показателя изоэнтропы можно оценить из уравнений (В.1.28) или (В.1.29). В частности, если дополнительно к базовой точке P^* , ρ^* известны величина плотности для второй точки P^{**} , ρ^{**} , параметр омега для омега-метода определяют по формуле

$$\omega = \frac{\rho^*/\rho^{**} - 1}{P^*/P^{**} - 1}. \quad (\text{Г.3.10})$$

Рекомендуется использовать в качестве второй точки значение плотности при изоэнтропном расширении при давлении 90 % от базового: $P^{**} = P_{0,9} = 0,9 \cdot P^*$. В этом случае

$$\omega = 9 \cdot (\rho^*/\rho_{0,9} - 1). \quad (\text{Г.3.11})$$

Аналогично, при использовании уравнения (В.1.28) показатель изоэнтропы двухфазной смеси может быть рассчитан по двум точкам по формуле

$$n = \frac{\ln(P^*/P^{**})}{\ln(\rho^*/\rho^{**})}. \quad (\text{Г.3.12})$$

Г.3.2 Расчет плотности среды

Г.3.2.1 Расчет плотности газа и суперкритической среды

Плотность газа ρ_1 при давлении P_1 и температуре T_1 может быть рассчитана по уравнению

$$\rho_1 = \frac{P_1 \cdot M}{Z_1 \cdot R \cdot T_1} = \frac{P_1}{Z_1 \cdot R_{уд} \cdot T_1}. \quad (\text{Г.3.13})$$

Молярная масса M и коэффициент сжимаемости Z могут быть определены с использованием различных термодинамических библиотек и таблиц, а также по таблицам Д.1 и Д.23, а также по графику рисунка Д.2.

Г.3.2.2 Расчет плотности двухфазной газо-жидкостной смеси

Плотность двухфазной смеси рассчитывается по уравнению

$$\rho_1 = \left[\frac{x}{\rho_{1g}} + \frac{1-x}{\rho_{1l}} \right]^{-1}. \quad (\text{Г.3.14})$$

Вдали от критической точки (при $P_r < 0,1$) $\frac{\rho_g}{\rho_l} \ll 1,0$, и при больших газосодержаниях ($x > 0,5$) вместо (Г.3.14) можно использовать более простое уравнение

$$\rho_1 = \frac{\rho_{1g}}{x}. \quad (\text{Г.3.15})$$

Г.3.3 Определение точки пересечения изоэнтропы с границей двухфазной области

Если процесс сброса происходит с вскипанием или конденсацией, необходимо определить точки пересечения изоэнтропы с границей двухфазной области. В общем случае для этого следует использовать соответствующие термодинамические библиотеки, таблицы или фазовые диаграммы. Однако, в некоторых, описанных ниже, случаях могут быть использованы более простые методы.

Г.3.3.1. Вскипание жидкости

Давление вскипания жидкости определяют при энтальпии $s = s_1$. Однако при до 10 МПа вне окрестностей критической точки (при $T_r = T_1/T_c < 0,9$) это значение практически совпадает с давлением насыщенных паров при $T = T_1$. Соответственно для однокомпонентных сред можно использовать соответствующие кривые или таблицы давления насыщенных паров.

Г.3.3.2. Конденсация газа

Для однокомпонентных газов вне зоны критической точки (при $P_r < 0,5$) для определения возможности конденсации следует сравнить значения температурных показателей изоэнтропы газа Λ_g и двухфазной среды Λ при P_1 (см. Г.3.1.3). Если $\Lambda_g \gg \Lambda$, то конденсация может иметь место и будет существенно влиять на массовую скорость при сбросе, и ее надо учитывать при расчете. В противном случае ее не будет или можно не учитывать различие коэффициентов изоэнтропы сухого и влажного газа.

Давление начала конденсации можно определить из уравнения

$$P_{\text{конд}} = P_1 \cdot \left(\frac{T_{\text{нас}}(P_1)}{T_1} \right)^{\frac{1}{\Lambda_g - \Lambda}}. \quad (\text{Г.3.16})$$

Г.4 Расчет при течении водяного пара

При расчете течения водяного пара могут быть использованы методы, изложенные в разделах Г.1 – Г.3 и применимые к течению «регулярных» сред.

Однако, так как случай течения водяного пара встречается очень часто, в данном разделе приводятся уже готовые к использованию графики, рассчитанные методом прямого интегрирования по наиболее точным на сегодня уравнениям расчета теплофизических свойств и фазового равновесия воды и пара, предложенным Международной Ассоциацией по Свойствам Воды и Водяного Пара (<http://www.iapws.org/>).

Г.4.1. Течение влажного водяного пара

При течении влажного (насыщенного) водяного пара критическая массовая скорость может быть рассчитана по уравнению (В.1.3).

При этом коэффициент $K_{пкр}$ определяется по графикам рисунков Г.9 и Г.10. Плотность влажного пара определяется по уравнениям (Г.3.14) или (Г.3.15), при этом плотность насыщенного водяного пара может быть рассчитана по уравнениям (Г.3.13), зависимость коэффициента сжимаемости Z от давления P_1 приведена на графике рисунка Г.11, удельная газовая постоянная воды $R_{уд} = 461,526$ Дж/(кг К), зависимость приведенной температуры насыщенных паров T_r от давления P_1 приведена на графике рисунка Г.12, критическая температура воды $T_{кр} = 647,096$ К, зависимость плотности воды на линии насыщения ρ_l от давления P_1 приведена на графике рисунка Г.13.

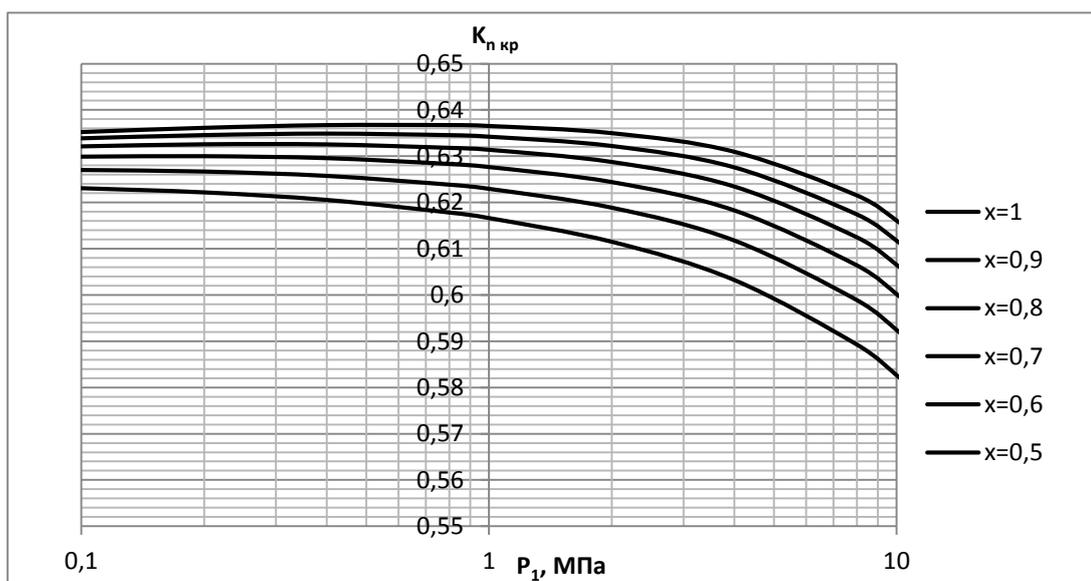


Рисунок Г.9 – Зависимость $K_{пкр} = f(P_1)$ для влажного водяного пара

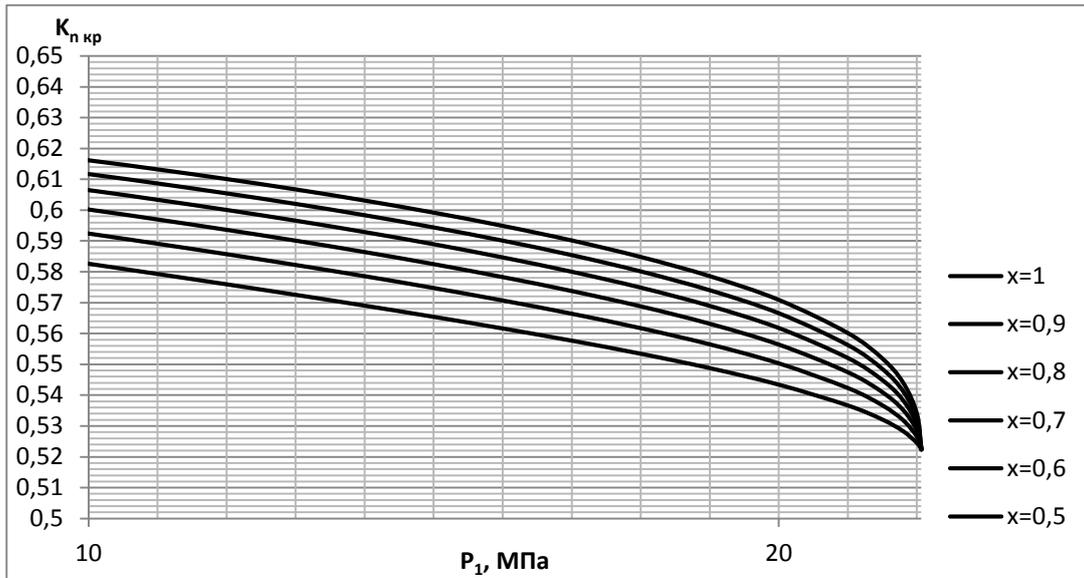


Рисунок Г.10 – Зависимость $K_{пкр} = f(P_1)$ для влажного водяного пара
вблизи критической точки

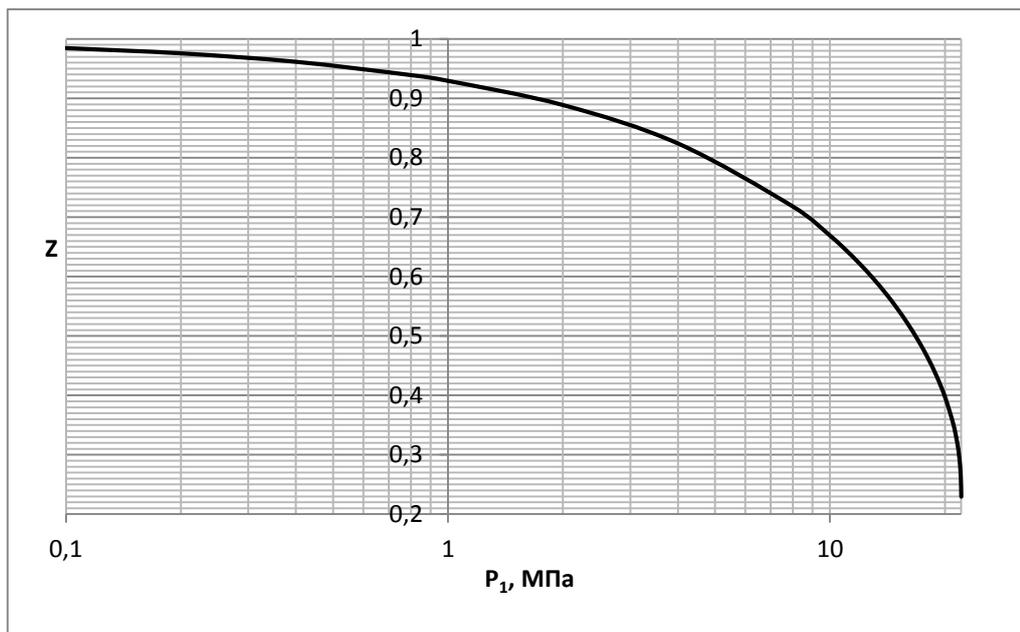
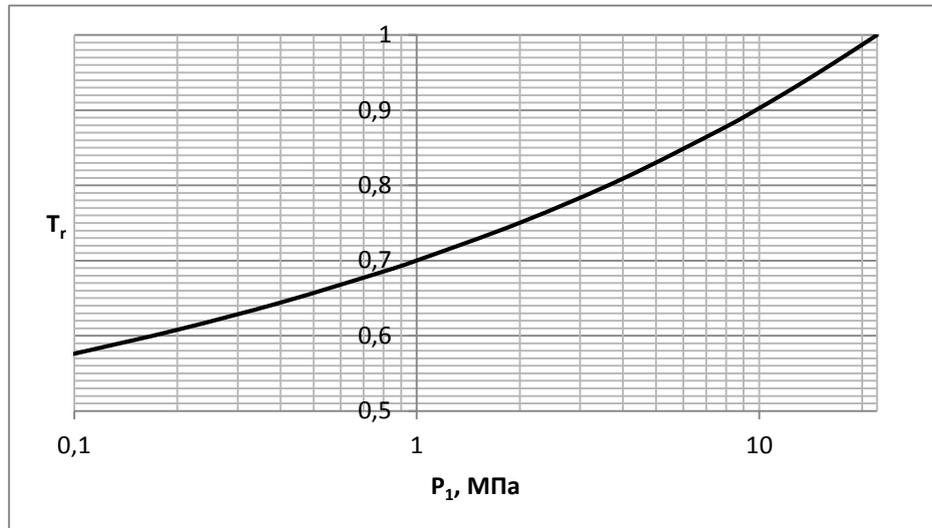
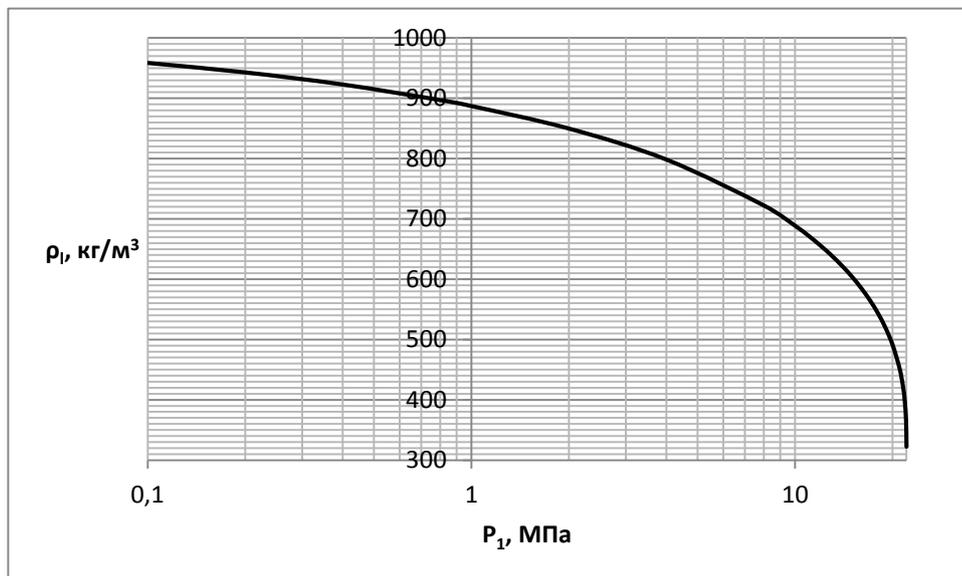


Рисунок Г.11 – Зависимость $Z = f(P_1)$ для насыщенного водяного пара

Рисунок Г.12 – Зависимость $T_r = f(P_1)$ для насыщенных паров водыРисунок Г.13 – Зависимость $\rho_l = f(P_1)$ для воды на линии насыщения

Г.5 Методы учета неравновесности

Г.5.1 Определение коэффициента сжимаемости ω , фактора учета неравновесности N , а также критического отношения давлений по параметрам на входе в клапан. Оценка площади седла ПК

Ниже приводится последовательность выполнения расчета коэффициента сжимаемости ω с учетом неравновесности для трех различных вариантов:

Г.5.1.1 Вариант 1. Режимы мгновенного испарения смесей, а также жидкости в состоянии насыщения

$$x_0 \geq 0; T_0 = T_{\text{нас}}(P_0)$$

где x_0 – массовая доля паровой фазы на входе в клапан;

$T_{\text{нас}}$ – температура насыщения среды.

Шаг 1 Рассчитать критическое отношение давлений $\beta_{\text{crit}} = \frac{P_{\text{crit}}}{P_0}$ из уравнения

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta_{\text{crit}} = 0,550 + 0,217 \cdot \ln(\omega_{N=1}) - 0,046 \cdot (\ln(\omega_{N=1}))^2 + 0,004 \cdot (\ln(\omega_{N=1}))^3 \quad \text{для } \omega \geq 2 \\ \beta_{\text{crit}}^2 + (\omega_{N=1}^2 - 2 \cdot \omega_{N=1}) \cdot (1 - \beta_{\text{crit}})^2 + 2 \cdot \omega_{N=1}^2 \cdot \ln(\beta_{\text{crit}}) + 2 \cdot \omega_{N=1}^2 \cdot (1 - \beta_{\text{crit}}) = 0 \quad \text{для } \omega < 2 \end{array} \right\}, \quad (\text{Г.5.1})$$

ω -параметр определяется по уравнению (Г.5.2) при условии $N=1$

$$\omega = \frac{x_0 \cdot V_{g,0}}{k \cdot V_0} + \frac{C_{pL,0} \cdot T_0 \cdot P_0}{V_0} \cdot \left(\frac{V_{g,0} - V_{l,0}}{\Delta h_{V,0}} \right)^2 \cdot N \quad (\text{Г.5.2})$$

где $V_{g,0}, V_{l,0}$ – удельные объемы газовой и жидкой фаз соответственно;

$C_{pL,0}$ – удельная теплоемкость жидкой фракции на входе в клапан, Дж/кг К;

$\Delta h_{V,0}$ – скрытое тепло парообразования, Дж/кг.

Если $\omega \leq 2$ уравнение (Г.5.1) решается относительно η_{crit} численно (методом итераций).

Шаг 2 Определить фактор учета неравновесности N ($0 \leq N \leq 1$) по формуле

$$N = \left[x_0 + C_{pL,0} \cdot T_0 \cdot P_0 \frac{V_{g,0} - V_{l,0}}{\Delta h_{V,0}^2} \cdot \ln \left(\frac{1}{\beta_{\text{crit}}} \right) \right]^{0,4}. \quad (\text{Г.5.3})$$

В случае высоковязких жидкостей течение предполагается равновесным с $N=1$.

Шаг 3 Пересчитать ω -параметр с учетом рассчитанного N .

Шаг 4 Уточнить критическое отношение давлений β_{crit}

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta_{\text{crit}} = 0,550 + 0,217 \cdot \ln(\omega) - 0,046 \cdot (\ln(\omega))^2 + 0,004 \cdot (\ln(\omega))^3 \quad \text{для } \omega \geq 2 \\ \beta_{\text{crit}}^2 + (\omega^2 - 2 \cdot \omega) \cdot (1 - \beta_{\text{crit}})^2 + 2 \cdot \omega^2 \cdot \ln(\beta_{\text{crit}}) + 2 \cdot \omega^2 \cdot (1 - \beta_{\text{crit}}) = 0 \quad \text{для } \omega < 2 \end{array} \right\}, \quad (\text{Г.5.4})$$

Г.5.1.2 Вариант 2. Отсутствие массообмена. Сжимаемость ω зависит только от газовой фазы и определяется из соотношения

$$\omega = \frac{1}{k} \cdot \frac{x_0 \cdot V_{g,0}}{V_0} \cong \varepsilon_0, \quad (\text{Г.5.5})$$

где ε_0 – объемная доля газовой (паровой) фракции.

При этом $\varepsilon_0=1$ критическое отношение давлений рассчитывается по формуле

$$\beta_{\text{crit}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (\text{Г.5.6})$$

Г.5.1.3 Вариант 3. Жидкость, недогретая до температуры насыщения, с вскипанием в клапане до входа в седло или в седле клапана

Для жидкостей на входе в клапан, недогретых до температуры насыщения с вскипанием в ПК

$$x_0 = 0; T_0 \leq T_{\text{нас}}(P_0)$$

1) Кипение происходит в седле клапана

Критическое отношение давлений определяется по давлению насыщения:

$$\beta_{\text{crit}} = \beta_{\text{нас}} = \frac{P_{\text{нас}}(T_0)}{P_0}. \quad (\text{Г.5.7})$$

При заданной температуре T_0 давление насыщения среды $P_{\text{нас}}$ можно оценить из уравнение Антуана

$$\ln(P) = a + \frac{b}{T+c} + d \cdot \ln(T) + e \cdot T^f, \quad (\text{Г.5.8})$$

где P – давление, кПа;

T – температура, К;

a, b, c, d, f – коэффициенты, определяемые в зависимости от рабочей среды для некоторых сред приведены в таблице Д.2.

Режимы течения жидкости, недогретой до температуры насыщения, с вскипанием в клапане приведены на рисунке Г.14.

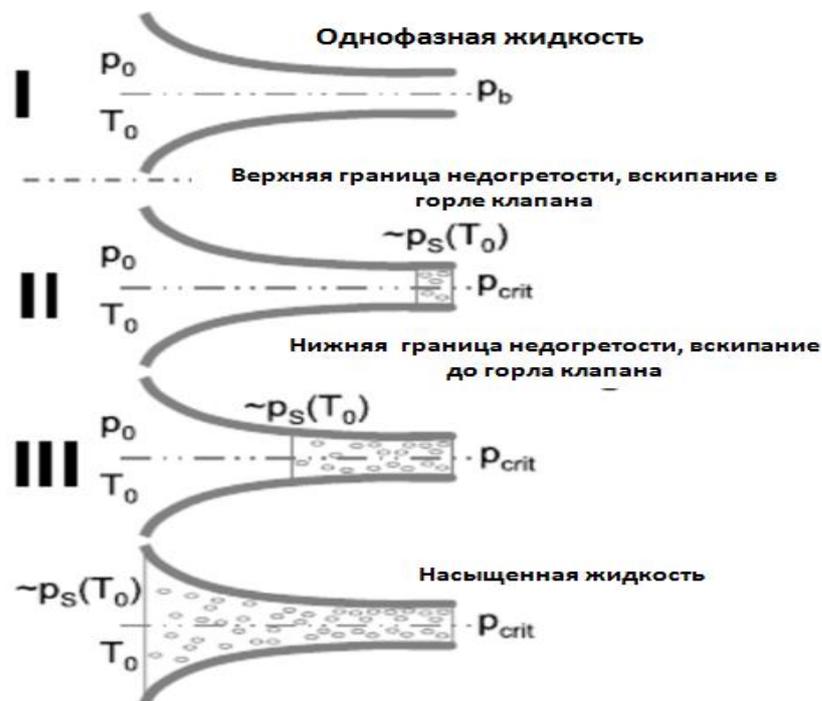


Рисунок Г.14 – Режимы течения недогретой жидкости на входе в клапан с вскипанием в клапане

Г.5.2 Определение режима течения в клапане – критический/докритический и расчет коэффициента потока $C(\eta, \omega)$

Коэффициент отношения давлений η и коэффициент потока $C(\eta, \omega)$:

- критический режим $\beta_b \leq \beta_{crit} \Rightarrow \beta = \beta_{crit}$;

- докритический режим $\beta_b > \beta_{crit} \Rightarrow \beta = \beta_b$,

где $\beta_b = \frac{P_b}{P_0}$.

Для газо (паро)-жидкостных смесей коэффициент потока $C(\eta, \omega)$ рассчитывается по формуле

$$C = \frac{\sqrt{\omega \cdot \ln\left(\frac{1}{\beta}\right) - (\omega - 1) \cdot (1 - \beta)}}{\omega \cdot \left(\frac{1}{\beta} - 1\right) + 1}. \quad (\text{Г.5.9})$$

Для случая верхней границы недогретого состояния жидкости на входе в клапан с вскипанием в седле (рисунок 14 случай II):

$$C = \sqrt{1 - \beta}. \quad (\text{Г.5.10})$$

Для случая нижней границы недогретого состояния с вскипанием до седла клапана (рисунок 14 случай III), критический поток массы определяется из условия максимума функции C .

$$\frac{dC}{d\beta} = 0 \Rightarrow \max[C(\beta); \beta \in [\beta_b, 1]].$$

$$C = \frac{\sqrt{(1 - \beta_s) + \left[\omega(N) \cdot \beta_s \cdot \ln\left(\frac{\beta_s}{\beta}\right) - (\omega(N) - 1) \cdot (\beta_s - \beta) \right]}}{\omega(N) \cdot \left(\frac{\beta_s}{\beta} - 1\right) + 1}. \quad (\text{Г.5.11})$$

Для расчета используется пошаговая итерационная процедура:

1 Задается количество расчетных шагов ($q \approx 100$).

2 Интервал – $\Delta\beta = \frac{1 - \beta_b}{q - 1}$

$j = 0, 1, \dots, (q - 1)$ – индекс, пробегающий значения от 0 до q ;

$\beta_j = 1 - \Delta\beta \cdot j$ – отношение давлений на шаге;

$N_j = \left[x_0 + C_{pL,0} \cdot T_0 \cdot P_0 \cdot \beta_s \cdot \frac{V_{g,0} - V_{l,0}}{\Delta h_{V,0}^2} \cdot \ln\left(\frac{\beta_s}{\beta_j}\right) \right] \eta_s^{-0,6}$ – параметр учета неравновес-

ности на шаге j ;

$$\omega_j = \frac{x_0 \cdot V_{g,0}}{V_0} + \frac{C_{pL,0} \cdot T_0 \cdot P_0 \cdot \beta_s}{V_0} \cdot \left(\frac{V_{g,0} - V_{l,0}}{\Delta h_{V,0}} \right)^2 \cdot N_j - \text{коэффициент сжимаемости}$$

на шаге j ;

$$C_j = \frac{\sqrt{(1 - \beta_s) + \left[\omega_j \cdot \beta_s \cdot \ln \left(\frac{\beta_s}{\eta_j} \right) \right] - (\omega_j - 1) \cdot (\beta_s - \beta_j)}}{\omega_j \cdot \left(\frac{\beta_s}{\beta_j} - 1 \right) + 1} - \text{коэффициент потока на шаге}$$

j .

Если максимум достигается внутри отрезка $[\beta_b, 1]$, то поток критический и

$$C_{\max} = C_{\text{crit}} = \max(C), \text{ т. е. если } \beta_{\max} > \beta_b \text{ то } \beta = \beta_{\max}.$$

Определение коэффициента расхода α_d

$$\alpha_d = \alpha_{d,2ph} = \varepsilon_{\text{seat}} \cdot \alpha_{d,g} + (1 - \varepsilon_{\text{seat}}) \cdot \alpha_{d,l}, \quad (\text{Г.5.12})$$

$$\varepsilon_{\text{seat}} = 1 - \frac{V_{l,0}}{V_0 \cdot \left(\omega \cdot \left(\frac{1}{\beta} - 1 \right) + 1 \right)} \quad (\text{Г.5.13})$$

где $\alpha_{d,g}$ и $\alpha_{d,l}$ – коэффициенты расхода для газовой и жидкой фаз в отдельности.

Для недогретых до температуры насыщения жидкостей с вскипанием в клапане:

$$\varepsilon_{\text{seat}} = 1 - \frac{V_{l,0}}{V_0 \cdot \left(\omega \cdot \left(\frac{\beta_s}{\beta} - 1 \right) + 1 \right)}. \quad (\text{Г.5.14})$$

Минимальная требуемая площадь седла клапана рассчитывается по формуле

$$F_0 = \frac{G_{\text{ав}}}{\alpha_d \cdot C \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_0}{V_0}}} \quad (\text{Г.5.15})$$

где F_0 – требуемая площадь седла, мм²;

$G_{\text{ав}}$ – аварийный расход, кг/с.

Приложение Д (справочное)

Таблицы и графики для расчетов

Т а б л и ц а Д.1 – Характеристики рабочих сред

Наименование газа	Формула газа	Молярная масса M , кг/кмоль	Показатель адиабаты k при абсолютном давлении 1,013 бар и температуре 0 °С	Критическое отношение давлений $\beta_{кр}$	Удельная газовая постоянная $R_{уд}$		Критическое давление P_c , бар	Критическая температура T_c , К
					Дж/(кг·К)	кгс·м/(кг·К)		
Азот	N ₂	28,02	1,40	0,528	298,0	30,25	33,94	126,05
Аммиак	NH ₃	17,03	1,32	0,543	490,0	49,80	112,98	405,55
Аргон	A (Ar)	39,91	1,67	0,488	207,0	21,20	48,64	151,15
Ацетилен	C ₂ H ₂	26,02	1,23	0,559	320,0	32,50	62,82	309,15
Бутан	C ₄ H ₁₀	58,08	1,10	0,586	143,0	14,60	36,48	426,15
Водород	H ₂	2,015	1,41	0,527	4120,0	420,00	12,97	33,25
Воздух	-	28,96	1,40	0,528	287,0	29,27	37,69	132,45
Гелий	He	4,00	1,66	0,557	2080,0	212,00	2,37	5,22
Дифторхлорметан (фреон 22, хладагент 22, хладон 22)	CHClF ₂	86,47	1,14	0,576	68,6	7,00	49,14	370,15
Кислород	O ₂	32,00	1,40	0,528	259,0	26,50	50,36	154,35
Метан	CH ₄	16,03	1,30	0,547	515,0	52,60	46,41	190,65
Оксид углерода	CO	28,00	1,40	0,528	298,0	30,25	35,46	134,15
Пропан	C ₃ H ₈	44,06	1,14	0,576	189,0	19,25	43,57	368,75
Сернистый ангидрид	SO ₂	64,07	1,40	0,528	130,0	13,23	78,73	430,35
Сероводород	H ₂ S	34,08	1,30	0,547	244,0	24,90	90,08	373,55
Хлор	Cl	70,91	1,34	0,540	118,0	11,95	77,11	417,15
Хлористый метил	CH ₃ Cl	50,48	1,20	0,564	165,0	16,80	66,47	416,25
Углекислый газ	CO ₂	44,00	1,31	0,545	189,0	19,25	73,97	304,25
Этан	C ₂ H ₆	30,05	1,22	0,560	277,0	28,20	49,45	305,25
Этилен	C ₂ H ₄	28,03	1,24	0,557	296,0	30,23	51,57	282,85

Таблица Д.2 – Коэффициенты для уравнения Антуана

Среда	Коэффициент					
	a	b	c	d	e	f
Этилен	48,1101	-2473,65	0,00E+00	-5,73618	1,94E-05	2,00E+00
Этан	4,40E+01	-2,57E+03	0,00E+00	-4,98E+00	1,46E-05	2,00E+00
Пропан	5,24E+01	-3,49E+03	0,00E+00	-6,11E+00	1,12E-05	2,00E+00
и-Бутан	5,88E+01	-4,14E+03	0,00E+00	-7,02E+00	1,04E-05	2,00E+00
н-Бутан	6,69E+01	-4,60E+03	0,00E+00	-8,25E+00	1,16E-05	2,00E+00
и-Пентан	6,68E+01	-5,06E+03	0,00E+00	-8,09E+00	9,25E-06	2,00E+00
н-Пентан	6,33E+01	-5,12E+03	0,00E+00	-7,48E+00	7,77E-06	2,00E+00
н-Гексан	7,04E+01	-6,06E+03	0,00E+00	-8,38E+00	6,62E-06	2,00E+00
н-Гептан	7,83E+01	-6,95E+03	0,00E+00	-9,45E+00	6,47E-06	2,00E+00
н-Октан	8,70E+01	-7,89E+03	0,00E+00	-1,06E+01	6,47E-06	2,00E+00

Таблица Д.3 – Коэффициент сжимаемости Z

P_1 , МПа (бар)	Значение Z при T_1 , К (t_1 , °C)			
	273 (0)	323 (50)	373 (100)	473 (200)
азот и воздух				
0	1,00	1,00	1,00	1,00
10,0 (100,0)	0,98	1,02	1,04	1,05
20,0 (200,0)	1,03	1,08	1,09	1,10
30,0 (300,0)	1,13	1,16	1,17	1,18
40,0 (400,0)	1,27	1,26	1,25	1,24
100,0 (1000,0)	2,03	1,94	1,80	1,65
водород				
0	1,00	1,00	1,00	1,00
100,0 (1000,0)	1,71	1,60	1,52	1,43
кислород				
0	1,00	1,00	1,00	1,00
10,0 (100,0)	0,92	0,97	1,00	-
20,0 (200,0)	0,91	-	1,02	1,06
30,0 (300,0)	0,97	-	1,07	1,10
40,0 (400,0)	1,07	-	1,12	1,14
50,0 (500,0)	1,17	-	1,20	1,19
80,0 (800,0)	1,53	-	1,44	1,37
100,0 (1000,0)	1,77	-	1,59	-

Окончание таблицы Д.3

P_1 , МПа (бар)	Значение Z при T_1 , К (t_1 , °С)			
	273 (0)	323 (50)	373 (100)	473 (200)
метан				
0	1,00	1,00	1,00	1,00
10,0 (100,0)	0,78	0,90	0,96	1,00
20,0 (200,0)	0,73	0,88	0,95	1,01
30,0 (300,0)	0,77	0,89	0,96	1,02
40,0 (400,0)	0,90	0,96	1,01	1,08
50,0 (500,0)	1,20	1,20	1,20	1,20
100,0 (1000,0)	2,03	1,87	1,74	1,62
окись углерода				
0	1,00	1,00	1,00	1,00
10,0 (100,0)	0,97	1,01	1,03	1,05
20,0 (200,0)	1,02	1,06	1,08	1,11
30,0 (300,0)	1,12	1,16	1,17	1,18
40,0 (400,0)	1,26	1,25	1,24	1,23
100,0 (1000,0)	2,10	1,94	1,83	1,70
двуокись углерода				
0	1,00	1,00	1,00	1,00
5,0 (50,0)	0,10	0,60	0,80	0,93
10,0 (100,0)	0,20	0,40	0,75	0,87
20,0 (200,0)	0,39	0,43	0,60	0,87
30,0 (300,0)	0,57	0,57	0,66	0,88
60,0 (600,0)	1,07	1,02	1,01	1,07
100,0 (1000,0)	1,70	1,54	1,48	1,41
этилен				
0	1,00	1,00	1,00	1,00
5,0 (50,0)	0,20	0,74	0,87	0,96
7,0 (70,0)	0,23	0,60	0,81	0,94
10,0 (100,0)	0,32	0,47	0,73	0,92
15,0 (150,0)	0,45	0,51	0,68	0,90
20,0 (200,0)	0,58	0,60	0,70	0,89
30,0 (300,0)	0,81	0,81	0,82	0,95
100,0 (1000,0)	2,35	2,18	1,96	1,77

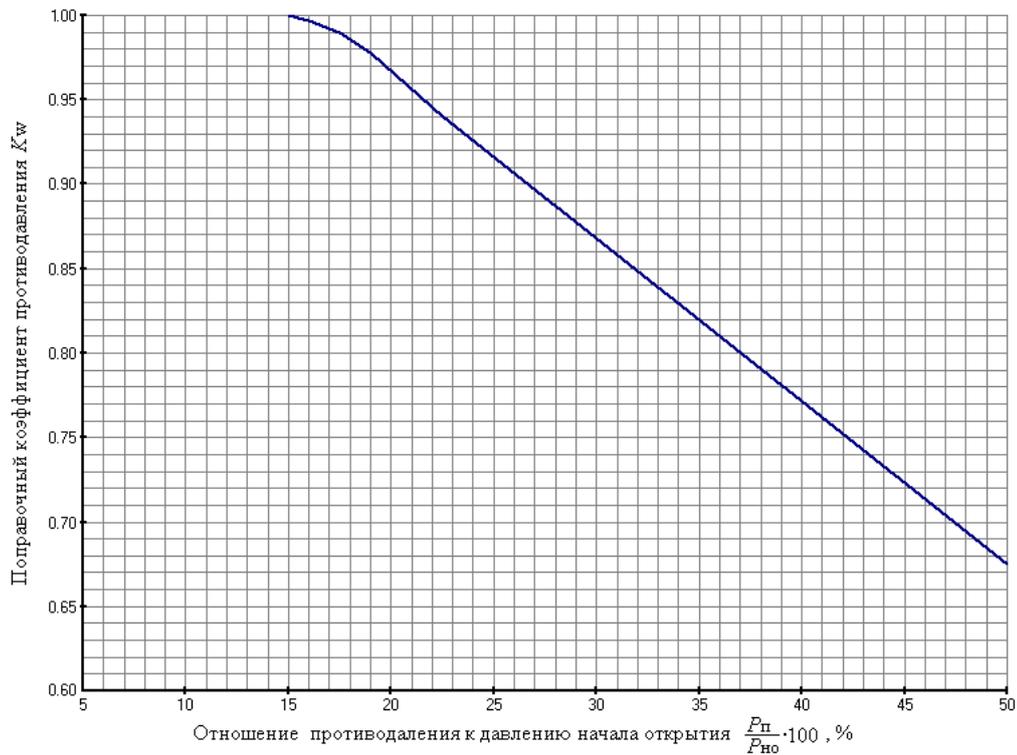
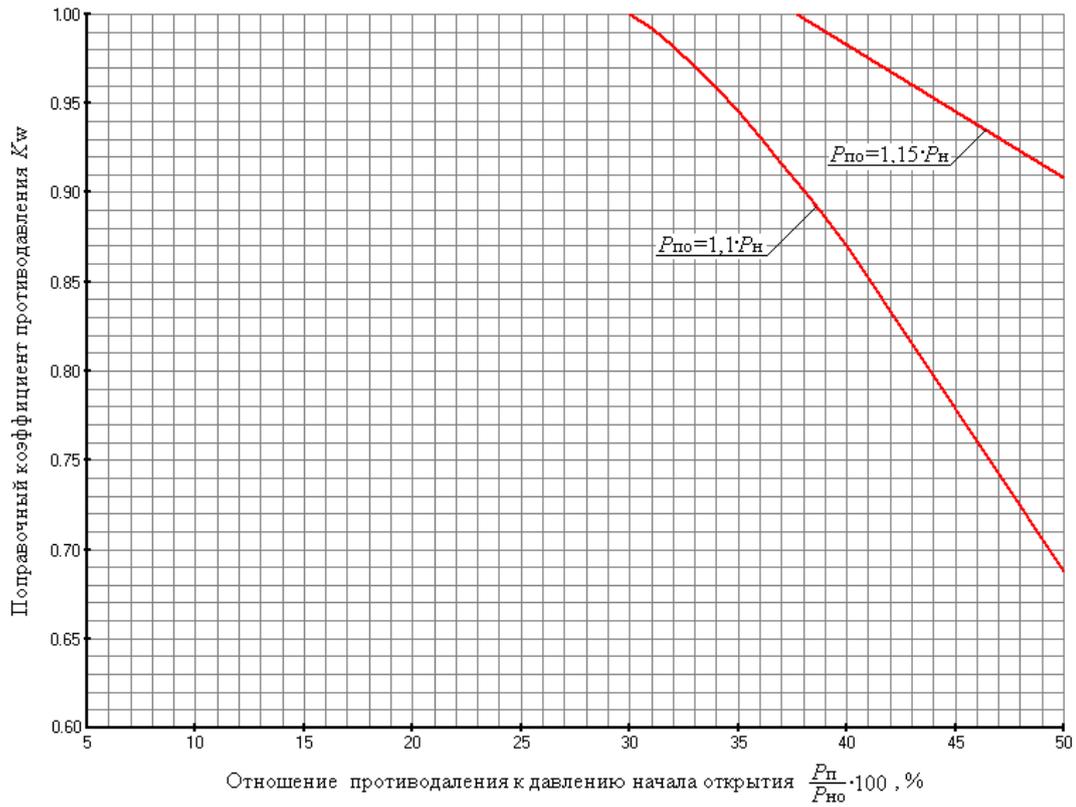
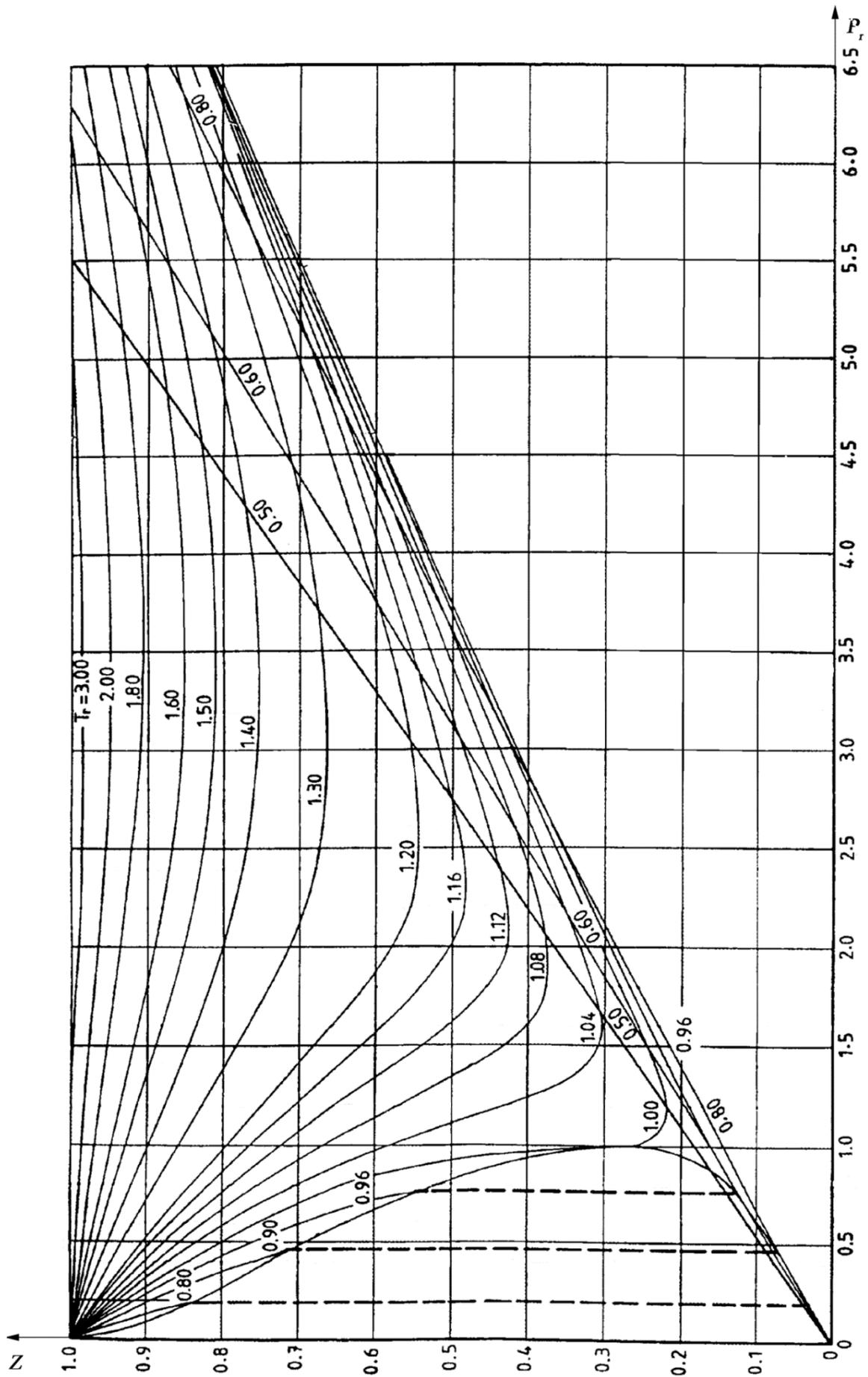


Рисунок Д.1 – Зависимость поправочного коэффициента противодействия от отношения противодействия к давлению начала открытия клапана $K_w = f\left(\frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{но}}}\right)$ (давления $P_{\text{п}}$ и $P_{\text{но}}$ манометрические)

Рисунок Д.2 – Зависимость коэффициента сжимаемости Z от P_r и T_r

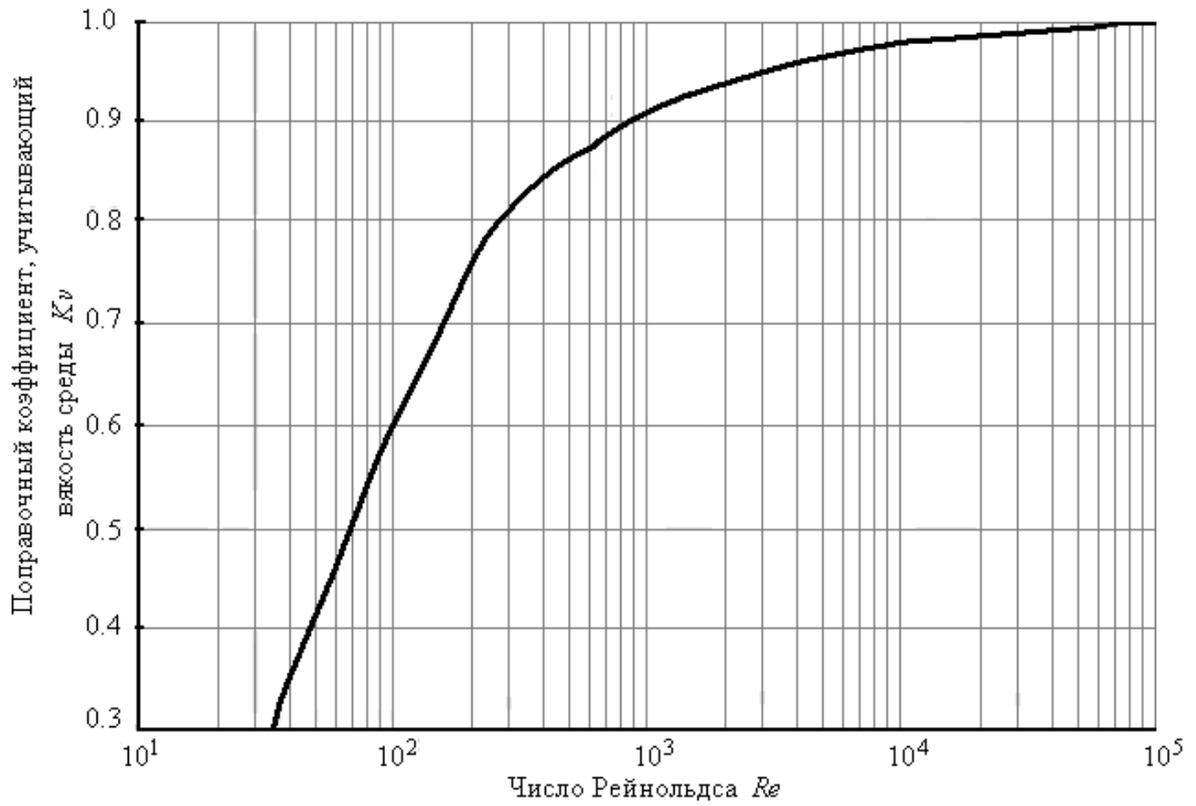


Рисунок Д.3 – Зависимость поправочного коэффициента на вязкость от числа Рейнольдса

Приложение Е
(справочное)
Примеры расчетов

Е.1 Пример 1. Расчет клапана при сбросе неидеального газа (без фазового перехода)

Е.1.1 Исходные данные:

- через клапан выпускается этилен при начальных параметрах торможения в сосуде (перед клапаном):

а) давление $P_0 = 2$ МПа;

б) температура $T_0 = 20$ °С;

- противодействие (давление за клапаном) $P_b = 0,1$ МПа;

- массовый расход, который должен быть сброшен через клапан $G_{ав} = 20$ кг/с.

Е.1.2 Требуется определить:

1) плотность потока массы через ПК;

2) площадь седла клапана.

П р и м е ч а н и е – Расчет выполняют в единицах величин в системе СИ.

Е.1.3 Расчет

Шаг.1 Определение термодинамических характеристик этилена

В соответствии со справочными данными по термодинамическим свойствам веществ молярную массу этилена $M=0,028$ кг/моль, термодинамические критические температура и давление: $T_{кр} = 282,2$ К; $P_{кр} = 5031 \cdot 10^3$ Па.

Шаг.2 Расчет коэффициента сжимаемости Z и плотности среды ρ_0 на входе в клапан

В соответствии с уравнением Редлих–Квонга состояния реального газа:

$$P = \frac{R \cdot T}{V - b} - \frac{a}{T^{0,5} \cdot V \cdot (V + b)},$$

где $R = 8,3451$ кДж/(кмоль·К);

$$a = \frac{0,4275 \cdot R^2 \cdot T \cdot k^{2,5}}{P \cdot k};$$

$$b = \frac{0,0866 \cdot R \cdot T \cdot k}{P \cdot k};$$

$$V = \frac{M}{\rho}.$$

Коэффициент сжимаемости Z определяют численно из уравнения (имеется один вещественный корень):

$$Z^3 - Z^2 + \left(-\frac{b^2 \cdot P^2}{R^2 \cdot T^2} + \frac{a \cdot P}{R^2 \cdot T^{2,5}} - \frac{b \cdot P}{R \cdot T} \right) \cdot Z - \frac{a \cdot b \cdot P^2}{R^3 \cdot T^{3,5}} = 0.$$

Подставляя исходные и термодинамические данные, получаем:

$$Z^3 - Z^2 + 0,1204589988 Z - 0,00513001028 = 0$$

Корень находят итерационно, например, прямым методом Ньютона (оператор «сжимающий», т. е. устойчивый) от начального приближения $Z_0 = 1$.

Примечание – Реализовать данный простейший алгоритм легко в доступных пакетах, например в Excel, а также в открытом символьном коде Reduce.

В итоге, получаем $Z = 0,87$.

Далее определяют плотность среды – $\rho_0 = 26,47 \text{ кг/м}^3$.

Шаг.3 Из справочных данных по термодинамическим свойствам веществ находят идеально-газовый показатель адиабаты среды, равный $k_{ид} = 1,34$. Поправку на «неидеальность» газа определяют из соотношения

$$k = -\frac{V}{P} + \left(\frac{\partial P}{\partial V} \right)_T \cdot \frac{C_p}{C_v} = \frac{\rho}{P} \cdot \left[\left(\frac{\partial P}{\partial V} \right)_T \right]^{-1} \cdot \frac{C_p}{C_v},$$

где частную производную в данном выражении также определяют из уравнения состояния.

В итоге получаем $k = k_{реал} = 1,15$.

Шаг.4 Определение режима течения

1) Расчет критического отношение давлений

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,570 \text{ (для идеального газа } 0,538)$$

2) Так как $\beta_{кр} = P_b/P_0 = 0,050 < \beta_{кр} = 0,570$, режим течения в клапане критический.

$$G_{ideal}^* = \sqrt{k \cdot P_0 \cdot \rho_0} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{(k+1)}{2(k-1)}} = \sqrt{(1,15) \cdot (2000000) \cdot (26,47)} \cdot (0,93)^{7,16} = 4646 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}.$$

Шаг.5 Расчет требуемой площади седла клапана

$$F = \frac{G_{ас}}{G_{ideal}^* \cdot K_d} = \frac{20}{4646 \cdot 0,975} = 0,0044 \text{ м}^2 = 4400 \text{ мм}^2.$$

Е.2 Пример 2. Расчет клапана при сбросе двухфазной среды с учетом неравновесности

Е.2.1 Исходные данные

Конструктивно-технологические данные:

- объем сосуда под давлением – $V=8 \text{ м}^3$;
- общая масса жидкости в сосуде при условиях расчета клапана – $M_0=6000 \text{ кг}$;
- давление, при котором осуществляется расчет клапана – $P_0 = 1 \text{ МПа (10 bar)}$;
- давление начала открытия – $P_{\text{set}}= P_0$;
- давление за клапаном – $P_b=0,1 \text{ МПа}$;
- максимальное давление в системе во время работы ПК – $P_{\text{max кл}}=1,2 \text{ МПа}$;
- максимально допускаемое давление аккумуляции – $P_{\text{расч}}=1,5 \text{ МПа}$;
- начальный уровень заполнения сосуда $\phi_0 = 0,85$.

Термодинамические справочные данные среды:

- термодинамическая критическая температура – $T_{\text{кр}}=647 \text{ К}$;
- термодинамическое критическое давление – $P_{\text{кр}}=22 \text{ МПа}$;
- удельная теплоемкость при постоянном давлении жидкости –
 $C_{\text{pl},0}=4650 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$;
- молярная масса жидкости – $M=36 \text{ кг/кмоль}$;
- скрытое тепло парообразования – $\Delta h_{\text{v},0} = 1\,826\,000 \text{ Дж/кг}$;
- удельный объем газовой фазы – $V_{\text{g},0} = 0,198 \text{ м}^3/\text{кг}$;
- удельный объем жидкой фазы – $V_{\text{l},0} = 0,001193 \text{ м}^3/\text{кг}$;
- показатель адиабаты газовой фазы – $k_0=1,3$.

Е.2.2 Оценка плотности потока массы и площади седла ПК

1) Определение равновесного омега-параметра:

$$\varepsilon_0 = 1 - \phi_0 \quad \varepsilon_0 = 0,15$$

$$\dot{x}_0 = \frac{\varepsilon_0 \cdot V_{\text{l},0}}{(1 - \varepsilon_0) \cdot V_{\text{g},0} + \varepsilon_0 \cdot V_{\text{l},0}} \quad \dot{x}_0 = 1,06 \cdot 10^{-3}$$

удельный объем смеси

$$V_0 = \dot{x}_0 \cdot V_{\text{g},0} + (1 - \dot{x}_0) \cdot V_{\text{l},0} \quad V_0 = 1,402 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$$

безразмерный удельный объем

$$V^* = \frac{V_0}{V_{\text{g},0} - V_{\text{l},0}} \quad V^* = 7,109 \cdot 10^{-3}$$

коэффициент сжимаемости равновесный

$$\omega_{\text{eq}} = \frac{x_0 \cdot V_{g,0}}{k \cdot V_0} + \frac{C_{pL,0} \cdot T_0 \cdot P_0}{V_0} \cdot \left(\frac{V_{g,0} - V_{l,0}}{\Delta h_{v,0}} \right)^2 \quad \omega_{\text{eq}} = 17,641$$

2) Определение неравновесного омега-параметра и режима течения – критический или докритический

$$\beta_b = \frac{P_b}{P_0} \quad \beta_b = 0,1$$

критическое отношение давлений

$$\beta_{\text{crit}} = 0,550 + 0,217 \cdot \ln(\omega_{N=1}) - 0,046 \cdot (\ln(\omega_{N=1}))^2 + 0,004 \cdot (\ln(\omega_{N=1}))^3 \quad \beta_{\text{crit}} = 0,88$$

критический режим течения в седле $\beta = \beta_{\text{crit}} < \beta_b$

фактор учета неравновесности

$$N = \left[x_0 + C_{pL,0} \cdot T_0 \cdot P_0 \cdot \frac{(V_{g,0} - V_{l,0})}{\Delta h_{v,0}^2} \cdot \ln \left(\frac{1}{\beta_{\text{crit}}} \right) \right]^{0,4} \quad N = 0,19$$

неравновесный омега параметр

$$\omega = \frac{x_0 \cdot V_{g,0}}{k \cdot V_0} + \frac{C_{pL,0} \cdot T_0 \cdot P_0}{V_0} \left(\frac{V_{g,0} - V_{l,0}}{\Delta h_{v,0}} \right)^2 \cdot N \quad \omega = 3,485$$

$$\varepsilon_{\text{seat}} = 1 - \frac{V_{l,0}}{V_0 \cdot \left(\omega \cdot \left(\frac{1}{\beta} - 1 \right) + 1 \right)} \quad \varepsilon_{\text{seat}} = 0,408$$

коэффициент расхода

$$\alpha_d = \alpha_{d,2ph} = \varepsilon_{\text{seat}} \cdot \alpha_{d,g} + (1 - \varepsilon_{\text{seat}}) \cdot \alpha_{d,l} \quad \alpha_{d,2ph} = 0,61$$

параметр C

$$C = \frac{\sqrt{\omega \cdot \ln \left(\frac{1}{\beta} \right) - (\omega - 1) \cdot (1 - \beta)}}{\omega \cdot \left(\frac{1}{\beta} - 1 \right) + 1} \quad C = 0,256$$

требуемая площадь седла клапана

$$F_0 = \frac{G_{\text{аб}}}{\alpha_d \cdot C \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_0}{V_0}}} \quad F_0 = 3,591 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

диаметр седла клапана

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_0 / 10^{-6}}{\pi}} \quad d_0 = 67,612 \text{ мм}$$

Е.3 Пример 3. Расчет клапана при сбросе двухфазной среды с вскипанием до седла клапана (нижняя граница недогретого состояния) с учетом неравномерности [3]

Е.3.1 Исходные данные

Конструктивно-технологические данные:

- объем сосуда под давлением – $V=10 \text{ м}^3$;
- температура в сосуде – $T_0=453 \text{ К}$;
- давление, при котором осуществляется расчет клапана – $P_0 = 10 \text{ bar}$;
- давление за клапаном – $P_b= 1 \text{ bar}$;
- степень сухости – $x_0=0$;
- аварийный расход – $G_{ав}=25 \text{ 000 кг/ч}$.

Термодинамические справочные данные среды:

- давление насыщения $P_{\text{sat}}(T_0) = 9,5 \text{ bar}$;
- удельная теплоемкость при постоянном давлении жидкости $C_{\text{pl},0}=4650 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$;
- молярная масса жидкости – $M=36 \text{ кг/кмоль}$;
- скрытое тепло парообразования – $\Delta h_{\text{V},0} = 1 \text{ 826 000 Дж/кг}$;
- удельный объем газовой фазы – $V_{\text{g},0} = 0,198 \text{ м}^3/\text{кг}$;
- удельный объем жидкой фазы – $V_{\text{l},0} = 0,001193 \text{ м}^3/\text{кг}$;
- показатель адиабаты газовой фазы – $k_0=1,3$.

Е.3.2 Расчет

Определяем параметр β_{sat} :

$$\beta_{\text{sat}} = \frac{P_{\text{sat}}(T_0)}{P_0} \quad \beta_{\text{sat}} = 0,95$$

$$\beta_b = 0,1$$

Определяем равновесный омега-параметр и критический перепад:

$$\omega_{\text{eq}} = \frac{x_0 \cdot V_{\text{g},0}}{k \cdot V_0} + \frac{C_{\text{pl},0} \cdot T_0 \cdot P_0}{V_0} \cdot \left(\frac{V_{\text{g},0} - V_{\text{l},0}}{\Delta h_{\text{V},0}} \right)^2 \quad \omega_{\text{eq}} = 20,51$$

$$\beta_{\text{crit}} = 0,896$$

Ищем максимум величины S . Организуем итерационную процедуру – цикл из 100 шагов.

$$j = 0, 1 \dots (q-1)$$

индекс, пробегающий значения от 0 до q

Задаем число шагов $q=100$,

$$\text{Интервал} - \Delta\beta = \frac{1-\beta_b}{q-1} \quad \Delta\beta = 0.009091$$

отношение давлений на шаге $\beta_j = 1 - \Delta\beta \cdot j$

фактор учета неравновесности на шаге j

$$N_j = \left[x_0 + C_{pL,0} \cdot T_0 \cdot P_0 \cdot \beta_s \cdot \frac{(V_{g,0} - V_{l,0})}{\Delta h_{v,0}^2} \cdot \ln\left(\frac{1}{\beta_j}\right) \right]^{n_s^{-0.6}}$$

коэффициент сжимаемости на шаге j

$$\omega_j = \frac{x_0 \cdot V_{g,0}}{k \cdot V_0} + \frac{C_{pL,0} \cdot T_0 \cdot P_0 \cdot \beta_s}{V_0} \left(\frac{V_{g,0} - V_{l,0}}{\Delta h_{v,0}} \right)^2 \cdot N_j$$

коэффициент потока на шаге j

$$C_j = \frac{\sqrt{(1-\beta_s) + \left[\omega_j \cdot \beta_s \cdot \ln\left(\frac{\beta_s}{\beta_j}\right) - (\omega_j - 1) \cdot (\beta_s - \beta_j) \right]}}{\omega_j \cdot \left(\frac{\beta_s}{\beta_j} - 1 \right) + 1}$$

На шаге $i = 34$ обнаруживается максимум для C , равный 0,456. При этом $\beta = \beta_{\max} = 0,691$; $\omega_{\max} = 0,666$; $N = 0,034$

Находим ε и α_d :

$$\varepsilon = 1 - \frac{V_{l,0}}{V_0 \cdot \left(\omega \cdot \left(\frac{\beta_{\text{sat}}}{\beta} - 1 \right) + 1 \right)} \quad \varepsilon = 0,2$$

$$\alpha_d = \alpha_{d,2ph} = \varepsilon_{\text{seat}} \cdot \alpha_{d,g} + (1 - \varepsilon_{\text{seat}}) \cdot \alpha_{d,l} \quad \alpha_d = \alpha_{d,2ph} = 0,554$$

В итоге определяем геометрические параметры клапана

$$F_0 = \frac{G_{\text{ав}}}{\alpha_d \cdot C \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_0}{V_0}}} \quad F_0 = 6,581 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_0 / 10^{-6}}{\pi}} \quad d_0 = 28,9 \text{ мм}$$

Библиография

- [1] TP TC 032/2013 Технический регламент Таможенного союза «О безопасности оборудования, работающего под избыточным давлением»
- [2] ISO 4126-1:2012 «Safety devices for protection against excessive pressure – Part 1: Safety valves» (ИСО 4126-1:2012 «Устройства предохранительные для защиты от избыточного давления. Часть 1. Предохранительные клапаны»)
- [3] J. Schmidt Sizing of nozzles, venturis, orifices, control and safety valves for initially sub-cooled gas/liquid two-phase flow–The HNE-DS method. Forsch Ingenieurwes (2007) 71: 47–58

УДК 001.4:621.643.4:006.354

МКС 23.060.50

ОКПД2 28.14.1

Ключевые слова: предохранительные клапаны; сосуды; аппараты; трубопроводы; работающие под давлением; безопасность; пропускная способность
