МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СОВЕТ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ, МЕТРОЛОГИИ И СЕРТИФИКАЦИИ
(МГС)
INTERSTATE COUNCIL FOR STANDARDIZATION, METROLOGY AND CERTIFICATION
(ISC)

МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ

ГОСТ EN 13136— 2017

СИСТЕМЫ ХОЛОДИЛЬНЫЕ И ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

Устройства предохранительные для оборудования, работающего под избыточным давлением, и трубопроводы к ним. Методы расчета

(EN 13136:2013, Refrigerating systems and heat pumps — Pressure relief devices and their associated piping — Methods for calculation, IDT)

Издание официальное

Москва
Стандартинформ
2018

gost.e-ecolog.ru

Предисловие

Цели, основные принципы и основной порядок проведения работ по межгосударственной стандартизации установлены в 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, обновления и отмены»

Сведения о стандарте

1 ПОДГОТОВЛЕН Российским союзом предприятий холодильной промышленности на основе собственного перевода на русский язык немецкоязычной версии стандарта, указанного в пункте 5

2 ВНЕСЕН Межгосударственным техническим комитетом по стандартизации МТК 271 «Холодильные установки»

3 ПРИНЯТ Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол от 30 августа 2017 г. № 102-П)

За принятие проголосовали:

Краткое наименование страны по МК (ИСО 3166) 004—97	Код страны по МК (ИСО 3166) 004—97	Сокращенное наименование национального органа по стандартизации
Азербайджан	AZ	Азстандарт
Армения	AM	Минэкономики Республики Армения
Беларусь	BY	Госстандарт Республики Беларусь
Грузия	GE	Грузстандарт
Казахстан	KZ	Госстандарт Республики Казахстан
Киргизия	KG	Кыргызстандарт
Молдова	MD	Институт стандартизации Молдовы
Россия	RU	Росстандарт
Таджикистан	TJ	Таджикстандарт
Туркменистан	TM	Главгосслужба «Туркменстандартлары»
Узбекистан	UZ	Узстандарт
Украина	UA	Минэкономразвития Украины

4 Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 1 ноября 2018 г. № 916-ст межгосударственный стандарт ГОСТ EN 13136—2017 введен в действие в качестве национального стандарта Российской Федерации с 1 марта 2019 г.

5 Настоящий стандарт идентичен европейскому стандарту EN 13136:2013 «Установки холодильные и тепловые насосы. Устройства для разгрузки от давления и трубопроводы к ним. Методы расчета» («Kälteanlagen und Wärmepumpen — Druckentlastungseinrichtungen und zugehörige Leitungen — Berechnungsverfahren», IDT).

Официальные экземпляры европейского стандарта, на основе которого подготовлен настоящий межгосударственный стандарт, имеются в Федеральном информационном фонде стандартов.

Наименование настоящего стандарта изменено относительно наименования указанного международного стандарта для приведения в соответствие с ГОСТ 1.5 (подраздел 3.6).

Сведения о соответствии ссылочных международных стандартов межгосударственным стандартам приведены в дополнительном приложении ДА

6 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

*Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодном информационном указателе «Национальные стандарты», а текст изменений и поправок — в ежемесячном информационном указателе «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячном информационном указателе «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет (*gost.e-ecolog.ru

© Стандартинформ, оформление, 2018

В Российской Федерации настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1 Область применения 1
2 Нормативные ссылки 1
3 Термины и определения 2
4 Условные обозначения 2
5 Общие положения 4
6 Устройства сброса давления для защиты деталей установки 4
6.1 Общие положения 4
6.2 Чрезмерное повышение давления вследствие воздействия источников тепла 5
6.3 Избыточное давление, вызываемое работой компрессора 6
6.4 Избыточное давление, возникающее вследствие расширения жидкости 7
7 Производительность устройств для сброса давления 7
7.1 Общие сведения 7
7.2 Определение производительности клапанов сброса давления 7
7.3 Расчет давления срабатывания и проходного сечения разрывных мембран и плавких пробок 9
7.4 Потери давления в подводящих/отводящих трубах 9
Приложение А (обязательное) Значения функций, коэффициентов и свойства хладагентов 11
Приложение В (справочное) Расчет сечения потока для некипящих и кипящих жидкостей 16
Приложение С (справочное) Пример расчета размеров устройств для сброса давления с соответствующими трубопроводами 18
Приложение ZA (справочное) Разделы настоящего стандарта, касающиеся основных требований или прочих норм директив ЕС 22
Приложение ДА (справочное) Сведения о соответствии ссылочных международных (европейских) стандартов межгосударственным стандартам 23
Библиография 24

Введение

Настоящий стандарт разработан техническим комитетом CEN/TC 182 «Системы холодильные. Требования безопасности и охраны окружающей среды», секретариат которого действует под эгидой Германского института по стандартизации (DIN).

С германской стороны за ответственность за разработку была возложена на рабочую комиссию NA 044-00-01 AA «Безопасность и охрана окружающей среды» в Комитете по стандартам холодильной техники (FNKa).

Настоящий стандарт приобретает статус национального либо посредством публикации текста идентичного содержания или признания, которое должно последовать не позднее апреля 2014 года с последующей отменой соответствующих национальных норм, возможно противоречащих данному стандарту.

Возможно, некоторые элементы данного документа затрагивают патентные права. CEN (и/или CENELEC), не несет ответственности за частичную или полную идентификацию соответствующих патентных прав.

Настоящий стандарт заменяет собой стандарт EN 13136:2001.

Стандарт разработан комитетом CEN по поручению Европейской комиссии и органов в рамках Европейской зоны свободной торговли в поддержку фундаментальных требований Директив ЕС.

В приложении ZA, B, C или D, являющемся составной частью данного документа, содержатся сведения о взаимосвязи с Директивами ЕС.

В сравнении со стандартом EN 13136:2001, стандарт EN 13136:2013 учитывает применение в качестве хладагента CO_2, а также изменение A1, опубликованное в 2005 году.

В соответствии с регламентом CEN-CENELEC, национальные организации по стандартизации Бельгии, Болгарии, Дании, Германии, Македонии, Эстонии, Финляндии, Франции, Греции, Ирландии, Исландии, Италии, Хорватии, Латвии, Литвы, Люксембурга, Мальты, Нидерландов, Норвегии, Австрии, Польши, Португалии, Румынии, Швеции, Швейцарии, Словакии, Словении, Испании, Чешской Республики, Турции, Венгрии, Великобритании и Кипра обязаны ввести у себя данный европейский стандарт.

Настоящий стандарт базируется на действующих разделах стандартов EN ISO 4126-1:2013, EN ISO 4126-2:2003 и EN 12284.

Стандарт адаптирован к специфическим требованиям к холодильным установкам и содержит соответствующие данные.

Он определяет мероприятия по реализации требований к предохранительным устройствам для сброса давления в соответствии со стандартом EN 378-2:2008+A2:2012.

М Е Ж Г О С У Д А Р С Т В Е Н Н Ы Й С Т А Н Д А Р Т

СИСТЕМЫ ХОЛОДИЛЬНЫЕ И ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

Устройства предохранительные для оборудования, работающего под избыточным давлением, и трубопроводы к ним. Методы расчета

Refrigerating systems and heat pumps. Safety devices for equipment operating under excessive pressure and piping to them. Methods for calculation

Дата введения — 2019—03—01

1 Область применения

1.1 Настоящий стандарт описывает расчет массовых расходов с целью определения размеров предохранительных устройств для оборудования холодильных систем, работающего под избыточным давлением.

Примечание — Термин «Холодильные системы», используемый в данном стандарте, включает тепловые насосы.

1.2 Настоящий стандарт описывает расчет производительности стравливания избыточного давления газов для клапанов сброса давления и других устройств сброса давления в холодильных установках, включая соответствующие данные, необходимые для определения размеров этих устройств, при осуществления ими сброса газов в окружающую атмосферу или во внутренние полости холодильной системы с более низким давлением.

1.3 Настоящий стандарт устанавливает требования к предохранительным устройствам сброса давления во избежание возникновения недопустимых величин давления под воздействием внутренних и внешних источников тепла, нагнетания давления (например, под воздействием компрессоров, нагревателей и т. д.).

1.4 Настоящий стандарт описывает расчет показателей падения давления в трубопроводах подвода и отвода предохранительных клапанов сброса давления и других устройств для сброса давления, включая необходимые исходные данные.

1.5 В разделе 5 настоящего стандарта содержатся ссылки на остальные соответствующие нормы.

2 Нормативные ссылки

Для применения настоящего стандарта необходимы перечисленные ниже ссылочные документы. При ссылках на датированные документы применяют только указанное издание. Для ссылок на недатированные документы применяют последнюю редакцию документа (включая все его изменения), на который сделана ссылка.

EN 378-1:2008+A2:2012, Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 1: Basic requirements, definitions, classification and selection criteria (Системы холодильные и тепловые насосы — Требования безопасности и охраны окружающей среды. Часть 1. Основные требования, определения, классификация и критерии выбора)

EN 378-2:2008+A2:2012, Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 2: Design, construction, testing, marking and documentation (Системы холодильные и тепловые насосы — Требования безопасности и охраны окружающей среды. Часть 2. Проектирование, конструкция, изготовление, испытание, маркировка и документация)

Издание официальное

EN 764-1:2015, Pressure equipement — Part 1: Vocabulary (Оборудование, работающее под давлением. Часть 1. Словарь)

EN 764-2:2012, Pressure equipment — Part 2: Quantities, symbols and units (Оборудование, работающее под давлением. Часть 2. Размеры, обозначения и единицы измерения)

EN 12284:2003, Refrigerating systems and heat pumps — Valves — Requirements, testing and marking (Системы холодильные и тепловые насосы. Клапаны. Требования, испытания и маркировка)

EN ISO 4126-1:2013, Safety devices for protection against excessive pressure — Part 1: Safety valves (ISO 4126-1:2013) (Устройства предохранительные для защиты от избыточного давления. Часть 1. Предохранительные клапаны)

EN ISO 4126-2:2003, Safety devices for protection against excessive pressure. Part 2: Bursting disc safety devices (ISO 4126-2:2003) (Устройства предохранительные для защиты от избыточного давления. Часть 2. Предохранительные устройства с разрывной мембраной)

ISO 817, Refrigerants — Designation and safety classification (Хладагенты. Обозначение и классификация по безопасности)

3 Термины и определения

В настоящем стандарте использованы термины и определения по EN 378-1:2008+A2:2012, EN 12284:2003, EN ISO 4126-1:2013, EN ISO 4126-2:2003 и EN 764-1:2015.

4 Условные обозначения

В настоящем стандарте использованы обозначения по стандарту EN 764-2:2012, а также нижеследующие обозначения:

A — сечение потока $A = \left[\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right]$, мм^2;

A_c — расчетное сечение потока, мм^2;

A_{DN} — сечение арматуры с учетом DN, мм^2;

A_{in} — внутреннее сечение входной трубы, мм^2;

A_{liq} — расчетное сечение потока для жидкости при сбросе давления, мм^2;

A_{out} — внутреннее сечение выходной трубы, мм^2;

A_R — внутреннее сечение трубы, мм^2;

A_{surf} — площадь внешней поверхности емкости, м^2;

A_{vap} — расчетное сечение потока для пара при сбросе давления, мм^2;

C — функция показателя изоэнтропы (таблица А.2) ;

DN — номинальный внутренний диаметр (см. EN ISO 6708:1995);

d — наиболее узкое фактическое значение диаметра клапана сброса давления, мм;

d_c — расчетный диаметр потока клапана сброса давления, мм;

d_{in} — внутренний диаметр трубы подвода, мм;

d_{out} — внешний диаметр трубы отвода, мм;

D_R — внешний диаметр трубы (таблица А.4), мм;

d_R — внутренний диаметр трубы, мм;

h_{vap} — энтальпия пара хладагента при величине 1,1 заданного давления устройства сброса давления (при сверхкритических условиях и/или условиях перегрева см. 6.1), кДж/кг;

K_b — поправочный коэффициент теоретического массового расхода при сбросе давления для докритических потоков (таблица А.3);

K_d — принятое значение коэффициента расхода с учетом противодавления p_b/p_o и возможного ограниченного хода клапана сброса давления;

K_{dr} — коэффициент расхода с учетом сжатия струи [$K_{dr} = K_d \cdot 0{,}9$];

K_{drl} — коэффициент расхода с учетом сжатия струи для жидкости [$K_{drl} \approx K_{dr} \cdot 0{,}8$];

K_{vs} — коэффициент расхода клапана (объемный расход воды при перепаде давлений Δp в 1 бар, при полностью открытом клапане), м^3/ч;

K_v — поправочный коэффициент вязкости;

k — показатель изоэнтропы хладагента. Для расчета принимают значение κ при температуре 25 °С и давлении 1,013 бар;

L — длина трубы, мм;

L_{in} — длина трубы подводки, м;

L_{out} — длина трубы отвода, м;

n — число оборотов, об/мин;

p_{atm} — атмосферное давление (1 бар), бар;

p_b — противодавление на выходе устройства сброса давления, абсолютная величина, бар;

p_c — критическое абсолютное давление, бар;

p_o — фактическое абсолютное давление срабатывания $p_o = 1{,}1\ p_{set} + p_{atm}$, бар;

p_s — максимальное допустимое давление конструктивного элемента, избыточное давление[a], бар;

p_{set} — заданное давление срабатывания, давление начала открытия (предопределенное значение давления, при котором клапан сброса давления начинает открываться в условиях эксплуатации), бар;

p_1 — давление в начале выпускной трубы, абсолютная величина (на практике = p_b), бар;

p_2 — давление в конце выпускной трубы, абсолютная величина, бар;

Δp — перепад давлений, бар;

Δp_{in} — потери давления в трубе, подводящей поток к клапану сброса давления, бар;

Δp_{out} — потери давления в трубе, отводящей поток от клапана сброса давления, бар;

Q_h — подводимая мощность теплового потока, внутреннего источника тепла, кВт;

Q_{liq} — массовый расход жидкости после сброса давления, кг/ч;

Q_m — расчетный массовый расход хладагента устройства сброса давления, кг/ч;

q_m — теоретический удельный массовый расход при сбросе давления, кг/ч · мм^2;

q'_m — фактический удельный массовый расход при сбросе давления по результатам испытаний, кг/ч · мм^2;

Q_{md} — требуемый минимальный показатель производительности устройства сброса давления при стравливании хладагента, кг/ч;

Q_{vap} — массовый расход паров при сбросе давления, кг/ч;

R — радиус изгиба трубы (таблица А.4), мм;

Re — число Рейнольдса;

s — толщина изоляции, м;

V — теоретический рабочий объем, м^3;

v_0 — удельный объем пара или жидкости, м^3/кг;

w_0 — фактическая скорость потоков жидкости в наиболее узком сечении клапана сброса давления, м/с;

w_1 — скорость на входе в отводную трубу, м/с;

x — доля паровой фазы в хладагенте при p_c;

α — угол соединения патрубка (таблица А.4), град;

ζ — полный коэффициент местных сопротивлений $\zeta = \sum_{n=1}^{n} \zeta_n$;

[a] Согласно директиве 97/23/ЕС в отношении устройств, работающих под давлением, для максимально допустимого значения давления применяют аббревиатуру PS.

ζ_{DN} — коэффициент местного сопротивления с учетом *DN*;

ζ_n — коэффициент местного сопротивления отдельных конструктивных элементов;

η_v — объемный КПД, определяемый по давлению на всасывании и давлению на стороне нагнетания в соответствии с установочным давлением устройства сброса давления;

λ — коэффициент потерь давления на трение в трубе (для гладкой стальной трубы $\lambda \approx 0{,}02$);

ν — кинематическая вязкость, $м^2/с$;

ρ — плотность пара или жидкости ($\rho = 1/v_o$), $кг/м^3$;

ρ_{10} — плотность пара хладагента при давлении насыщенного пара/точке росы для температуры 10 °С, $кг/м^3$;

φ — плотность теплового потока, $кВт/м^2$;

φ_{red} — ограниченная плотность теплового потока, $кВт/м^2$.

5 Общие положения

Требования к защите от избыточного давления в холодильных системах и тепловых насосах определены стандартом EN 378-2. При проектировании и изготовлении корпусов, крышек и болтов устройств для сброса давления — предохранительных клапанов и мембранных предохранительных устройств — применяют положения об испытаниях на прочность согласно EN 12284.

Во всех других случаях применяют требования стандарта EN ISO 4126-1:2013 «Устройства предохранительные для защиты от избыточного давления — Часть 1. Предохранительные клапаны», раздел 3 «Понятия», раздел 5 «Конструкция», раздел 7 «Испытания прототипов» и раздел 10 «Маркировка и опломбирование», 17.2 «Мембранные предохранительные устройства и/или мембранные устройства» и 17.3 «Держатели мембранных предохранительных устройств».

Примечание — Методика расчета сечения потока для кипящих и некипящих жидкостей изложена в приложении В. Расчеты для устройства сброса давления с соответствующими линиями приведены в приложении С.

6 Устройства сброса давления для защиты деталей установки

6.1 Общие положения

Расчеты выполняют с учетом известных или ожидаемых факторов, влияющих на увеличение давления. Приниматься в расчет должны все прогнозируемые факторы, включая факторы, упомянутые в 6.2, 6.3 и 6.4.

В настоящем стандарте определение значения h_{vap} осуществляют при давлении, равном 1,1 заданного давления срабатывания для устройства сброса давления.

В случае, если величина давления, равная 1,1 заданного давления срабатывания устройства сброса давления, превышает давление насыщенного пара хладагента при температуре, ниже критической на 5 *K,* то значения h_{vap} и v_0 должны определяться при температуре ниже критической температуры на 5 *K.*

Если температура при величине давления, равной 1,1 заданного давления срабатывания устройства сброса давления превышает температуру насыщения (хладагент находится в области перегретого пара), значение h_{vap} определяют на линии насыщения.

Если при некотором значении давления происходит расширение CO_2 и это значение ниже тройной точки (например, при атмосферном давлении), существует возможность образования твердого CO_2. В этой связи для обеспечения безопасного режима эксплуатации необходимо принять соответствующие меры.

Емкости, которые обычно работают с хладагентом в газовой фазе, могут, тем не менее, содержать жидкий хладагент, который может испаряться под наружным воздействием тепла.

Примечание — Емкости, содержащие хладагент исключительно в газовой фазе, под воздействием внешнего тепла не в состоянии генерировать непрерывный поток массы хладагента.

При сверхкритических давлениях клапан должен быть пригоден для работы как с газом, так и с жидкостью.

6.2 Чрезмерное повышение давления вследствие воздействия источников тепла

6.2.1 Внешние источники тепла

Если потребуется, рассчитать минимальную производительность стравливания устройства сброса давления для емкости под давлением можно следующим образом:

$$Q_{md} = \frac{3600 \cdot \varphi \cdot A_{surf}}{h_{vap}}. \quad (1)$$

Для емкости под давлением в настоящем стандарте величину плотности теплового потока принимают равной:

$$\varphi = 10 \text{ кВт/м}^2, \quad (2)$$

однако при необходимости может быть принята и большая величина.

Если же толщина теплоизоляции s емкости под давлением превышает 0,04 м, и изоляция прошла испытания на огнестойкость в соответствии с EN 13501-1:2007+A1:2009, в результате чего ей был присвоен класс выше, чем класс С, то возможно использование ограниченной плотности теплового потока, рассчитываемой по формуле

$$\varphi_{red} = \varphi \frac{0,04}{s}. \quad (3)$$

Определение размеров устройства сброса давления и расчет падения давления осуществляют по методике, изложенной в разделе 7.

Для обозначения площади внешней поверхности емкостей под давлением используют символ A_{surf}.

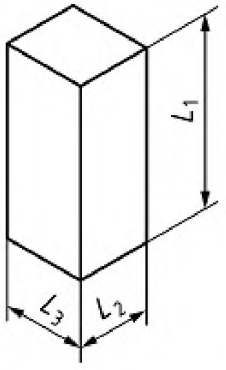


Рисунок 1 — Пластинчатый теплообменник [Plate Heat Exchanger (PHE)]

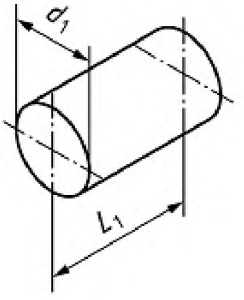


Рисунок 2 — Пластинчатый и кожухотрубный теплообменник [Plate and Shell Heat Exchanger (PSHE)]

Для теплообменника, изображенного на рисунке 1, значение A_{surf} рассчитывают по следующей формуле

$$A_{surf} = 2 (L_1 L_2 + L_2 L_3 + L_1 L_3). \quad (4)$$

Для теплообменника, изображенного на рисунке 2, значение A_{surf} рассчитывают по следующей формуле

$$A_{surf} = 2 (\frac{\pi}{4} d_1^2) + (\pi d_1 L_1). \quad (5)$$

Как правило, теплообменники рассматривают как емкости под давлением. Ввиду конструктивных особенностей некоторые пластинчатые теплообменники могут быть выделены в отдельную категорию в соответствии с 2.1.2 статьи 1 (последнее предложение) директивы 97/23/ЕС «Оборудование, работающее под давлением» (PED). Дополнительная информация содержится в директиве 97/23/ЕС, рекомендация 2/4.

Более высокие, чем 10 кВт/м^2, значения плотности теплового потока могут потребоваться, если предполагается подверженность емкости под давлением действию огненной среды и/или если в теплоизолированной емкости под давлением используется горючий теплоизолирующий материал. В случае, если тепловое излучение теплового потока более высокого значения направлено на одну сторону емкости, может потребоваться расчет по другой методике.

Если емкости под давлением холодильной установки защищены от избыточного давления в соответствии с EN 378-2:2008+A2:2012, 6.2, проверены в соответствии с EN 378-3:2008+A1:2012, раздел 7, и установлены в специальных машинных залах в соответствии с EN 378-3:2008+A1:2012, раздел 5, то расчет параметров устройств для сброса давления, применяемых для этих емкостей под давлением, производят без учета внешних источников тепла. Однако расчет параметров указанных устройств для сброса давления должен осуществляться с учетом всех емкостей под давлением, компрессоров и насосов, подключенных на стороне низкого давления холодильной системы (EN 378-2:2008+A2:2012, 6.2.6.3).

Теплопроизводительность в результате горения теплоизоляции в случае ее возгорания не является частью расчетов, регламентируемых настоящим стандартом. При сварочных работах вблизи теплоизолированных емкостей и труб следует принимать меры предосторожности.

Электрооборудование, изолированное горючими материалами, должно соответствовать требованиям стандарта EN 60204-1.

6.2.2 Внутренние источники тепла

Требуемая минимальная производительность устройства сброса давления при стравливании для условий, возникающих вследствие действия внутреннего источника тепла провоцирующего перегрев, определяется по следующей формуле

$$Q_{md} = \frac{3600\ Q_h}{h_{vap}}. \qquad (6)$$

Определение размеров устройства сброса давления и расчет падения давления изложены в разделе 7.

6.3 Избыточное давление, вызываемое работой компрессора

Требуемая минимальная производительность устройства сброса давления при стравливании для условий, возникающих вследствие работы компрессора, определяется по следующей формуле

$$Q_{md} = 60\ V_n\ \rho_{10}\ \eta_v. \qquad (7)$$

В случае документально подтвержденной невозможности функционирования двигателя компрессора в режиме «глубокого охлаждения» при величине давления всасывания, соответствующей температуре плюс 10 °С (условие насыщения), для расчета используют значение, соответствующее максимальной величине давления всасывания.

Примечание 1 — В случаях отсутствия у компрессора запорного клапана на линии нагнетания будет достаточно одного устройства сброса давления на стороне высокого давления при условии отсутствия запорной арматуры на уровне промежуточного давления.

Примечание 2 — Для компрессоров динамического действия наличие каких-либо устройств сброса давления не требуется, если давление не превышает максимально допустимые значения.

Примечание 3 — Стравливание на сторону низкого давления может спровоцировать перегрев компрессора и/или вызвать возникновение в нем неконтролируемого внутреннего давления (например, в винтовых компрессорах).

Стандарт EN 12693 регламентирует параметры компрессоров, способных работать при закрытом клапане со стороны нагнетания. В этой связи стандарт, в частности, предусматривает требования для

случаев, когда величина допустимой температуры кипения превышает значение 10 °С более чем на 5 К.

Определение размеров устройств для сброса давления и расчет падения давления регламентируются в разделе 7.

6.4 Избыточное давление, возникающее вследствие расширения жидкости

Эффективное значение сечения потока устройства сброса давления [$A \cdot K_{dr}$] для защиты от избыточного давления, возникающего вследствие расширения жидкости в замкнутом объеме, должно составлять не менее 0,02 мм^2 на литр объема жидкости в замкнутом объеме, причем минимальная величина диаметра должна быть не менее 1 мм.

Для хладагентов, у которых разница между температурой нагнетания и критической температурой составляет менее 20 К, показатель расширения жидкости в замкнутом объеме на литр объема должен составлять не менее 0,04 мм^2.

Примечание — Жидкости, температуры которых близки к критическим, расширяются существенно.

Рекомендуется учитывать соотношение противодавления на выходе устройства сброса давления и фактического абсолютного давления срабатывания p_b/p_o и, возможно, ограниченный ход клапана сброса давления. Кроме того, следует учитывать возможное загрязнение.

По возможности устройство сброса давления должно осуществлять стравливание на сторону низкого давления холодильной установки, а при максимальном значении противодавления устройство сброса давления должно удовлетворять следующим условиям:

$$p_o \leq 1{,}1 p_{set} + p_{atm}. \quad (8)$$

7 Производительность устройств для сброса давления

7.1 Общие сведения

После того, как определены эксплуатационные параметры, путем испытания можно определить коэффициент расхода, используя пар, воздух или иной газ с известными свойствами, за исключением клапанов, рассчитанных на работу с жидкостью (см. приложение В). При определении объемов стравливания тарель клапана должна удерживаться в положении наименьшего хода, определенного в ходе проверки эксплуатационных параметров.

7.2 Определение производительности клапанов сброса давления

7.2.1 Определение коэффициента расхода

Коэффициент расхода рассчитывают по следующей формуле

$$K_d = \frac{q'_m}{q_m}. \quad (9)$$

Коэффициент расхода с учетом сжатия струи рассчитывают по следующей формуле

$$K_{dr} = 0{,}9\, K_d. \quad (10)$$

7.2.2 Критические и докритические потоки

Расход газа или пара, проходящего через отверстие, например, отверстие клапана сброса давления увеличивается в случае понижения давления на выходе до достижения критической величины потока. Дальнейшее понижение давления на выходе не приводит к увеличению расхода.

Критический поток возникает при

$$\frac{p_b}{p_o} \leq \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k}{k-1}}, \quad (11)$$

докритический поток возникает, если

$$\frac{p_b}{p_o} > \left[\frac{2}{k+1}\right]^{k/(k-1)}, \quad (12)$$

при этом предполагается соблюдение закона Ренкина. При достижении потоком критических показателей $K_b = 1$, а при докритических расчет поправочного коэффициента должен осуществляться по формуле уравнения (14) или определяться по таблице А.3.

7.2.3 Функция показателя изоэнтропы (*C*)

Функцию показателя изоэнтропы (*C*) рассчитывают по следующей формуле

$$C_b = 3{,}948\sqrt{k\left[\frac{2}{k+1}\right]^{(k+1)/(k-1)}}. \quad (13)$$

Для данных расчетов необходимо использовать значение *k*, соответствующее температуре хладагента 25 °С и давлению 1,013 бар. В таблице А.1 приведены значения *k* и рассчитанные значения *C* для некоторых хладагентов, а значения *C* как функции *k* приведены в таблице А.2.

7.2.4 Поправочный коэффициент при докритических показателях потока

Поправочный коэффициент при докритических показателях потока рассчитывают следующим образом:

$$K_b = \sqrt{\frac{\frac{2\cdot k}{k-1}\left[\frac{p_b}{p_o}\right]^{2/k} - \left(\frac{p_b}{p_o}\right)^{(k+1)/k}}{k\left[\frac{2}{k+1}\right]^{(k+1)/(k-1)}}}. \quad (14)$$

Для этого расчета необходимо использовать значение *k,* соответствующее температуре хладагента 25 °С и давлению 1,013 бар. В таблице А.3 приведены значения как функции p_b/p_o для различных значений *k.*

7.2.5 Производительность клапанов сброса давления при стравливании

7.2.5.1 Общие сведения

В наиболее типичных случаях применения предохранительных клапанов для сброса давления в холодильных установках величина противодавления не превышает 0,5 от величины давления срабатывания ($p_b \le 0{,}5\ p_o$) и $K_b = 1$, что означает, что проходящий через клапан сброса давления поток является «критическим».

Для клапанов, у которых ход является функцией противодавления, производитель должен указывать максимально допустимое значение коэффициента противодавления p_b/p_o и соответствующее присвоенное значение коэффициента расхода с учетом возможного ограничения хода клапана сброса давления.

7.2.5.2 Расчет массового расхода

Расчет массового расхода для критических и докритических потоков осуществляют по следующей формуле

$$Q_m = 0{,}2883\ C \cdot A \cdot K_{dr} \cdot K_b \cdot \sqrt{\frac{p_o}{v_0}},$$

$$Q_{md} < Q_m < 1{,}25\ Q_{md} \Rightarrow Q_{md'} = Q_{md}, \quad (15)$$

$$Q_{md} \ge 1{,}25\ Q_{md} \Rightarrow Q_{md'} = Q_m / 1{,}25.$$

Сечение потока A_c рассчитывают на основе значения минимальной производительности стравливания хладагента $Q_{md'}$, определяемого уравнениями (1), (6) и (7), следующим образом

$$A_c = \frac{Q_{md}}{0{,}2883\ C \cdot K_{dr} \cdot K_b \sqrt{\frac{p_o}{v_0}}} = 3{,}469\ \frac{Q_{md}}{C \cdot K_{dr} \cdot K_b} \cdot \sqrt{\frac{v_0}{p_o}}. \quad (16)$$

При этом для критических потоков $K_b = 1$.

Для определения удельного объема v_0 необходимо использовать значения, соответствующие давлению p_o.

В таблице А.2 приведены значения C как функции k. В таблице А.3 приведены значения K_b как функции p_b/p_o для различных значений k.

7.3 Расчет давления срабатывания и проходного сечения разрывных мембран и плавких пробок

При растяжении изогнутые мембраны должны лопаться под действием давления на вогнутую сторону. Мембрана должна быть изогнута настолько, чтобы исключить дальнейшую пластическую деформацию до момента наступления предусмотренных для нее условий срабатывания.

Давление срабатывания разрывной мембраны или плавкой пробки вычисляют в соответствии с 7.2.5.2. В зависимости от типа присоединения к емкости трубки между емкостью и разрывной мембраной или плавкой пробкой применяются следующие максимальные значения K_{dr}:

a) для развальцованных соединений или соединений заподлицо (см. таблицу А.4): $K_{dr} = 0{,}70$;

b) для соединения с вдающейся внутрь емкости частью трубки (см. таблицу А.4): $K_{dr} = 0{,}55$.

Если величина K_{dr} разрывной мембраны или плавкой пробки не превышает вышеуказанного максимального значения, то для расчета берут его меньшее значение.

7.4 Потери давления в подводящих/отводящих трубах

7.4.1 Общие сведения

Для обеспечения надлежащей работы клапана сброса давления при минимально необходимой производительности (т. е. $p_o = 1{,}1\ p_{set} + 1$) как в подводящих, так и отводящих трубах, включая переключающие клапаны, если такие имеются, потери давления не должны превышать следующих значений:

- значений, указанных поставщиком клапанов сброса давления; или
- для подводящих труб (включая клапан переключения): $\Delta p_{in} \le 0{,}03\ p_o$;
- для отводящих труб (при зависимости от противодавления): $\Delta p_{out} \le 0{,}10\ p_o$;
- для отводящих труб (при независимости от противодавления): $\Delta p_{out} \le 0{,}20\ p_o$.

Скорость потока в подводящих/отводящих трубах не должна достигать критических значений (скорости звука).

Внутреннее сечение A_{in} подводящих/отводящих труб не должно превышать величину сечения потока A клапана сброса давления.

7.4.2 Потери давления в конструктивных элементах

Потери давления в конструктивных элементах, например, клапанах переключения, могут быть рассчитаны при помощи значений K_{vs} или ζ.

Расчет потерь давления с использованием значений K_{vs} осуществляют следующим образом:

$$\Delta p = v_0 \left[\frac{Q_{md}}{K_{vs}}\right]^2 \cdot 10^{-3}. \quad (17)$$

Внутреннее сечение A_{in} всех конструктивных элементов подводящих и отводящих труб должно быть не менее фактического сечения потока A клапана сброса давления.

Расчет потерь давления по значениям ζ осуществляют по следующей формуле

$$\Delta p = 0{,}3858 \cdot \zeta \cdot v_0 \left[\frac{Q_{md}}{A_R}\right]^2, \quad (18)$$

где $\zeta = \sum_{n=1}^{n} \zeta_n$,

и с помощью уравнений (17) и (18) вычисляют полный коэффициент местных сопротивлений

$$\zeta = 2{,}592 \left[\frac{A_R}{K_{vs}}\right]^2 \cdot 10^{-3}. \quad (19)$$

Если производитель указывает коэффициент местного сопротивления ζ_{DN} устройств (арматуры) с учетом значений номинального внутреннего диаметра *DN*, то его пересчитывают в коэффициент местного сопротивления ζ при помощи уравнения

$$\zeta = \left[\frac{d_R}{DN}\right]^4 \cdot \zeta_{DN}. \quad (20)$$

Примечание — ζ рассчитывают на основе A_R, d_R, ζ_{DN} вычисляют на основе A_{DN}, *DN*.

7.4.3 Потери давления в подводящих трубах

Потери давления в подводящих трубах рассчитывают следующим образом

$$\Delta p_{in} = 0{,}0320 \left[\frac{A_c}{A_{in}} \cdot C \cdot K_{dr} \cdot K_b\right]^2 \cdot \zeta \cdot p_o. \quad (21)$$

Предельно допустимые значения Δp_{in} указаны в 7.4.1.

7.4.4 Потери давления в отводящих трубах

Потери давления в отводящих трубах рассчитывают следующим образом:

$$\Delta p_{out} = p_1 - p_2, \quad (22)$$

причем индексы 1 и 2 соответствуют началу и концу отводящей трубы. В предположении изотермического потока сжимаемой среды p_1 можно рассчитывать по следующей формуле

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2p_1} = \zeta \cdot p_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} \quad (23)$$

или

$$p_1 = \sqrt{0{,}064 \cdot \zeta \cdot \left[\frac{A_c}{A_{out}} \cdot C \cdot K_{dr} \cdot K_b \cdot p_o\right]^2 + p_2^2}. \quad (24)$$

Предельно допустимые значения Δp_{out} указаны в 7.4.1.

Приложение А
(обязательное)

Значения функций, коэффициентов и свойства хладагентов

Таблица А.1 — Свойства хладагентов

Хладагент[a]	Наименование Состав (% по массе)	Формула	Показатель изоэнтропы[b]	Критическое отношение давлений[b] (p_b/p_o)	Функция показателя изоэнтропы[b] C
R-11	Трихлордофторметан	CCl_3F	1,10	0	2,48
R-12	Дихлордифторметан	CCl_2F_2	1,12	0	2,49
R-12B1	Бромхлордифторметан	$CBrClF_2$	1,11	0	2,49
R-13	Хлортрифторметан	$CClF_3$	1,14	0	2,51
R-13B1	Бромтрифторметан	$CBrF_3$	1,13	0	2,50
R-22	Хлордифторметан	$CHClF_2$	1,17	0	2,54
R-23	Трифторметан	CHF_3	1,19	0	2,55
R-30	Метиленхлорид	CH_2Cl_2	1,15	0	2,52
R-32	Дифторметан	CH_2F_2	1,24	0	2,59
R-40	Метихлорид	CH_3Cl	1,27	0	2,61
R-50	Метан	CH_4	1,31	0	2,64
R-113	1,1,2-Трихлор-1,2,2-Трифторэтан	CCl_2FCClF_2	1,06	0	2,45
R-114	1,2-Дихлор-1,1,2,2-Тетрафторэтан	$CClF_2CClF_2$	1,04	0	2,43
R-115	2-Хлор-1,1,1,2,2-Пентафторэтан	CF_3CClF_2	1,09	0	2,47
R-123	2,2-Дихлор-1,1,1-Трифторэтан	CF_3CHCl_2	1,10	0	2,48
R-124	2-Хлор-1,1,1,2-Тетрафторэтан	CF_3CHClF	1,10	0	2,48
R-125	Пентафторэтан	CF_3CHF_2	1,10	0	2,48
R-134a	1,1,1,2-Тетрафторэтан	CF_3CH_2F	1,12	0	2,50
R-141b	1,1-Дихлор-1-Фторэтан	CCl_2FCH_3	1,10	0	2,48
R-142b	1-Хлор-1,1-Дифторэтан	$CClF_2CH_3$	1,12	0	2,50
R-143a	1,1,1-Трифторэтан	CF_3CH_3	1,13	0	2,50
R-152a	1,1-Дифторэтан	CHF_2CH_3	1,15	0	2,52
R-160	Этилхлорид	CH_3CH_2Cl	1,16	0,57	2,53
R-170	Этан	CH_3CH_3	1,20	0	2,56
R-218	Октафторпропан	C_3F_8	1,07	0,59	2,45
R-290	Пропан	$CH_3CH_2CH_3$	1,19	0,57	2,55
R-401A	R-22/152a/124 (53/13/34)	$CHClF_2$+ CHF_2CH_3+ CF_3CHClF	1,15	0,57	2,52
R-401B	R-22/152a/124 (61/11/28)	$CHClF_2$+ CHF_2CH_3+ CF_3CHClF	1,16	0,57	2,53

Продолжение таблицы А.1

Хлада-гент[a]	Наименование Состав (% по массе)	Формула	Показатель изоэн-тропы[b]	Критическое отношение давлений[b] (p_b/p_o)	Функция показателя изоэнт-ропы[b] C
R-401C	R-22/152a/124 (33/15/52)	$CHClF_2$+ CHF_2CH_3+ CF_3CHClF	1,14	0,58	2,51
R-402A	R-125/290/22	CF_3CHF_2+ $CH_3CH_2CH_3$+ $CHClF_2$	1,13	0,58	2,51
R-402B	R-125/290/22 (38/2/60)	CF_3CHF_2+ $CH_3CH_2CH_2$+ $CHClF_2$	1,15	0,57	2,52
R-403A	R-22/218/290 (75/29/5)	$CHClF_2$+ C_3F_8+C_3H_8	1,15	0,57	2,52
R-403B	R-22/218/290 (56/39/5)	$CHClF_2$+ C_3F_8+C_3H_8	1,13	0,58	2,50
R-404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	CF_3CHF_2+ CF_3CH_3+ CF_3CH_2F	1,12	0,58	2,49
R-406A	R-22/142b/600a (55/41/4)	$CHClF_2$+ $CClF_2CH_3$+ $CH(CH_3)_3$	1,10	0,58	2,48
R-407A	R-32/125/134a (20/40/40)	CH_2F_2+ CF_3CHF_2+CF_3CH_2F	1,14	0,58	2,51
R-407B	R-32/125/134a (10/70/20)	CH_2F_2+ CF_3CHF_2+ CF_3CH_2F	1,12	0,58	2,50
R-407C	R-32/125/134a (23/25/52)	CH_2F_2+ CF_3CHF_2+ CF_3CH_2F	1,14	0,58	2,51
R-408A	R-125/143a/22 (7/46/47)	CF_3CHF_2+ CF_3CH_3+ $CHClF_2$	1,15	0,58	2,52
R-409A	R-22/124/142b (60/25/15)	$CHClF_2$+ CF_3CHClF+ CH_3CClF_2	1,15	0,57	2,52
R-409B	R-22/124/142b (65/25/10)	$CHClF_2$+ CF_3CHClF+ CH_3CClF_2	1,16	0,57	2,53
R-410A	R-32/125 (50/50)	CH_2F_2+ CF_3CHF_2	1,17	0,57	2,54
R-410B	R-32/125 (45/55)	CH_2F_2+ CF_3CHF_2	1,17	0,57	2,53
R-412A	R-22/218/142b (70/5/25)	$CHClF_2$+ C_3F_8+ $CClF_2CH_3$	1,16	0,57	2,53
R-500	R-12/152a (73,8/26,2)	CCl_2F_2+ CHF_2CH_3	1,12	0,58	2,49
R-501	R-12/22 (25/75)	CCl_2F_2+ $CHClF_2$	1,18	0,57	2,54
R-502	R-22/115 (48,8/51,2)	$CHClF_2$+ CF_3CClF_2	0,98	0,61	2,38
R-503	R-13/23 (59,9/40,1)	$CClF_3$+CHF_3	1,16	0,57	2,53
R-507	R-125/143a (50/50)	CF_3CHF_2+ CF_3CH_3	1,10	0,58	2,48
R-508A	R-23/116 (39/61)	CHF_3+C_2F_6	—	—	—
R-508B	R-23/116 (46/54)	CHF_3+C_2F_6	1,14	0,58	2,51
R-509	R-22/218 (44/56)	$CHClF_2$+C_3F_8	1,11	0,58	2,49
R-600	Бутан	C_4H_{10}	1,10	0,58	2,48
R-600a	Изобутан	$CH(CH_3)_3$	1,10	0,58	2,48
R-611	Метилформиат	$C_2H_4O_2$	1,12	0,58	2,50

Окончание таблицы А.1

Хлада-гент[a]	Наименование Состав (% по массе)	Формула	Показатель изоэн-тропы[b]	Критическое отношение давлений[b] (p_b/p_c)	Функция показателя изоэнт-ропы[b] C
R-717	Аммиак	NH_3	1,31	0,54	2,64
R-718	Вода [c]	H_2O	1,32	0,54	2,65
R-744	Окись углерода	CO_2	1,30	0,55	2,63
R-764	Двуокись серы [c]	SO_2	1,27	0,55	2,61
R-1130	1,2-Дихлорэтилен[d]	CHCl=CHCl	1,14	0,58	2,51
R-1150	Этилен	$CH_2=CH_2$	1,25	0,55	2,60
R-1270	Пропилен	C_3H_6	1,14	0,58	2,51
RC-318	Октафторциклобутан	C_4F_8	1,07	0,59	2,45
—	Диметилэфир	CH_3OCH_3	1,16	0,57	2,53

[a] Обозначения в соответствии с ISO 817.

[b] Значения при 25 °C и 1,013 бар абсолютных.

[c] Значения при 100 °C и 1,013 бар абсолютных.

[d] Значения при 0 °C и 1,013 бар абсолютных.

Таблица А.2 — Значения C как функции k

k	C
0,90	2,30
0,92	2,32
0,94	2,34
0,96	2,36
0,98	2,38
1,00	2,39
1,02	2,41
1,04	2,43
1,06	2,45
1,08	2,46
1,10	2,48
1,12	2,50
1,14	2,51
1,16	2,53
1,18	2,54
1,20	2,56
1,22	2,58
1,24	2,59
1,26	2,61

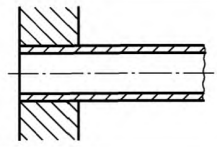
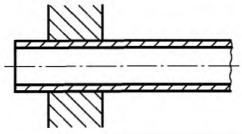
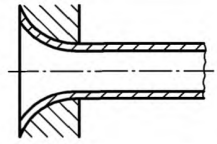
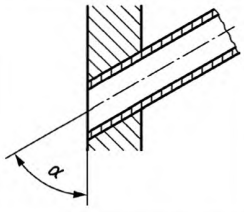
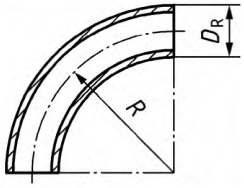
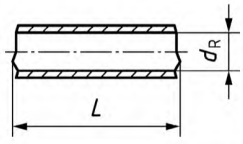
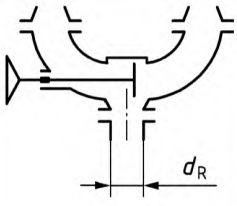
Окончание таблицы А.2

k	C
1,28	2,62
1,30	2,63
1,32	2,65
1,34	2,66
1,36	2,68
1,38	2,69
1,40	2,70
1,42	2,72
1,44	2,73
1,46	2,74
1,48	2,76
1,50	2,77
1,52	2,78

Таблица А.3 — Теоретические значения поправочного коэффициента K_b для докритических потоков

p_b/p_o	Показатель изоэнтропы k												
	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40	1,45	1,50
	Теоретические значения поправочного коэффициента K_b для докритических потоков												
0,45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,999	1,000
0,55	—	—	—	—	—	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	0,999	0,998	0,997
0,60	—	0,999	1,000	1,000	0,999	0,998	0,997	0,995	0,993	0,991	0,989	0,986	0,983
0,65	0,999	0,997	0,995	0,992	0,989	0,985	0,982	0,978	0,974	0,971	0,967	0,963	0,959
0,70	0,985	0,980	0,975	0,969	0,964	0,959	0,953	0,948	0,943	0,937	0,932	0,927	0,922
0,75	0,953	0,945	0,938	0,931	0,923	0,916	0,909	0,903	0,896	0,890	0,884	0,878	0,872
0,80	0,900	0,890	0,881	0,872	0,864	0,855	0,847	0,840	0,833	0,826	0,819	0,812	0,806
0,82	0,872	0,862	0,852	0,842	0,833	0,825	0,817	0,809	0,801	0,794	0,787	0,781	0,774
0,84	0,839	0,828	0,818	0,808	0,799	0,790	0,782	0,774	0,766	0,759	0,752	0,745	0,739
0,86	0,800	0,789	0,779	0,769	0,759	0,751	0,742	0,734	0,727	0,719	0,712	0,706	0,700
0,88	0,755	0,744	0,733	0,724	0,714	0,706	0,697	0,689	0,682	0,675	0,668	0,661	0,655
0,90	0,703	0,692	0,681	0,671	0,662	0,654	0,645	0,638	0,631	0,624	0,617	0,611	0,605
0,92	0,640	0,629	0,619	0,610	0,601	0,593	0,585	0,578	0,571	0,565	0,559	0,553	0,547
0,94	0,565	0,554	0,545	0,537	0,528	0,521	0,514	0,507	0,501	0,495	0,489	0,484	0,479
0,96	0,469	0,460	0,452	0,445	0,438	0,431	0,425	0,419	0,414	0,409	0,404	0,400	0,395
0,98	0,337	0,331	0,325	0,319	0,314	0,309	0,305	0,300	0,296	0,292	0,289	0,286	0,282
1,00	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000

Таблица А.4 — Коэффициент местных потерь давления ζ_n для отдельных конструктивных элементов

Элементы трубопровода		Соединение заподлицо	С острыми краями $\zeta_n = 0,5$ со скошенными краями $\zeta_n = 0,25$
		Соединение с трубкой, вдающейся внутрь емкости	С острыми краями $\zeta_n = 1$ со скошенными краями $\zeta_n = 0,56$
		Соединение развальцовкой	В зависимости о величины радиуса используют значения между $\zeta_n = 0,005$ и $\zeta_n = 0,06$; стандартно используют $\zeta_n = 0,05$
		Соединение заподлицо под углом	$\zeta n = 0,5 + 0,3 \cos \alpha + 0,2 \cos^2 \alpha$
		Изгиб трубы на 90°	$R = 2D_R$ $\zeta_n = 0,3$ $R = 3D_R$ $\zeta_n = 0,25$ $R = 4D_R$ $\zeta_n = 0,23$ $R = 5D_R$ $\zeta_n = 0,18$
		Прямая труба	$\zeta_n = \lambda \frac{L}{d_R}$ Стальная труба $\lambda = 0,02$
		Клапаны и клапаны — переключатели	$\zeta = 2,592 \left[\frac{A_R}{K_{vs}}\right]^2 \cdot 10^{-3}$ $A_R = \frac{\pi \cdot d_R^2}{4}$ K_{vs} или ζ указываются производителем

Примечание — Значения ζ_n, указанные в таблице, являются общепризнанными и общеупотребительными. Изредка могут быть использованы иные значения при условии, что они выбраны, например, на основе публикации.

Приложение В
(справочное)

Расчет сечения потока для некипящих и кипящих жидкостей

В.1 Расчет сечения потока для некипящих жидкостей осуществляют по следующей формуле

$$A_c = 0{,}6211 \frac{Q_{md}}{K_{drl} \cdot K_v} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho \cdot (p_o - p_b)}}. \quad (B.1)$$

При этом значения K_{drl} для жидкостей примерно на 20 % ниже по сравнению с коэффициентом K_{dr} для газов и паров.

Поправочный коэффициент вязкости K_v зависит от числа Рейнольдса и определяется по таблице В.1.

В.2 Расчет сечения потока для кипящих жидкостей

При расчете сечения потока для кипящих жидкостей (внезапное вскипание вследствие падения давления) массовый расход подразделяют на 2 части: жидкость и пар и используют формулу

$$Q_{md} = Q_{vap} + Q_{liq}. \quad (B.2)$$

При этом

$$Q_{vap} = x \cdot Q_{md}. \quad (B.3)$$

Значение x соответствует доле паровой фазы при p_c;

$$Q_{liq} = Q_{md} - Q_{vap}, \quad (B.4)$$

$$A_{vap} = 3{,}469 \frac{Q_{vap}}{C \cdot K_{dr} \cdot K_b} \cdot \sqrt{\frac{v_0}{p_o}}, \quad (B.5)$$

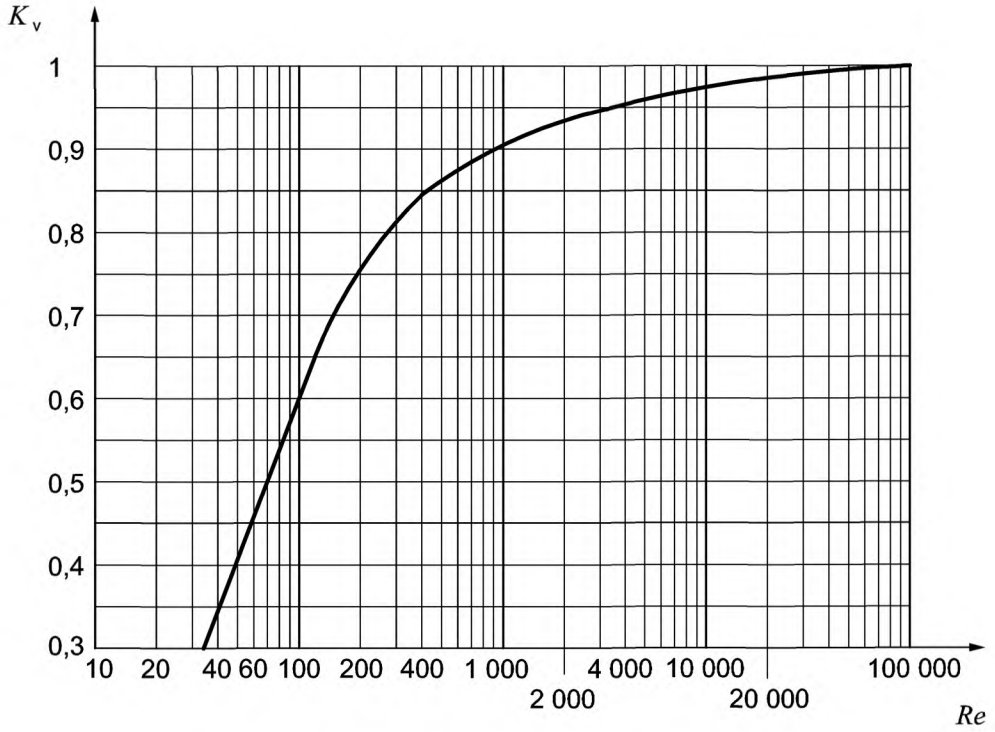
$$A_{liq} = 0{,}621 \frac{Q_{liq}}{K_{drl} \cdot K_v} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho \cdot (p_o - p_b)}}. \quad (B.6)$$

Причем для хладагентов $K_v = 1{,}0$.

Отсюда следует, что

$$A_c = 1{,}2\,[A_{vap} + A_{liq}]. \quad (B.7)$$

В данном расчете коэффициент 1,2 используют для учета разницы между фактическим и теоретическим потоком смеси жидкости и пара.



K_v — поправочный коэффициент вязкости; Re — число Рейнольдса

Рисунок В.1 — Поправочный коэффициент вязкости K_v как функция числа Рейнольдса

Число Рейнольдса определяют по следующей формуле

$$Re = \frac{w_0 \cdot d \cdot 10^{-3}}{\nu}. \quad (B.8)$$

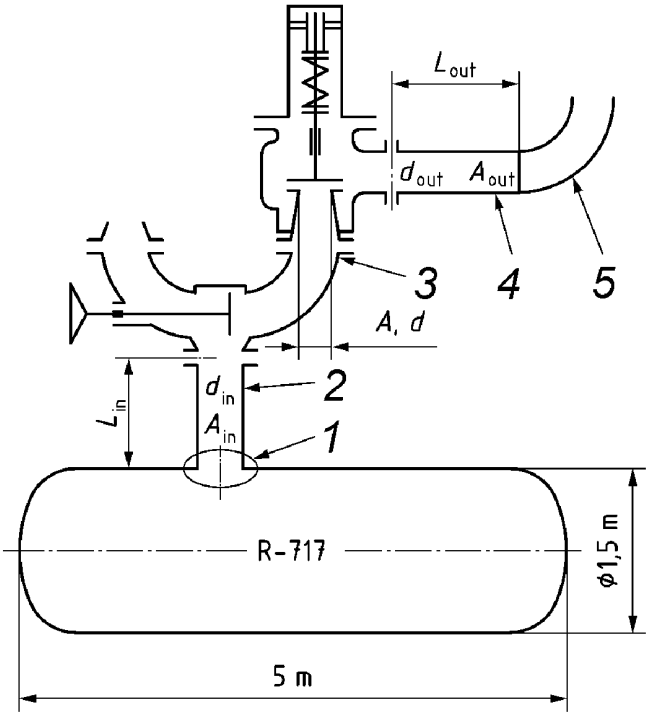
Причем

$$w_0 = 353{,}68 \frac{Q_{md}}{\rho \cdot d^2}. \quad (B.9)$$

Значения кинематической вязкости ν (определение см. EN ISO 3104) находят в технической литературе, d — фактическое значение сечения потока в наиболее узком месте клапана сброса давления.

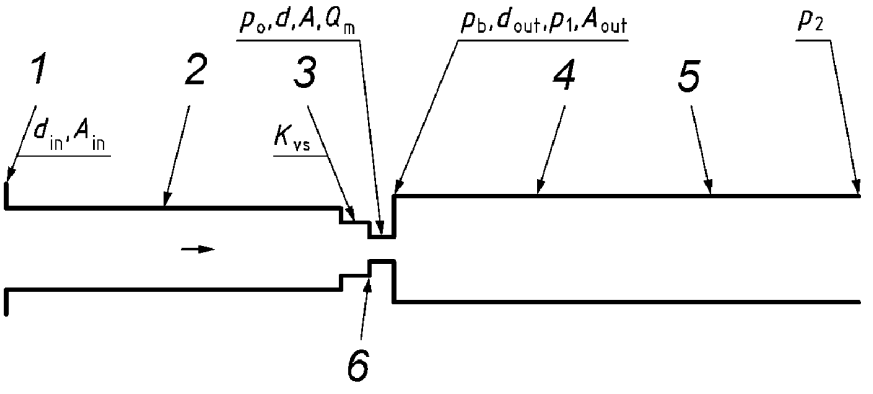
Приложение С
(справочное)

Пример расчета размеров устройств для сброса давления с соответствующими трубопроводами



1 — входное соединение емкости; *2* — прямая труба (линия подвода); *3* — клапан-переключатель; *4* — прямая труба (линия отвода); *5* — изгиб трубы на 90° (линия отвода)

Рисунок С.1 — Схематическое изображение клапана сброса давления с клапаном переключения и линией подводки, цифрами обозначены различные состояния стравливаемого вещества



1 — входное соединение емкости; *2* — прямая туба (линия подводки); *3* — клапан переключения; *4* — прямая туба (линия отвода); *5* — изгиб трубы на 90° (линия отвода); *6* — вход клапана сброса давления

Рисунок С.2 — Схематическое изображение различных состояний стравливаемого вещества в линиях и арматуре для устройства на изображении С.1

С.1 Исходные данные для расчета

Хладагент R717.

Заданное давление срабатывания p_{set} = 20 бар.

Фактическое абсолютное давление срабатывания p_o = 1,1 p_{set} + p_{atm} = 23 бар.

Фактическое противодавление $p_b = p_{atm}$.

Энтальпия пара хладагента (при 23 бар) h_{vap} = 1025 кДж/кг.

Длина емкости — 5 м.

Диаметр емкости — 1,5 м.

С.2 Расчет требуемого минимального показателя производительности стравливания Q_{md} при нормальной плотности теплового потока

Плотность теплового потока φ = 10 кВт/м^2.

Внешняя поверхность емкости $A_{surf} = 2 \cdot \frac{1{,}5^2 \cdot \pi}{4} + 1{,}5 \cdot \pi \cdot 5{,}0 = 27{,}1$ м^2.

В соответствии с уравнением (1):

$$Q_{md} = \frac{3600 \cdot \varphi \cdot A_{surf}}{h_{vap}},$$

$$Q_{md} = \frac{3600 \cdot 10 \cdot 27{,}1}{1025} = 952 \text{ кг/ч}.$$

С.3 Расчет требуемого минимального показателя производительности стравливания Q_{md} при ограниченной плотности теплового потока

Ограниченная плотность теплового потока может быть использована, когда емкость оснащена огнеупорной теплоизоляцией в соответствии с требованиями 6.2.1.

Толщина теплоизоляции s = 0,14 м.

Плотность теплового потока $\varphi_{red} = 10 \cdot \frac{0{,}04}{0{,}14} = 2{,}86$ кВт/м^2.

Внешняя поверхность емкости $A_{surf} = 2 \cdot \frac{1{,}5^2 \cdot \pi}{4} + 1{,}5 \cdot \pi \cdot 5{,}0 = 27{,}1$ м^2.

В соответствии с уравнением (1):

$$Q_{md} = \frac{3600 \cdot \varphi_{red} \cdot A_{surf}}{h_{vap}},$$

$$Q_{md} = \frac{3600 \cdot 2{,}86 \cdot 27{,}1}{1025} = 272 \text{ кг/ч}.$$

С.4 Расчет сечения потока A_c, выбор клапана сброса давления

Расчет в данном примере осуществляется на основе нормальной плотности теплового потока φ = 10 кВт/м^2.

Требуемый минимальный показатель производительности Q_{md} при стравливании для клапана сброса давления при вышеназванных условиях должен составлять не менее 952 кг/ч.

Из таблицы А.1 приложения А для R717: k = 1,310; C = 2,64.

Из таблицы свойств пара R717, удельный объем пара при 23 бар: v_0 = 0,0557 м^3/кг.

Из таблицы А.3 приложения А для p_b/p_o = 1/23 = 0,043 => K_b = 1.

По каталогу производителя выбирают клапан сброса давления со следующими показателями: d = 15 мм; A = 177 мм^2; k_{dr} = 0,41.

Расчет показателей срабатывания в соответствии с уравнением (15):

$$A_c = \frac{Q_{md}}{0{,}2883\ C \cdot K_{dr} \cdot K_b \sqrt{\frac{p_o}{\nu_0}}} = 3{,}469\ \frac{Q_{md}}{C \cdot K_{dr} \cdot K_b} \cdot \sqrt{\frac{\nu_0}{p_o}},$$

$$A_c = 3{,}469 \cdot \frac{952}{2{,}64 \cdot 0{,}41 \cdot 1{,}0} \cdot \sqrt{\frac{0{,}057}{23}} = 150\ \text{мм}^2,$$

$$Q_m = 0{,}2883\ C \cdot A \cdot K_{dr} \cdot K_b \cdot \sqrt{\frac{p_o}{\nu_0}},$$

$$Q_m = 0{,}2883 \cdot 2{,}64 \cdot 177 \cdot 0{,}41 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{23}{0{,}0557}},$$

Q_m = 1 123 кг/ч > Q_{md},

$Q_{md} < Q_m < 1{,}25\ Q_{md} \Rightarrow Q_{md} = Q_{md}$.

C.5 Падение давления в линии подвода (от емкости до клапана сброса давления)

В соответствии с уравнением (21):

$$\Delta p_{in} = 0{,}0320 \left[\frac{A_c}{A_{in}} \cdot C \cdot K_{dr} \cdot K_b\right]^2 \cdot \zeta \cdot p_o.$$

Трубопровод: DN 25, d_{in} = 28,5 мм, A_{in} = 638 мм^2, A = 177 мм^2 (из каталога).

Значения коэффициента местного сопротивления ζ по таблице А.4 в местах, указанных на рисунке С.1:

1. Вход емкости ζ_1 = 0,25 (соединение заподлицо, скошенные грани):

а) прямой трубопровод $\zeta_2 = \lambda \frac{L_{in}}{d_{in}} = 0{,}02 \cdot \frac{500}{28{,}5} = 0{,}35$,

L_{in} = 500 мм;

b) клапан-переключатель $\zeta_3 = 2{,}592 \cdot \left[\frac{A_{in}}{K_{vs}}\right]^2 \cdot 10^{-3} = 2{,}592 \cdot \left[\frac{638}{28{,}5}\right]^2 \cdot 10^{-3} = 2{,}64$,

K_{vs} = 20 м^3/ч,

$\zeta = \sum_{n=1}^{n=3} \zeta_n = 3{,}24$,

$$\Delta p_{in} = 0{,}0320 \cdot \left[\frac{150}{638} \cdot 2{,}64 \cdot 0{,}41 \cdot 1{,}0\right]^2 \cdot 3{,}24 \cdot 23 = 0{,}155,$$

$$\frac{\Delta p_{in}}{p_o} = \frac{0{,}155}{23} = 0{,}00674 < 0{,}03 \text{ (см. 7.4.1)}.$$

Величина потерь давления на входе соответственно позволяет применять выбранный клапан. Когда падение давления превышает величины, указанные в 7.4.1, размещение клапанов и подводящих линий меняют с целью снизить потери давления.

Когда производитель указывает величину коэффициента местного сопротивления ζ_{DN} для устройств (арматуры) в привязке к минимальному внутреннему диаметру (DN), его пересчитывают в коэффициент местного сопротивления ζ для фактического значения внутреннего диаметра трубопровода в соответствии с уравнением (20):

$$\zeta = \left[\frac{d_R}{DN}\right]^4 \cdot \zeta_{DN}.$$

C.6 Падение давления в отводных трубопроводах (от клапана сброса давления в атмосферу)

В соответствии с уравнением (24):

$$p_1 = \sqrt{0{,}064 \cdot \zeta \cdot \left[\frac{A_c}{A_{out}} \cdot C \cdot K_{dr} \cdot K_b \cdot p_o\right]^2 + p_2{}^2},$$

$\Delta p_{out} = p_1 - p_2$.

Трубопровод: *DN* 32, d_{out} = 37,2 мм, A_{out} = 1086 мм^2.

Коэффициент местного сопротивления ζ из таблицы А.4 в местах, показанных на рисунке С.1:

a) Прямой трубопровод:

$$L_{out} = 5000 \text{ мм}; \quad \zeta_4 = \lambda \cdot \frac{L_{out}}{d_{out}} = 0{,}02 \cdot \frac{5000}{37{,}2} = 2{,}69.$$

b) Изгиб трубы на 90° (R = 3 D_R): ζ_5 = 0,25,

$$\zeta = \sum_{n=4}^{n=5} \zeta_n = 2{,}94,$$

p_2 = Атмосферное давление (p_{atm}) = 1 бар,

$$p_1 = \sqrt{0{,}064 \cdot 2{,}94 \cdot \left[\frac{150}{1086} \cdot 2{,}64 \cdot 0{,}41 \cdot 1{,}0 \cdot 23\right]^2 + 1{,}0^2} = 1{,}796 \text{ бар},$$

Δp_{out} = 1,796 – 1,0 = 0,796 бар,

$$\frac{\Delta p_{out}}{p_o} = \frac{0{,}796}{23} = 0{,}0346 < 0{,}10 \text{ (см. 7.4.1)}.$$

Величина потерь давления на выходе соответственно позволяет использовать выбранный клапан. При превышении потерями давления значений, указанных в 7.4.1, меняют расположение клапанов и линий отводки для снижения величины потерь давления.

Вышеуказанный расчет основан на условии $p_b = p_2 = p_{atm}$.

Если вследствие расчета противодавления $p_b = p_2 + \Delta p_{out}$ значение K_b оказывается ограниченным (в данном случае K_b = 1,0), см. таблицу А.3, то при расчете производительности клапана сброса давления следует использовать ограниченное значение K_b.

Приложение ZA
(справочное)

Разделы настоящего стандарта, касающиеся основных требований или прочих норм директив ЕС

Настоящий стандарт разработан Европейским комитетом по стандартизации в рамках поручения Еврокомиссии и Европейской зоны свободной торговли. Стандарт соответствует основным требованиям Директивы ЕС Европарламента и Совета ЕС 97/23/ЕС от 29 мая 1997 года в отношении гармонизации законодательства государств — членов ЕС в области устройств, работающих под давлением.

Если настоящий стандарт упоминают в качестве ссылки в официальном вестнике Евросоюза в контексте соответствующей директивы и применяют в качестве национального стандарта хотя бы в одной стране ЕС, то соответствие положениям разделов настоящего стандарта, приведенных в таблице ZA.1, в пределах границ области применения этого стандарта равносильно наличию соответствия основным требования Директивы 97/23/ЕС от 29 мая 1997 года и связанных с ней предписаний Европейской Ассоциации свободной торговли.

Таблица ZA.1 — Соответствие настоящего стандарта Директиве 97/23/ЕС

Разделы/Подразделы настоящего стандарта	Основные требования Директивы 97/23/ЕС	Разъяснения/Примечания
6	2.10	Защита от превышения допустимых границ для устройств, работающих под давлением
6.2.1	2.12	Внешний пожар
7	2.11.2	Устройства ограничения давления

Примечание — В отношении изделий, подпадающих под область применения настоящего стандарта, могут быть применены и дополнительные требования, и Директивы ЕС.

Приложение ДА
(справочное)

Сведения о соответствии ссылочных международных (европейских) стандартов межгосударственным стандартам

Таблица ДА.1

Обозначение ссылочного международного (европейского) стандарта	Степень соответствия	Обозначение и наименование соответствующего межгосударственного стандарта
EN 378-1:2008+A2:2012	IDT	ГОСТ EN 378-1—2014 «Системы холодильные и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды. Часть 1. Основные требования, определения, классификация и критерии выбора»
EN 378-2:2008+A2:2012	IDT	ГОСТ EN 378-2—2014 «Системы холодильные и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды. Часть 2. Проектирование, конструкция, изготовление, испытания, маркировка и документация»
EN 764-1:2015	—	*
EN 764-2:2012	—	*
EN 12284:2003	—	*
EN ISO 4126-1:2013 (ISO 4126-1:2013)	—	*
EN ISO 4126-2:2003 (ISO 4126-2:2003)	—	*
ISO 817	IDT	ГОСТ ISO 817—2014 «Хладагенты. Система обозначений»

* Соответствующий межгосударственный стандарт отсутствует. До его утверждения рекомендуется использовать перевод на русский язык данного ссылочного международного (регионального) стандарта.

Примечание — В настоящей таблице использовано следующее условное обозначения степени соответствия стандартов:

- IDT — идентичный стандарт.

Библиография

[1] EN 378-3:2008 + A1:2012 — Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 3: Installation site and personal protection (Системы холодильные и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды — Часть 3. Размещение оборудования и защита персонала)

[2] EN 12693:2008 — Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Positive displacement refrigerant compressors (Системы холодильные и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды. Холодильные компрессоры объемного действия

[3] EN 13501-1:2007+ A1:2009 — Fire classification of construction products and building elements — Part 1: Classification using data from reaction to fire tests (Классификация строительных конструкций и элементов зданий по их поведению при воздействии огня. Часть 1. Классификация, использующая данные испытаний о реакции горения при испытании на огнестойкость)

[4] EN 60204-1:2006 (IEC 60204-1:2005, Amendment 1) — Safety of machinery — Electrical equipment of machines — Part 1: General requirements (Безопасность машин и механизмов. Электрооборудование промышленных машин. Часть 1. Общие требования. С учетом изменения 1)

[5] EN ISO 3104:1996 (ISO 3104:1994) — Petroleum products — Transparent and opaque liquids — Determination of kinematic viscosity and calculation of dynamic viscosity (Нефтепродукты. Прозрачные и непрозрачные жидкости. Определение кинематической вязкости и расчет динамической вязкости)

[6] EN ISO 6708:1995 (ISO 6708:1995) — Pipework components — Definition and selection of DN (nominal size) (Элементы трубопроводов. Определения и выбор номинального внутреннего диаметра DN)

УДК 621.51:006.354	МКС 27.080, 27.200	ОКП 36 4400, 51 5110; 51 5210; 51 5600	IDT

Ключевые слова: оборудование холодильное, насос тепловой, безопасность, охрана окружающей среды, избыточное давление, предохранительные устройства, расчет

БЗ 8—2017/91

Редактор *М.И. Максимова*
Технический редактор *В.Н. Прусакова*
Корректор *И.А. Королева*
Компьютерная верстка *Е.А. Кондрашовой*

Сдано в набор 06.11.2018. Подписано в печать 21.11.2018. Формат 60×84⅛. Гарнитура Ариал.
Усл. печ. л. 3,72. Уч.-изд. л. 3,37.

Подготовлено на основе электронной версии, предоставленной разработчиком стандарта

Создано в единичном исполнении ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ»
для комплектования Федерального информационного фонда стандартов,

117418 Москва, Нахимовский пр-т, д. 31, к. 2.

gost.e-ecolog.ru gost.e-ecolog.ru

gost.e-ecolog.ru