
ЕВРАЗИЙСКИЙ СОВЕТ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ, МЕТРОЛОГИИ И СЕРТИФИКАЦИИ

(EASC)

EURO-ASIAN CONCIL FOR STANDARTIZATION, METROLOGY AND CERTIFICATION
(EASC)



МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ
СТАНДАРТ

ГОСТ EN 13136-20__
(проект RU, первая редакция)

Системы холодильные и тепловые насосы.

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

Методы расчета.

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

Проект, первая редакция

Настоящий проект стандарта не подлежит применению до его принятия

Минск

Евразийский совет по стандартизации, метрологии и сертификации

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 в ГОСТ 1.0–92 «Межгосударственная система стандартизации. Основные положения» и ГОСТ 1.2–2009 «Межгосударственная система стандартизации. Стандарты межгосударственные, правила, рекомендации по межгосударственной стандартизации. Правила разработки, принятия, обновления и отмены».

Сведения о стандарте

а) сведения о разработке стандарта и внесении его для принятия:

1. ПОДГОТОВЛЕН Российским союзом предприятий холодильной промышленности.

2. ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации № 271 «Установки холодильные» Российской Федерации.

б) сведения о принятии стандарта:

3. ПРИНЯТ Евразийским советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол №__ от __ _____ 20__ г.)

За принятие стандарта проголосовали:

Краткое наименование страны по МК (ИСО 3166) 004-97	Код страны по МК (ИСО 3166) 004-97	Сокращенное наименование национального органа по стандартизации

4. Настоящий стандарт идентичен немецкоязычной версии европейского стандарта DIN EN 13136:2013 Kälteanlagen und Wärmepumpen-Druckentlastungseinrichtungen und zugehörige Leitungen – Berechnungsverfahren.

Перевод с немецкого языка (de).

Собственный аутентичный перевод на русский язык немецкоязычной версии стандарта, указанного в пункте 4.

При применении настоящего стандарта рекомендуется использовать вместо ссылочных европейских и международных стандартов соответствующие им межго-

сударственные стандарты, сведения о которых приведены в дополнительном приложении Д.А.

Степень соответствия - идентичная (IDT).

По всему тексту стандарта произведена замена выражения «данный европейский стандарт» на «настоящий стандарт».

В настоящем стандарте все единицы измерения соответствуют Международной системе единиц (СИ).

В настоящем стандарте ссылки на пункты и подпункты ссылочных стандартов указаны в скобках в соответствии с ГОСТ 1.5.

Официальные экземпляры европейского стандарта, на основе которого подготовлен настоящий межгосударственный стандарт, а также европейских и международных стандартов, на которые даны ссылки, имеются в Федеральном информационном фонде технических регламентов и стандартов Российской Федерации.

5. ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

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

Предисловие	
Введение	
Вводные положения	
1 Область применения	
2 Нормативные ссылки	
3 Термины и определения	
4 Условные обозначения	
5 Общие положения	
6 Устройства сброса давления для защиты деталей установки	
6.1 Общие положения	
6.2 Чрезмерное повышение давления вследствие воздействия источников тепла.	
6.2.1 Внешние источники тепла	
6.2.2 Внутренние источники тепла.	
6.3 Избыточное давление, вызываемое работой компрессора.	
6.4 Избыточное давление, возникающее вследствие расширения жидкости.	
7 Производительность устройств для сброса давления	
7.1 Общие сведения	
7.2 Определение производительности клапанов сброса давления	
7.2.1 Определение коэффициента расхода	
7.2.2 Критические и докритические потоки	
7.2.3 Функция показателя изэнтропы (C)	
7.2.4 Поправочный коэффициент при докритических показателях потока	
7.2.5 Производительность клапанов сброса давления при стравливании.	
7.3 Расчёт давления срабатывания и проходного сечения разрывных мембран и плавких пробок.	
7.4 Потери давления в подводящих/отводящих трубах	
7.4.1 Общие сведения	
7.4.2. Потери давления в конструктивных элементах.	
7.4.3 Потери давления в подводящих трубах	
7.4.4 Потери давления в отводящих трубах	
Приложение А (обязательное). Значения функций, коэффициентов и свойства хладагентов	
Таблица А.1. Свойства хладагентов	
Таблица А.2 . Значения C как функции k	
Таблица А.3. Теоретические значения поправочного коэффициента K_b для докритических потоков	
Таблица А.4. Коэффициент местных потерь давления ζ_n для отдельных конструктивных элементов	
Приложение В (справочное). Расчёт сечения потока для некипящих и кипящих жидкостей	
Приложение С (справочное). Пример расчёта размеров устройств для сброса давления с соответствующими трубопроводами	
С.1 Исходные данные для расчёта	

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

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

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

С.5 Падение давления в линии подвода (от ёмкости до клапана сброса давления)

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

Приложение ZA (справочное). Разделы настоящего стандарта, касающиеся основных требований или прочих норм директив ЕС

Приложение DA (рекомендуемое). Сведения о соответствии ссылочных международных (региональных) стандартов межгосударственным стандартам

Библиография

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 несёт 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 CO₂, 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.

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.

Pressure relief devices and their associated piping – Methods for calculation (IDT)

Дата введения – XXX-XX-XX

Вводные положения

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.

1 Область применения

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

П р и м е ч а н и е - Термин «Холодильные системы», используемый в данном стандарте, включает тепловые насосы.

1.2 Настоящий стандарт описывает расчёт производительности срабатывания 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 осуществлении 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 расчёт 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: 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).

EN 764-1:2015 Pressure equipment - 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 стандартам EN 378-1:2008+A2:2012, EN 12284:2003, EN ISO 4126-1:2013, EN ISO 4126-1:2003 и EN 764-1:2004.

4 Условные обозначения

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

Обозначение	Описание	Единица
A	Сечение потока $A = \left[\frac{\pi \times d^2}{4} \right]$	мм ²
A_C	Расчётное сечение потока	мм ²
A_{DN}	Сечение арматуры с учётом DN	мм ²
A_{in}	Внутреннее сечение входной трубы	мм ²
A_{liq}	Расчётное 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 ёмкости	м ²
A_{vap}	Расчётное 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 давл-	мм
d_C	Расчётный 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 учётом противодействия p_b/p_0 и возможного ограниченного хода клапана сброса давления	–

K_{dr}	Коэффициент расхода с учетом сжатия струи [$K_{dr} = K_d \times 0,9$]	–
K_{drl}	Коэффициент расхода с учетом сжатия струи для жидкости [$K_{drl} \approx K_{dr}$]	–
K_{vs}	Коэффициент расхода клапана (Объёмный расход воды при перепаде давлений Δp в 1 бар, при полностью открытом клапане)	м ³ /ч
K_v	Поправочный коэффициент вязкости	–
k	Показатель изэнтропы хладагента. Для расчёта принимают значение k 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	min ⁻¹
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 (предопределённое 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	Расчётный 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 объём	м ³
v_0	Удельный объём 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 $\zeta = \sum_{n=1}^n \zeta_n$	–
ζ_{DN}	Коэффициент местного сопротивления с учётом DN	–
ζ_n	Коэффициент местного сопротивления отдельных конструктивных элементов	–
η_V	Объёмный 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 ($\rho = 1/v_0$)	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
^a Согласно директиве 97/23/ЕС в отношении устройств, работающих под давлением, для максимально допустимого значения давления применяют аббревиатуру PS.		

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, Разделы 3 «Понятия», 5 «Конструкция», 7

«Испытания прототипов» и 10 «Маркировка и опломбирование», 17.2 «Мембранные предохранительные устройства и/или мембранные устройства» и 17.3 «Держатели мембранных предохранительных устройств».

П р и м е ч а н и е - Методика расчёта 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

Расчёты выполняют с учётом известных или ожидаемых факторов, влияющих на увеличение давления. Приниматься в расчёт 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 $5K$, то значения h_{vap} и v_0 должны определяться при температуре ниже критической температуры на $5K$.

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 твёрдого CO_2 . В этой связи для обеспечения безопасного режима эксплуатации необходимо принять соответствующие меры.

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

П р и м е ч а н и е - Ёмкости, 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 сравливания устройства сброса давления для ёмкости под давлением можно следующим образом:

$$Q_{md} = \frac{3600 \times \varphi \times A_{surf}}{h_{vap}} \text{ [кг/ч]} \quad (1)$$

Для ёмкости 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 ёмкости 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 C, то возможно использование ограниченной плотности теплового потока, рассчитываемой по формуле:

$$\varphi_{red} = \varphi \frac{0,04}{s} \text{ [кВт/ м}^2\text{]} \quad (3).$$

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

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

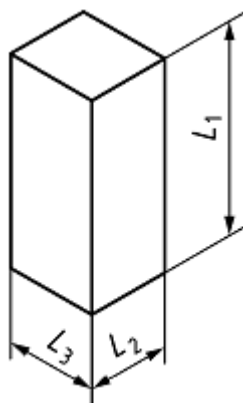


Рисунок 1 - Пластинчатый теплообменник (PHE англ.: Plate Heat Exchanger)

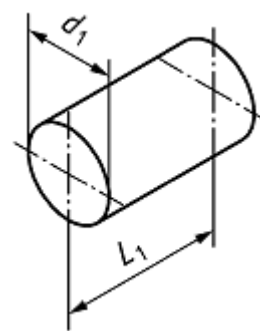


Рисунок 2 - Пластинчатый и кожухотрубный теплообменник (PSHE англ.: Plate and Shell Heat Exchanger)

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

$$A_{surf} = 2 \times (L_1 \times L_2 + L_2 \times L_3 + L_1 \times L_3) \text{ [м}^2\text{]} \quad (4)$$

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

$$A_{surf} = 2 \times \left(\frac{\pi}{4} \times d_1^2 \right) + (\pi \times d_1 \times L_1) \text{ [м}^2\text{]} \quad (5)$$

Как правило, теплообменники рассматривают как ёмкости под давлением. Ввиду конструктивных особенностей некоторые пластинчатые теплообменники могут быть выделены в отдельную категорию в соответствии с пунктом 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 ёмкости под давлением действию огненной среды и/или если в теплоизолированной ёмкости под давлением используется горючий теплоизолирующий материал. В случае, если тепловое излучение теплового потока более высокого значения направлено на одну сторону ёмкости, может потребоваться расчёт по другой методике.

Если ёмкости под давлением холодильной установки защищены от избыточного давления в соответствии с EN 378-2:2008+A2:2002, п. 6.2, проверены в соответствии с EN 378-3:2008+A1:2002, раздел 7, и установлены в специальных машинных залах в соответствии с EN 378-3:2008+A1:2002, раздел 5, то расчёт параметров устройств для сброса давления, применяемых для этих ёмкостей под давлением, производят без учёта внешних источников тепла. Однако расчёт параметров указанных устройств для сброса давления должен осуществляться с учётом всех ёмкостей под давлением, компрессоров и насосов, подключённых на стороне низкого давления холодильной системы (EN 378-2:2008+A2:2012, п. 6.2.6.3).

Теплопроизводительность в результате горения теплоизоляции в случае ее возгорания не является частью расчётов, регламентируемых настоящим стандартом. При сварочных работах вблизи теплоизолированных ёмкостей 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:

$$Q_{md} = \frac{3600 \times Q_h}{h_{vap}} \text{ [кг/ч]} \quad (6)$$

Определение размеров устройства сброса давления и расчёт 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:

$$Q_{md} = 60 \times V \times n \times \rho_{10} \times \eta_v \text{ [кг/ч]} \quad (7)$$

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

П р и м е ч а н и е 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.

П р и м е ч а н и е 2 - Для компрессоров динамического действия наличие каких-либо устройств сброса давления не требуется, если давление не превышает максимально допустимые значения.

П р и м е ч а н и е 3 - Стравливание на сторону низкого давления может спровоцировать перегрев компрессора и/или вызвать возникновение в нём 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°C более, чем на 5K.

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

6.4 Избыточное давление, возникающее вследствие расширения жидкости.

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

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

Примечание - Жидкости, температуры которых близки к критическим, расширяются существенно. Рекомендуется учитывать соотношение противодавления на выходе устройства сброса давления и фактического абсолютного давления срабатывания p_d / 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:

$$p_o \leq 1,1 \times p_{set} + p_{atm} \text{ [бар]} \quad (8)$$

7 Производительность устройств для сброса давления

7.1 Общие сведения

После того, как определены эксплуатационные параметры, путём 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 объёмов стравливания тарель клапана должна удерживаться в положении наименьшего хода, определённого 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:

$$K_{dr} = 0,9 \times K_d [-] \quad (10)$$

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

$$\frac{p_b}{p_0} \leq \left[\frac{2}{k+1} \right]^{k/(k-1)} \quad [-] \quad (11)$$

докритический поток возникает, если:

$$\frac{p_b}{p_0} > \left[\frac{2}{k+1} \right]^{k/(k-1)} \quad [-] \quad (12)$$

при этом предполагается соблюдение закона Ренкина. При достижении потоком критических показателей $K_b = 1$, а при докритических расчёт поправочного коэффициента должен осуществляться по формуле уравнения (14) из раздела 7.2.4 или определяться по таблице А.3.

7.2.3 Функция показателя изоэнтропы (С)

Функцию показателя изоэнтропы (С) рассчитывают по следующей формуле:

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

Для данных расчётов необходимо использовать значение k , соответствующее температуре хладагента 25°C и давлению 1,013 бар. В таблице А.1 приведены значения k и рассчитанные значения С для некоторых хладагентов, а значения С 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:

$$K_b = \sqrt{\frac{\frac{2 \cdot k}{k-1} \times \left[\frac{p_b}{p_0} \right]^{2/k} - \left(\frac{p_b}{p_0} \right)^{(k+1)/k}}{k \times \left[\frac{2}{k+1} \right]^{(k+1)/(k-1)}}} \quad [-] \quad (14)$$

Для этого расчёта необходимо использовать значение k , соответствующее температуре хладагента 25 °С и давлению 1,013 бар. В таблице А.3 приведены значения K_b как функции p_b/p_0 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 противодействия не превышает 0.5 от величины давления срабатывания ($p_b \leq 0,5 p_0$) и $K_b = 1$, что означает, что проходящий через клапан сброса давления поток является «критическим».

Для клапанов, у которых ход является функцией противодействия, производитель должен указывать максимально допустимое значение коэффициента противодействия p_b/p_0 и соответствующее присвоенное значение коэффициента расхода с учётом возможного ограничения хода клапана сброса давления.

7.2.5.2 Расчёт массового расхода

Расчёт массового расхода для критических и докритических потоков осуществляют по следующей формуле:

$$Q_m = 0,2883 \times C \times A \times K_{dr} \times K_b \times \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \quad [\text{кг/ч}] \quad (15)$$

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

$$Q_m \geq 1,25 \times Q_{md} \Rightarrow Q_{md'} = Q_m / 1,25$$

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

$$A_c = \frac{Q_{md'}}{0,2883 \times C \times K_{dr} \times K_b \times \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} = 3,469 \times \frac{Q_{md'}}{C \times K_{dr} \times K_b} \times \sqrt{\frac{v_0}{p_0}} \quad [\text{мм}^2] \quad (16)$$

При этом для критических потоков $K_b = 1$

Для определения удельного объёма v_0 необходимо использовать значения, соответствующие давлению p_0 .

В таблице А.2 приведены значения C как функции k . В таблице А.3 приведены значения K_b как функции p_b/p_0 для различных значений k .

7.3 Расчёт 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, что-

бы исключить дальнейшую пластическую деформацию до момента наступления предусмотренных для неё условий срабатывания.

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

а) Для развальцованных соединений или соединений заподлицо (см. таблицу А.4):

$$K_{dr} = 0,70;$$

б) 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 расчёта 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. $p_0 = 1,1 \times p_{set} + 1$) 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): $\Delta p_{in} \leq 0,03 \times p_0$ [бар];
- для отводящих труб (при зависимости от противодействия): $\Delta p_{out} \leq 0,10 \times p_0$ [бар];
- для отводящих труб (при независимости от противодействия): $\Delta p_{out} \leq 0,20 \times p_0$ [бар].

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 .

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

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

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

Расчёт потерь давления по значениям ζ осуществляют по следующей формуле:

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

При этом

$$\zeta = \sum_{n=1}^n \zeta_n$$

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

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

Если производитель указывает коэффициент местного сопротивления ζ_{DN} устройств (арматуры) с учётом значений номинального внутреннего диаметра DN, то его пересчитывают в коэффициент местного сопротивления ζ при помощи уравнения (20):

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

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:

$$\Delta p_{in} = 0,0320 \times \left[\frac{A_c}{A_{in}} \times C \times K_{dr} \times K_b \right]^2 \times \zeta \times p_0 \text{ [бар]} \quad (21)$$

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:

$$\Delta p_{out} = p_1 - p_2 \text{ [бар]} \quad (22)$$

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

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2 \times p_1} = \zeta \times \rho_1 \times \frac{w_1^2}{2} \text{ [бар]} \quad (23)$$

или:

$$p_1 = \sqrt{0,064 \times \zeta \times \left[\frac{A_c}{A_{out}} \times C \times K_{dr} \times K_b \times p_0 \right]^2 + p_2^2} \quad [\text{бар}] \quad (24)$$

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 ^а	Наименование Состав (%по массе)	Формула	Показатель изоэнтропии ^б	Критическое отно- шение давлений ^б (p_b/p_0)	Функция пока- зателя изоэнтропии ^б
R-11	Трихлордифторметан	CCl_3F	1,10	0,59	2,48
R-12	Дихлордифторметан	CCl_2F_2	1,12	0,58	2,49
R-12B1	Бромхлордифторметан	$CBrClF_2$	1,11	0,58	2,49
R-13	Хлортрифторметан	$CClF_3$	1,14	0,58	2,51
R-13B1	Бромтрифторметан	$CBrF_3$	1,13	0,58	2,50
R-22	Хлордифторметан	$CHClF_2$	1,17	0,57	2,54
R-23	Трифторметан	CHF_3	1,19	0,57	2,55
R-30	Метиленхлорид	CH_2Cl_2	1,15	0,57	2,52
R-32	Дифторметан	CH_2F_2	1,24	0,56	2,59
R-40	Метилхлорид	CH_3Cl	1,27	0,55	2,61
R-50	Метан	CH_4	1,31	0,54	2,64
R-113	1,1,2-Трихлор-1,2,2-	CCl_2FCClF_2	1,06	0,59	2,45
R-114	1,2-Дихлор-1,1,2,2-	$CClF_2CClF_2$	1,04	0,60	2,43
R-115	2-Хлор-1,1,1,2,2-Пентафторэтан	CF_3CClF_2	1,09	0,59	2,47
R-123	2,2-Дихлор-1,1,1-Трифторэтан	CF_3CHCl_2	1,10	0,59	2,48
R-124	2-Хлор-1,1,1,2-Тetraфторэтан	CF_3CHClF	1,10	0,58	2,48
R-125	Пентафторэтан	CF_3CHF_2	1,10	0,58	2,48
R-134a	1,1,1,2-Тetraфторэтан	CF_3CH_2F	1,12	0,58	2,50
R-141b	1,1-Дихлор-1-Фторэтан	CCl_2FCH_3	1,10	0,58	2,48
R-142b	1-Хлор-1,1-Дифторэтан	$CClF_2CH_3$	1,12	0,58	2,50
R-143a	1,1,1-Трифторэтан	CF_3CH_3	1,13	0,58	2,50
R-152a	1,1-Дифторэтан	CHF_2CH_3	1,15	0,57	2,52
R-160	Этилхлорид	CH_3CH_2Cl	1,16	0,57	2,53
R-170	Этан	CH_3CH_3	1,20	0,56	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

Таблица А.1 (Продолжение)

Хладагент ^а	Наименование Состав (%по массе)	Формула	Показатель изоэнтропии ^б	Критическое от- ношение давлений ^б (p_b/p_0)	Функция пока- зателя изоэнтропии ^б	С
R-401A	R-22/152a/124 (53/13/34)	CHClF ₂ + CHF ₂ CH ₃ + CF ₃ CHClF	1,15	0,57	2,52	
R-401B	R-22/152a/124 (61/11/28)	CHClF ₂ + CHF ₂ CH ₃ + CF ₃ CHClF	1,16	0,57	2,53	
R-401C	R-22/152a/124 (33/15/52)	CHClF ₂ + CHF ₂ CH ₃ + CF ₃ CHClF	1,14	0,58	2,51	
R-402A	R-125/290/22	CF ₃ CHF ₂ + CH ₃ CH ₂ CH ₃ +CHClF ₂	1,13	0,58	2,51	
R-402B	R-125/290/22 (38/2/60)	CF ₃ CHF ₂ + CH ₃ CH ₂ CH ₂ +CHClF ₂	1,15	0,57	2,52	
R-403A	R-22/218/290 (75/29/5)	CHClF ₂ + C ₃ F ₈ +C ₃ H ₈	1,15	0,57	2,52	
R-403B	R-22/218/290 (56/39/5)	CHClF ₂ + C ₃ F ₈ +C ₃ H ₈	1,13	0,58	2,50	
R-404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₃ + CF ₃ CH ₂ F	1,12	0,58	2,49	
R-406A	R-22/142b/600a (55/41/4)	CHClF ₂ + CClF ₂ CH ₃ + CH(CH ₃) ₃	1,10	0,58	2,48	
R-407A	R-32/125/134a (20/40/40)	CH ₂ F ₂ + CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₂ F	1,14	0,58	2,51	
R-407B	R-32/125/134a (10/70/20)	CH ₂ F ₂ + CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₂ F	1,12	0,58	2,50	

Таблица А.1 (Продолжение)

Хладагент ^а	Наименование Состав (%по массе)	Формула	Показатель изоэнтропии ^б	Критическое от- ношение давлений ^б (p_b/p_0)	Функция пока- зателя изоэнтропии ^б
R-407C	R-32/125/134a (23/25/52)	CH ₂ F ₂ + CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₂ F	1,14	0,58	2,51
R-408A	R-125/143a/22 (7/46/47)	CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₃ + CHClF ₂	1,15	0,58	2,52
R-409A	R-22/124/142b (60/25/15)	CHClF ₂ + CF ₃ CHClF+ CH ₃ CClF ₂	1,15	0,57	2,52
R-409B	R-22/124/142b (65/25/10)	CHClF ₂ + CF ₃ CHClF+ CH ₃ CClF ₂	1,16	0,57	2,53
R-410A	R-32/125 (50/50)	CH ₂ F ₂ + CF ₃ CHF ₂	1,17	0,57	2,54
R-410B	R-32/125 (45/55)	CH ₂ F ₂ + CF ₃ CHF ₂	1,17	0,57	2,53
R-412A	R-22/218/142b (70/5/25)	CHClF ₂ + C ₃ F ₈ + CClF ₂ CH ₃	1,16	0,57	2,53
R-500	R-12/152a (73,8/26,2)	CCl ₂ F ₂ + CHF ₂ CH ₃	1,12	0,58	2,49
R-501	R-12/22 (25/75)	CCl ₂ F ₂ + CHClF ₂	1,18	0,57	2,54
R-502	R-22/115 (48,8/51,2)	CHClF ₂ + CF ₃ CClF 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 ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₃	1,10	0,58	2,48
R-508A	R-23/116 (39/61)	CHF ₃ +C ₂ F ₆			
R-508B	R-23/116 (46/54)	CHF ₃ +C ₂ F ₆	1,14	0,58	2,51
R-509	R-22/218 (44/56)	CHClF ₂ +C ₃ F ₈	1,11	0,58	2,49
R-600	Бутан	C ₄ H ₁₀	1,10	0,58	2,48
R-600a	Изобутан	CH(CH ₃) ₃	1,10	0,58	2,48

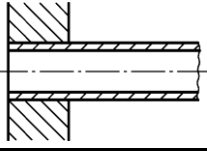
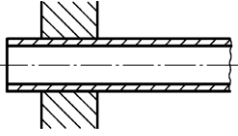
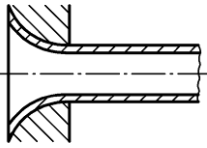
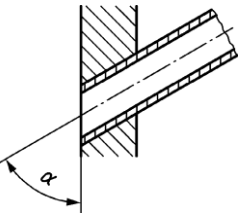
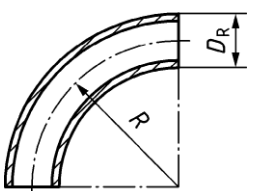
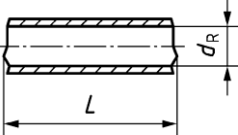
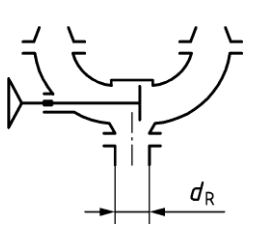
Таблица А.1 (Окончание)

Хладагент ^а	Наименование Состав (%по массе)	Формула	Показатель изоэнтропии ^б	Критическое от- ношение давлений ^б (p_b/p_0)	Функция показа- теля изоэнтропии ^б
R-611	Метилформиат	$C_2H_4O_2$	1,12	0,58	2,50
R-717	Аммиак	NH_3	1,31	0,54	2,64
R-718	Вода ^с	H_2O	1,32	0,54	2,65
R-744	Окись углерода	CO_2	1,30	0,55	2,63
R-764	Двуокись серы ^с	SO_2	1,27	0,55	2,61
R-1130	1,2-Дихлорэтилен ^д	$CHCl=CHCl$	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
^а Обозначения в соответствии с ISO 817 ^б Значения при 25 °С и 1,013 бар абсолютных ^с Значения при 100 °С и 1,013 бар абсолютных ^д Значения при 0 °С 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
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.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	$\zeta_n = \lambda \times \frac{L}{d_R}$ Стальная труба $\lambda = 0,02$
		Клапаны и клапаны - переключатели	$\zeta = 2,592 \times \left[\frac{A_R}{K_{vS}} \right]^2 \times 10^{-3}$ $A_R = \frac{\pi \times d_R^2}{4}$ 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)

Расчёт сечения потока для некипящих и кипящих жидкостей

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

$$A_C = 0,6211 \times \frac{Q_{md}}{K_{drl} \times K_v} \times \sqrt{\frac{1}{\rho \times (p_0 - p_b)}} \quad [\text{мм}^2] \quad (\text{B.1})$$

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 Расчёт сечения потока для кипящих жидкостей

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

$$Q_{md} = Q_{vap} + Q_{liq} \quad [\text{кг/ч}] \quad (\text{B.2})$$

При этом

$$Q_{vap} = x \times Q_{md} \quad [\text{кг/ч}] \quad (\text{B.3})$$

Значение x соответствует доле паровой фазы при p_c ;

$$Q_{liq} = Q_{md} - Q_{vap} \quad [\text{кг/ч}] \quad (\text{B.4})$$

$$A_{vap} = 3,469 \times \frac{Q_{vap}}{C \times K_{dr} \times K_b} \times \sqrt{\frac{v_0}{p_0}} \quad [\text{мм}^2] \quad (\text{B.5})$$

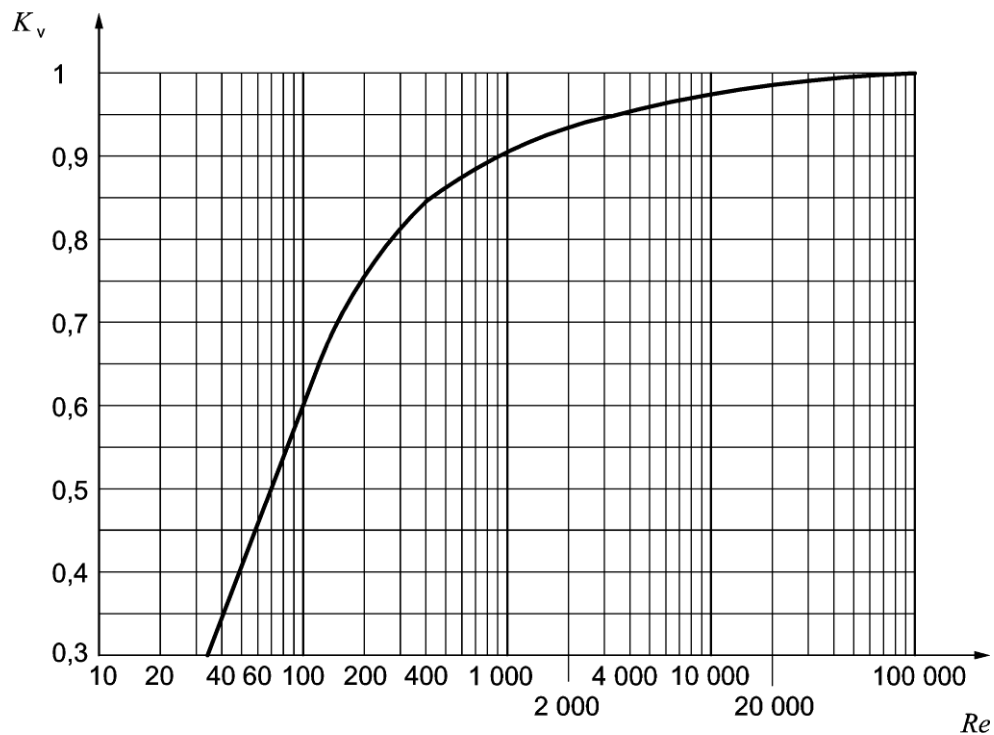
$$A_{liq} = 0,621 \times \frac{Q_{liq}}{K_{drl} \times K_v} \times \sqrt{\frac{1}{\rho \times (p_0 - p_b)}} \quad [\text{мм}^2] \quad (\text{B.6})$$

Причём для хладагентов $K_v = 1,0$

Отсюда следует, что

$$A_C = 1,2 \times [A_{vap} + A_{liq}] \quad [\text{мм}^2] \quad (\text{B.7})$$

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



Условные обозначения:

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:

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

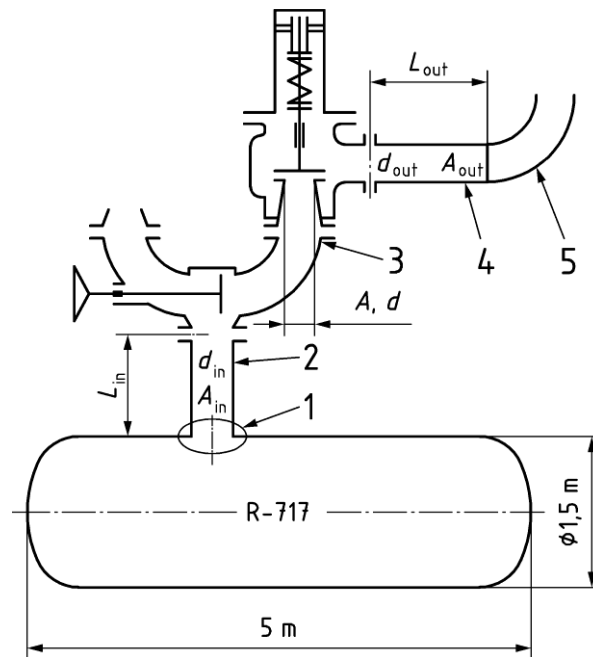
Причём

$$w_0 = 353,68 \times \frac{Q_{md}}{\rho \times d^2} \quad [м/с] \quad (B.9)$$

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)

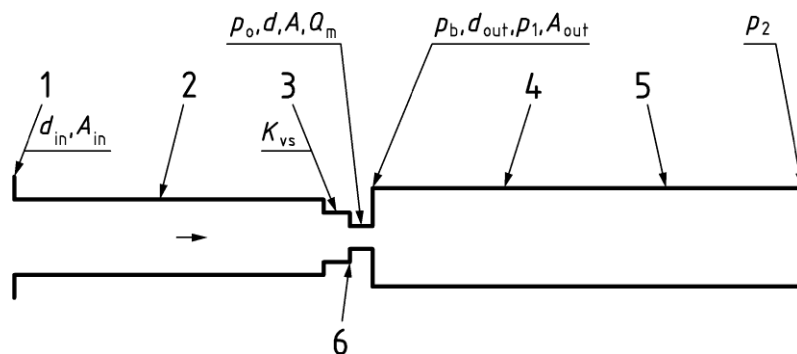
Пример расчёта размеров устройств для сброса давления с соответствующими трубопроводами



Условные обозначения

- 1 Входное соединение ёмкости
- 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 подвода, цифрами обозначены различные состояния стравливаемого вещества.



Условные обозначения

- 1 Входное соединение ёмкости
- 2 Прямая труба (линия подводки)
- 3 Клапан переключения
- 4 Прямая труба (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 расчёта

Хладагент R717

Заданное давление срабатывания $p_{set} = 20$ бар

Фактическое абсолютное давление срабатывания $p_0 = 1,1 \times p_{set} + p_{atm} = 23$ бар

Фактическое противодействие $p_b = p_{atm}$

Энтальпия пара хладагента (при 23 бар) $h_{vap} = 1\,025$ кДж/кг

Длина ёмкости 5 м

Диаметр ёмкости 1,5 м

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

Плотность теплового потока

$$\varphi = 10 \text{ кВт/м}^2$$

Внешняя поверхность ёмкости

$$A_{surf} = 2 \times \frac{1,5^2 \times \pi}{4} + 1,5 \times \pi \times 5,0 = 27,1 \text{ м}^2$$

В соответствии с уравнением 1 пункта 6.2.1:

ГОСТ EN 13136-20__

Проект RU, первая редакция

$$Q_{md} = \frac{3600 \times \varphi \times A_{surf}}{h_{vap}} \text{ [кг/ч]}$$

$$Q_{md} = \frac{3600 \times 10 \times 27,1}{1025} = 952 \text{ [кг/ч]}$$

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

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

Толщина теплоизоляции

$$s = 0,14 \text{ м}$$

Плотность теплового потока

$$\varphi_{red} = 10 \times \frac{0,04}{0,14} = 2,86 \text{ кВт/м}^2$$

Внешняя поверхность ёмкости

$$A_{surf} = 2 \times \frac{1,5^2 \times \pi}{4} + 1,5 \times \pi \times 5,0 = 27,1 \text{ м}^2$$

В соответствии с уравнением 1 пункта 6.2.1:

$$Q_{md} = \frac{3600 \times \varphi_{red} \times A_{surf}}{h_{vap}} \text{ [кг/ч]}$$

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

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

Расчёт в данном примере осуществляется на основе нормальной плотности теплового потока

$$\varphi = 10 \text{ кВт/м}^2$$

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: $v_0 = 0,0557 \text{ м}^3/\text{кг}$

Из таблицы А.3 приложения А для $p_b/p_0 = 1/23 = 0,043 \Rightarrow K_b = 1$

По каталогу производителя выбирают клапан сброса давления со следующими показателями:

$$d = 15 \text{ мм}; A = 177 \text{ мм}^2, k_{dr} = 0,41$$

Расчёт показателей срабатывания в соответствии с уравнением 15 раздела 7.2.5.2:

$$A_c = \frac{Q_{md}}{0,2883 \times C \times K_{dr} \times K_b \times \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} = 3,469 \times \frac{Q_{md}}{C \times K_{dr} \times K_b} \times \sqrt{\frac{v_0}{p_0}}$$

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

$$Q_m = 0,2883 \times C \times A \times K_{dr} \times K_b \times \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}$$

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

$$Q_m = 1\,123 \text{ кг/ч} > Q_{md}$$

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

С.5 Падение давления в линии подвода (от ёмкости до клапана сброса давления)

В соответствии с уравнением (21) раздела 7.4.3:

$$\Delta p_{in} = 0,0320 \times \left[\frac{A_c}{A_{in}} \times C \times K_{dr} \times K_b \times \right]^2 \times \zeta \times p_0 \text{ [бар]}$$

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

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

1. Вход ёмкости $\zeta_1 = 0,25$ (соединение заподлицо, скошенные грани)

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

$$L_{in} = 500 \text{ мм}$$

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

ГОСТ EN 13136-20__
Проект RU, первая редакция

$$K_{vS} = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$$

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

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

$$\frac{\Delta p_{in}}{p_0} = \frac{0,155}{23} = 0,00674 < 0,03 \text{ (см. 7.4.1.)}$$

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):

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

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

В соответствии с уравнением (24) пункта 7.4.4:

$$p_1 = \sqrt{0,064 \times \zeta \times \left[\frac{A_c}{A_{out}} \times C \times K_{dr} \times K_b \times p_0 \right]^2} + p_2^2 \quad [\text{бар}]$$

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

Трубопровод: DN 32, $d_{out} = 37,2$ мм, $A_{out} = 1086$ мм²

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

а) Прямой трубопровод:

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

б) Изгиб трубы на 90° (R = 3 D_R): $\zeta_5 = 0,25$

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

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

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

$$\Delta p_{out} = 1,796 - 1,0 = 0,796 \text{ [бар]}$$

$$\frac{\Delta p_{out}}{p_0} = \frac{0,796}{23} = 0,0346 < 0,10 \text{ (см. 7.4.1)}$$

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 расчёт основан на условии $p_b = p_2 = p_{atm}$

Если вследствие расчёта противодействия $p_b = p_2 + \Delta p_{out}$ значение K_b оказывается ограниченным (в данном случае $K_b = 1,0$), см. таблицу А.3, то при расчёте 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, приведённых в таблице ZA.1, в пределах границ области применения этого стандарта равносильно наличию соответствия основным требованиям 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

П р и м е ч а н и е – В отношении изделий, подпадающих под область применения настоящего стандарта, могут быть применены и дополнительные требования и Директивы ЕС.

Приложение ДА
(рекомендуемое)

Сведения о соответствии ссылочных международных (региональных) стандартов межгосударственным стандартам

Таблица ДА.1

Обозначение ссылочного международного (регионального) 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
<p>* Соответствующий межгосударственный стандарт отсутствует. До его утверждения рекомендуется использовать перевод на русский язык данного ссылочного международного (регионального) стандарта. Официальный перевод данного международного (регионального) стандарта находится в Федеральном информационном фонде технических регламентов и стандартов Российской Федерации</p> <p>Примечание – В настоящей таблице использовано следующее условное обозначения степени соответствия стандартов:</p> <p>- IDT – идентичные стандарты.</p>		

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

ОКС 27.080; 27.200

ОКП 36 4400; 51 5110;
51 5210; 51 5600

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

Руководитель организации - разработчика «Российский союз предприятий холодильной промышленности»

Исполнительный директор Россоюзхолодпром

Э.А. Багирян

Руководитель разработки

д.т.н., профессор

В.Б. Сапожников

Исполнители

д.т.н., профессор

В.Б. Сапожников

В.И. Смыслов

Л.Е. Титовская