



**ИСПЫТАТЕЛЬНАЯ ЛАБОРАТОРИЯ
ОБЩЕСТВА С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ ЦЕНТР
«КОНТРОЛЬ»**

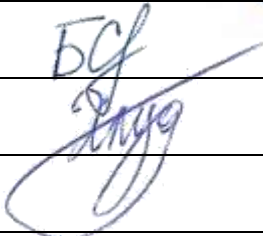
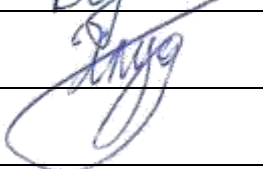
Аттестат аккредитации РОСС RU.32468.04ЛЕГ0.ИЛ.009

105118, город Москва, Ул. Буракова 27 Б.

e-mail: il.oc.kontrol@inbox.ru, тел.: +7 (932) 236-44-69

**ПРОТОКОЛ ЛАБОРАТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ
№ Д-001-02838 от 13.11.2024 г**



Утвердил Руководитель ИЛ		Богачев С. В.
Испытал		Хлудок С. К.
Количество страниц		13
Наименование образца продукции	<i>Программа «Предклапан» для расчета и выбора предохранительных клапанов версия 3.7.</i>	
Наименование и адрес заявителя	<i>Общество с ограниченной ответственностью «НТП Трубопровод». Адрес: 111141, РОССИЯ, Москва, улица Плеханова, дом 7, Антресоль помещение 1, комната 26.</i>	
Наименование и адрес изготовителя	<i>Общество с ограниченной ответственностью «НТП Трубопровод». Адрес: 111141, РОССИЯ, Москва, улица Плеханова, дом 7, Антресоль помещение 1, комната 26.</i>	
Испытания на соответствие	<i>ТР ТС 019/2011 О безопасности средств индивидуальной защиты</i>	
Дата получения образцов	<i>30.10.2024</i>	
Количество пробы/образцов	<i>3 шт.</i>	

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

Раздел	Требования / испытания	Заключение
ГОСТ 12.2.085-2017	Арматура трубопроводная. Клапаны предохранительные. Выбор и расчет пропускной способности.	
п.4.1.1	<p>Краткие характеристики и рекомендации по применению двухпозиционных ПК:</p> <ul style="list-style-type: none"> - рекомендуются для применения на сжимаемых средах, например, паре, воздухе или газе; - при достижении давления начала открытия открываются на полный ход; - обеспечивают высокую пропускную способность при работе на сжимаемых средах. <p>Основной недостаток - автоколебания ЗЭл. Возникновение автоколебаний возможно:</p> <ul style="list-style-type: none"> - в случае завышения типоразмера клапана; - в системах с переменным аварийным расходом; - при колебаниях противодействия (для неразгруженных ПК); - если время роста аварийного расхода до своего максимального значения превышает время полного открытия клапана; - если время прохождения звуковой волны по подводящему трубопроводу от клапана и обратно соизмеримо со временем открытия или закрытия клапана. <p>Не рекомендуется применять неразгруженные двухпозиционные ПК при следующих противодействиях Рп:</p> <ul style="list-style-type: none"> - $R_p \geq 0,10 \cdot R_n$ – для $R_{по} = 1,1 \cdot R_n$; - $R_p \geq 0,15 \cdot R_n$ – для $R_{по} = 1,15 \cdot R_n$. <p>Не допускается применять клапаны при противодействиях превышающих значение допустимого противодействия, указанное изготовителем в ТУ и РЭ на клапан.</p>	С
п.4.1.2	<p>Краткие характеристики и рекомендации по применению пропорциональных ПК:</p> <ul style="list-style-type: none"> - имеют пропорциональную характеристику подъема ЗЭл, т.е. подъем ЗЭл происходит равномерно, пропорционально повышению давления в системе. С подъемом ЗЭл равномерно увеличивается объем сбрасываемой среды. ПК открывается именно в такой степени, насколько это необходимо для установления рабочих параметров; - рекомендуется применять для несжимаемых сред, например, воды; - конструкция ПК не исключает возможность применения на сжимаемых средах; - при установке ПК в системы с переменным аварийным расходом не возникает автоколебаний. <p>Допустимые превышения противодействия над давлением настройки приведены в таблице Б.1.</p>	С
п.4.1.3	<p>Разгруженные ПК применяют в случаях, когда динамическое противодействие слишком высокое (в соответствии с таблицей Б.1). Влияние противодействия на качество эксплуатации клапана и его пропускную способность описано в приложении Б.</p> <p>При постоянном статическом противодействии допускается не применять разгруженный клапан. В этом случае для компенсации воздействия противодействия на давление настройки при настройке ПК на испытательном стенде следует уменьшить давление настройки в соответствии с 5.13.</p> <p>Не рекомендуется применять разгруженные ПК при противодействиях Рп, превышающих 50 % от давления начала открытия Рно.</p> <p>Не допускается применять клапаны при противодействиях превышающих значение допустимого противодействия, указанное изготовителем в ТУ и РЭ на клапан и обеспечивающего установленные соотношения между давлениями Рн,, Рно, Рпо, и Рз.</p> <p>При расчете разгруженных ПК следует учитывать влияние противодействия на пропускную способность, введением поправочного коэффициента К_w, учитывающего эффект неполного открытия ПК из-за противодействия:</p> <ul style="list-style-type: none"> - ПК, работающие на газообразных средах: <p>а) при $R_p/R_{но} \leq 0,30$ (для $R_{по} = 1,1 \cdot R_n$) и $R_p/R_{но} \leq 0,377$ (для $R_{по} = 1,15 \cdot R_n$) – коэффициент $K_w = 1,0$;</p>	С

	б) при $0,30 < P_{п}/P_{но} \leq 0,50$ (для $P_{по}=1,1 \cdot P_{н}$) и $0,377 < P_{п}/P_{но} \leq 0,50$ (для $P_{по}=1,15 \cdot P_{н}$) – коэффициент K_w в соответствии с формулами таблицы Д.1 или рисунком И.1а; - ПК, работающие на жидких средах: а) при $P_{п}/P_{но} \leq 0,15$ (для всех $P_{по}$) – коэффициент $K_w=1,0$; б) при $0,15 < P_{п}/P_{но} \leq 0,50$ (для всех $P_{по}$) – коэффициент K_w в соответствии с формулами таблицы Д.1 или рисунком И.1б.			
п.4.2	Принципиальные схемы работы некоторых конструкций ПК, которые нужно учитывать при выборе и расчете пропускной способности, приведены в приложении В.		С	
п.4.3	Перечень возможных состояний среды на входе в клапан, которые могут привести к возникновению двухфазных потоков, приведен в таблице 1.		С	
	Состояние среды на входе в клапан	Возможные случаи возникновения двухфазных потоков		Пример среды
	Жидкость	Жидкость с растворенным газом		СО ₂ /вода
		Жидкость в состоянии насыщения		Кипящая вода
		Недогретая до температуры насыщения жидкость с возможностью вскипания в ПК		Вскипающая вода
	Газ/пар	Близкий к насыщению пар (с возможной конденсацией в ПК)		Пар
Газ/жидкость	Пар/жидкость	Пар/вода		
	Не испаряющаяся жидкость и неконденсирующийся газ - газожидкостная смесь (нет фазового превращения) с десорбцией или выделением газа	Азот (воздух)/вода		
п.4.5	Последовательность расчета ПК представлена в таблице 2.		С	
	Блок-схема расчета	Цель работы (расчета)		
	Определение причин повышенного давления Определение фазового состава среды на входе в ПК Определение аварийного расхода при сборе через ПК	Анализ возможных сценариев аварийных ситуаций	НП	
		Определение: - фазового состава среды на входе в ПК при его открытии – однофазный или двухфазный состав; места и причины образования двухфазной смеси	С	
		Расчет сценария аварийной ситуации, определение минимально необходимого расхода сбрасываемого продукта и его параметров (состава, давления, температуры)	НП	
Расчет массовой скорости через ПК и расчет ПК Расчет элементов подводящей и сбросной линий	Определение типоразмера ПК: - выбор метода расчета; - определение режима течения; - расчет пропускной способности; - расчет требуемой площади седла	С		
	Расчет: - линий аварийного сброса (подводящего и отводящего трубопроводов); - динамического противодействия	С		
п.4.6	Пример соотношения давлений в защищаемом оборудовании и ПК приведен в таблице 3. Допускаются другие соотношения давлений в соответствии с примечаниями таблицы 3 при соблюдении требований 5.2-5.4.		С	
п.5.1	Для защиты оборудования применяют клапаны и их вспомогательные устройства, соответствующие требованиям ГОСТ 12.2.063. Защите ПК подлежит оборудование, в котором возможно превышение рабочего давления над расчетным: от питающего источника, химической реакции, нагрева подогревателями, солнечной радиации, в случае возникновения пожара рядом с оборудованием и т.д. Количество клапанов, их размеры и пропускную способность выбирают так, чтобы в оборудовании не могло создаваться давление, превышающее расчетное		С	

	(разрешенное) давление оборудования более чем на величину, предусмотренную НД.	
п.5.2	<p>Давление настройки, как правило, принимают не менее:</p> <ul style="list-style-type: none"> - рабочего давления; - рабочего давления при сбросе в атмосферу не токсичных и не взрывопожароопасных веществ, например, водяного пара; - давления, увеличенного по сравнению с рабочим давлением из экологических соображений и/или соображений безопасности, при сбросе в атмосферу токсичных и/или взрывопожароопасных веществ. В этом случае величину давления настройки определяют в соответствии с действующими нормативными правовыми актами, рекомендациями, или расчетами, базирующимися на теории оценки рисков. <p>В случае заранее заданной величины расчетного или разрешенного давления, давление настройки выбирают так, чтобы выполнялись требования 5.1 настоящего стандарта.</p> <p>Допускается по требованиям действующих нормативных правовых актов, требованию заказчика, или иным соображениям принимать более высокие значения давления настройки, при условии выполнения требований 5.1 настоящего стандарта.</p>	С
п.5.3	<p>Давление настройки принимают таким, чтобы давление начала открытия $R_{но}$ не превышало расчетное P (или разрешенное $P_{раз}$) давление оборудования – $R_{но} \leq P$ (или $R_{но} \leq P_{раз}$).</p> <p>Допускается увеличение давления начала открытия $R_{но}$ до $1,1 \cdot P$ (или $1,1 \cdot P_{раз}$), если расчетное P (или разрешенное $P_{раз}$) давление оборудования равно рабочему давлению P_r.</p>	С
п.5.4	<p>Давление полного открытия клапанов не должно превышать значение, рассчитанное по одной из формул:</p> <ul style="list-style-type: none"> - для R_n менее 0,3 МПа (3 бар) $R_{по} = R_n + 0,05 \text{ МПа (0,5 бар)}$; (1) - для R_n от 0,3 до 6,0 МПа (от 3 до 60 бар) $R_{по} = 1,15 \cdot R_n$; (2) - для R_n свыше 6,0 МПа (60 бар) $R_{по} = 1,1 \cdot R_n$. (3) <p>Допускается применять клапаны с другими соотношениями между давлением настройки (давлением начала открытия) и давлением полного открытия при соблюдении требований по 5.1.</p>	С
п.5.5	<p>Методики расчета пропускной способности ПК приведены в приложениях Д и Е. Площадь седла ПК, выбранного из каталога, должна быть равной или ближайшей большей к расчетной минимальной площади седла.</p>	С
п.5.9	<p>Для пожаро- и взрывоопасных веществ и веществ 1-го и 2-го классов опасности по ГОСТ 12.1.007, а также для оборудования, работающего при криогенных температурах, предусматривают систему клапанов, состоящую из рабочего и резервного клапанов, а также переключающего устройства. Рабочий и резервный клапаны должны иметь равную пропускную способность, обеспечивающую полную защиту оборудования от превышения давления свыше допустимого. Для ревизии и ремонта до клапанов (при необходимости и после них) устанавливают трехходовую арматуру (переключающее устройство), исключающую возможность одновременного закрытия обоих клапанов. Проходное сечение в узле переключения в любой ситуации должно быть не менее проходного сечения устанавливаемого клапана.</p>	С
п.5.10	<p>При эксплуатации ПК не допускается:</p> <ul style="list-style-type: none"> - установка запорной арматуры между оборудованием и клапаном, а также за клапаном; - использовать клапаны для регулирования давления в оборудовании. 	С
п.5.11	<p>В ЭД (ПС и РЭ) клапанов должны быть указаны основные технические характеристики и параметры:</p> <ul style="list-style-type: none"> - номинальный диаметр входа DN_1 и выхода DN_2; - номинальное давление входа PN_1 и выхода PN_2; - коэффициенты расхода для газов (при критическом истечении) α_1 и жидкостей α_2; 	С

	<ul style="list-style-type: none"> - площадь сечения F, к которой отнесены коэффициенты расхода; - диапазон давлений настройки; - давление настройки P_n и/или давление начала открытия $P_{но}$; - давление полного открытия $P_{по}$; - давление закрытия P_z; - противодействие P_n (указывают для неразгруженных клапанов в случае, если в качестве давления настройки P_n ($P_{но}$) указано давление в защищаемой системе, а не на стенде изготовителя) K_t; - поправочный коэффициент от температуры; - температура расчетная t, °С; - рабочая среда. 	
п.5.12	<p>В ЭД на клапан, предназначенный для эксплуатации при температурах сред значительно выше (ниже) температуры окружающей среды, изготовитель должен приводить в табличной или графической форме значения поправочного коэффициента от температуры K_t, а также значение минимальной температуры, при которой он может быть применен. Поправочный коэффициент K_t представляет собой множитель к давлению настройки P_n.</p> <p>Допускается применять следующие значения коэффициента K_t, если изготовитель не приводит их в КД (ЭД):</p> <ul style="list-style-type: none"> - $K_t=1,000$ - при температуре рабочей среды до 100°С; - $K_t=1,020$ - при температуре рабочей среды от 100°С до 250°С; - $K_t=1,025$ - при температуре рабочей среды от 250°С до 300°С. <p>Температура стенок корпуса клапана может быть не равна рабочей температуре процесса вследствие физического расположения клапана, скопления неконденсирующихся паров ниже впуска клапана, установки разрывной мембраны перед клапаном или обогрева клапана. Коэффициент K_t позволяет компенсировать колебания нагрузки пружины, вызванные температурными деформациями деталей клапана, а также изменениями физических свойств материала пружины, как при высоких, так и при низких температурах.</p>	С
п.5.13.1	При настройке ПК на испытательном стенде следует учитывать действительные рабочие условия (нагрузки) при эксплуатации клапана: влияние противодействия и/или температуры.	С
п.5.13.2	Для ПК, работающих без противодействия, при стендовых испытаниях давление настройки рассчитывают по формуле $P_n \text{ исп} = P_n * K_t$. (4)	С
п.5.13.3	Конкретный алгоритм учета противодействия и температуры при испытаниях определяет изготовитель в зависимости от конструкции клапана. Типовой алгоритм приведен в 5.13.4.	С
п.5.13.4	<p>Для ПК, работающих при постоянном статическом противодействии:</p> <ul style="list-style-type: none"> - для неразгруженных ПК давление испытаний $P_n \text{ исп}$ при стендовых испытаниях равно разности между давлением настройки P_n и статическим противодействием $P_n \text{ ст}$; - для разгруженных ПК не требуется учитывать статическое противодействие вследствие незначительности изменения силы закрытия, вызванного статическим противодействием; <p>Примечание – Поправочный коэффициент K_w, учитывающий эффект неполного открытия разгруженных ПК из-за противодействия, вводят при расчете реальной пропускной способности в соответствии с Б.3.5;</p> <ul style="list-style-type: none"> - для определения величины давления испытаний $P_n \text{ исп}$ на испытательном стенде, при необходимости, следует учитывать поправку на температуру K_t. За температуру, используемую для определения K_t, следует принимать температуру на входе в клапан во время работы на стенде изготовителя (при нормальных условиях); - алгоритм: <ul style="list-style-type: none"> а) по ЭД клапана определить поправку на влияние температуры K_t; б) рассчитать давление настройки (давление полного открытия) клапана при испытаниях $P_n \text{ исп}$ ($P_{но \text{ исп}}$) по одной из формул <ul style="list-style-type: none"> - для неразгруженных ПК $P_n \text{ исп} = (P_n - P_n \text{ ст}) * K_t$, (5) - для разгруженных ПК $P_{но \text{ исп}} = (P_{но} - P_n \text{ ст}) * K_t$; (6) 	С

	- для разгруженных ПК $R_{н \text{ исп}} = R_n \cdot K_t, (7)$ $R_{но \text{ исп}} = R_{но} \cdot K_t, (8)$	
п.5.14	Влияние противодействия на функционирование ПК и его пропускную способность рассмотрено в приложении Б.	С
п.5.15	При возникновении во время эксплуатации защищаемой системы изменяющихся противодействий, следует применять только разгруженные клапаны. В некоторых случаях допускается применять предохранительные мембраны, устанавливаемые после ПК при контроле и поддержке давления в пространстве между ПК и мембранной.	С
п.6.3	В конструкциях рычажно-грузового и пружинного клапанов предусматривают устройство для проверки исправности действия клапана в рабочем состоянии путем принудительного открытия его во время работы оборудования. Возможность принудительного открытия должна быть обеспечена при давлении, равном и более 80% давления настройки. Допускается устанавливать клапаны без приспособлений для принудительного открытия, если оно недопустимо по свойствам рабочей среды (токсичная, взрывоопасная и т.д.) или по условиям проведения рабочего процесса. В этом случае проверку клапанов проводят периодически в сроки, установленные технологическим регламентом, но не реже одного раза в 6 мес при условии исключения возможности примерзания, прикипания, полимеризации или забивания клапана рабочей средой.	С
п.6.4	Пружины клапанов защищают от недопустимого нагрева (охлаждения) и непосредственного воздействия рабочей среды, если она оказывает постоянное воздействие на материал пружины. Для этого перед клапаном могут быть установлены мембранно-предохранительные устройства.	С
п.8.1.1	Клапаны устанавливают на патрубках или трубопроводах, непосредственно присоединенных к защищаемому оборудованию.	С
п.8.1.2	При установке на одном патрубке (трубопроводе) нескольких клапанов площадь поперечного сечения патрубка (трубопровода) должна быть не менее 1,25 суммарной площади входных патрубков клапанов, установленных на нем. При определении сечения присоединительных трубопроводов длиной более 1000 мм необходимо также учитывать их сопротивление.	С
п.8.2.1	Требования к подводящим трубопроводам: - трубопроводы выполняют с уклоном по всей длине в сторону сосуда (оборудования); - внутренний диаметр и длину трубопровода рассчитывают, исходя из наибольшей пропускной способности ПК; - внутренний диаметр трубопровода должен быть не менее наибольшего внутреннего диаметра входного патрубка ПК; - при расходе среды, соответствующем максимальной пропускной способности ПК, потери давления $\Delta P_{вх}$ в трубопроводе от защищаемого оборудования до ПК не должны превышать 3% от давления настройки ($0,03 \cdot P_n$). В случае если потери давления $\Delta P_{вх}$ в подводящем трубопроводе превышают $0,03 \cdot P_n$ следует провести проверку динамической устойчивости работы ПК в системе - экспериментально либо с помощью методов инженерного анализа, а также учитывать $\Delta P_{вх}$ при расчете пропускной способности ПК.	С
п.8.2.2	Требования к отводящим трубопроводам: - внутренний диаметр трубопровода должен быть не менее наибольшего внутреннего диаметра выходного патрубка клапана. При сбросе среды через несколько ПК площадь поперечного сечения сбросного трубопровода должна быть не менее суммарной площади выходных патрубков клапанов; - внутренний диаметр и длину трубопровода рассчитывают так, чтобы при расходе среды, соответствующем максимальной пропускной способности ПК, противодействие в выходном патрубке ПК не превышало допустимого противодействия, указанного в РЭ; - учет влияния противодействия при проектировании трубопровода и расчете пропускной способности ПК - в соответствии с приложением Б и Д.9.	С
п.8.3.1	Величину динамического противодействия определяют для всех систем, независимо от конфигурации выпускного трубопровода - со сбросом напрямую	С

	в атмосферу, либо длинные разгрузочные трубопроводы.	
п.8.3.2	Величина противодействия в выходном патрубке ПК после его открытия является суммой статического $R_{п ст}$ и динамического $R_{п дин}$ противодействий. При сбросе среды статическое противодействие $R_{п ст}$ может быть переменным вследствие изменяющихся условий в системе разгрузки.	С
п.8.3.3	В заказной спецификации ПК проектировщик системы должен указывать значение противодействия.	С
Приложение А	Эквиваленты некоторых терминов, применяемые в зарубежных стандартах	С
Б.2.1	В неразгруженных ПК статическое противодействие в выходном патрубке клапана удерживает золотник в закрытом положении силой, дополняющей силу пружины. Давление настройки клапана на стенде без статического противодействия должно быть уменьшено на величину, равную статическому противодействию.	С
Б.3.3	При применении неразгруженных пружинных клапанов динамическое противодействие не должно превышать допустимого превышения противодействия над давлением настройки, указанного в таблице Б.1.	С
Б.3.4	Разгруженные ПК рекомендуется применять если: - при срабатывании клапана в сбросном трубопроводе возникает высокое динамическое противодействие; - статическое противодействие по отношению к давлению настройки (давлению начала открытия) изменяется в широком диапазоне. Рекомендуется разгруженные ПК применять при противодействиях $R_{п}$, не превышающих 50 % от давления начала открытия. В ТУ и ЭД на клапаны изготовитель должен быть указывать значение допустимого полного противодействия $R_{п}$.	С
Б.3.5.2	При предварительном расчете разгруженного пружинного ПК для определения коэффициента K_w допускается пользоваться приведенными на рисунке И.1 графиками зависимости поправочного коэффициента K_w , учитывающего эффект неполного открытия разгруженных ПК из-за противодействия, от отношения противодействия к давлению начала открытия клапана $K_w = f(R_{п}/P_{но})$, либо рассчитывать по формулам таблицы Д.1. На графиках рисунка И.1 приведены средние значения K_w , рекомендованные рядом изготовителей клапанов. Окончательный расчет пропускной способности клапана следует выполнять по значениям K_w , представленным изготовителем.	С
Б.4.1	Линия сброса и факельный коллектор должны проектировать так, чтобы динамическое противодействие для неразгруженных клапанов не превышало пределы, приведенные в таблице Б.1.	С
Б.4.3	В связи с тем, что противодействие может оказывать влияние на пропускную способность ПК, расчет размеров разгруженного клапана следует проводить в два этапа: - рассчитать клапан с использованием предварительного значения коэффициента K_w , учитывающего эффект неполного открытия ПК из-за противодействия. Коэффициент может либо равняться $K_w = 1,0$ либо может учитывать влияние предполагаемого полного противодействия; - по результатам предварительного расчета размера клапана и его пропускной способности, рассчитать линию разгрузки и размеры коллектора; - определить значение коэффициента K_w и выполнить окончательный выбор клапана; - значение противодействия следует указать при заказе ПК. Подробнее возможная итерационная процедура выбора и расчета клапана с учетом противодействия описана в Д.9.	С
Д.1	Общие положения Расчет пропускной способности ПК основывается на модели идеального сопла (штуцера). Согласно данной модели расход через клапан сначала рассчитывают для равновесного адиабатического (без теплообмена с окружающей средой) и изоэнтропного (без потерь на гидравлическое трение) течения через клапан. При этом также пренебрегают: - гидростатическими потерями на перепад высот между входным и выходным патрубками клапана;	С

	- различием скоростей среды перед входным патрубком и за выходным патрубком клапана. Затем, для учета реальных условий и влияния различных дополнительных факторов, полученное расчетное значение пропускной способности, определенное по данной модели корректируют.	
Д.2	Реальная пропускная способность предохранительного клапана G Реальную пропускную способность ПК G рассчитывают по формуле (Д.1). При установке в систему нескольких клапанов, работающих параллельно, пропускную способность клапанов суммируют.	С
Д.3	Минимальная площадь седла клапана F Минимальную площадь седла клапана F рассчитывают по формуле (Д.2)	С
Д.4	Массовая скорость G*ideal	С
Д.4.1	Массовую скорость G*ideal по модели идеального сопла (штуцера) рассчитывают одним из методов, описанных далее, в зависимости от агрегатного состояния и термодинамического поведения сбрасываемой среды.	С
Д.4.2	При расчете за давление перед клапаном принимают абсолютное давление полного открытия, равное P1 = Pпо + Pатм. На основании расчета Gав допускается принимать значение давления, большее давления P1 при условии, что клапан при этом давлении работоспособен.	С
Д.4.3	1) Критический режим течения При критическом режиме течения в седле клапана скорость потока в седле достигает скорости звука. За седлом образуется скачок уплотнения и величина G*ideal= G*ideal кр не зависит от давления за клапаном, а определяется только свойствами сбрасываемой среды и параметрами среды перед клапаном. Массовую скорость G*ideal определяют по формуле (Д.3) где Kп кр – рассчитывают методом прямого интегрирования по Е.2.2, либо по формулам таблицы Е.1. Для насыщенного водяного пара допускается использовать графики Е.9 и Е.10. 2) Докритический режим течения При докритическом режиме течения массовая скорость G*ideal зависит от давления P0 на выходе из седла: - если изготовителем клапана указано как рассчитать абсолютное давление на выходе из седла P0 по значениям давлений до P1 и после P2 клапана, то при расчете G*ideal по модели идеального сопла (штуцера) значение давления в седле следует использовать в качестве выходного давления; - если изготовитель клапана не приводит данные о расчете абсолютных давлений в седле P0, то при расчете G*ideal в качестве выходного давления следует использовать абсолютное противодавление за клапаном, равное P2 = Pп + Pатм. Погрешность при этом учитывают в значении коэффициента расхода α – в этом случае для расчета применяют значение коэффициента расхода для жидкости α2; - допускается оценивать абсолютное давление в седле по соотношению $P_0 = \frac{\alpha_2^2}{\alpha_1^2} P_2 + \left(1 - \frac{\alpha_2^2}{\alpha_1^2}\right) P_1$ и использовать его при расчете G*ideal в качестве выходного давления – в этом случае для расчета применяют значение коэффициента расхода для газа α1; - массовую скорость определяют по формуле (Д.4), где Kb < 1. Формулы для расчета Kп и Kb приведены в Е.2.2 и в таблице Е.1. При критическом режиме течения Kb = 1 и Kп = Kп кр. Поставив в формулы (Д.1) и (Д.2) выражения для расчета массовой скорости (Д.4) получим формулы для расчета пропускной способности и минимальной площади седла клапана (Д.5), (Д.6)	С
Д.5	Коэффициент расхода α, учитывающий дополнительные потери давления (на трение, местные и гидростатические) при течении через ПК Коэффициент расхода α изготовитель определяет экспериментально (либо расчетом) и указывает в ТУ (ПС) для различных сред и режимов течения. Если для рассматриваемых условий значение коэффициента расхода неизвестно, кроме случаев, когда данный стандарт предусматривает иное, следует использовать значения коэффициентов расхода, приведенные изготовителем в	С

	<p>ТУ (ПС):</p> <ul style="list-style-type: none"> - α_1 (для критического течения газа) – при критическом режиме течения через клапан; - α_2 (для течения жидкости и газа) – при докритическом режиме истечения через клапан. <p>Если при расчете G^*_{ideal} при сбросе газа в качестве выходного давления использовалось давление в седле, допускается использовать коэффициент α_1.</p>	
Д.6	<p>Коэффициент K_c, учитывающий возможное уменьшение пропускной способности ПК вследствие установки мембранно-предохранительных устройств</p> <p>Коэффициент K_c принимают исходя из условий:</p> <ul style="list-style-type: none"> - при установке устройств до или после клапана $K_c = 0,9$; - при отсутствии устройств $K_c = 1,0$. 	С
Д.7	<p>Коэффициент K_v, учитывающий уменьшение пропускной способности ПК при сбросе через него высоковязких сред вследствие дополнительных гидравлических потерь</p> <p>Коэффициент K_v рассчитывают по формуле (Д.11)</p> <p>При расчете минимальной площади седла (когда величина d_0/DN_1, используемого клапана еще неизвестна) допускается рассчитывать коэффициент K по одной из формул (Д.12), (Д.13).</p> <p>Число Рейнольдса Re рассчитывают по формуле (Д.14).</p> <p>В случае сброса двухфазной газо-жидкостной смеси ее эффективную динамическую вязкость рассчитывают по формуле (Д.15)</p> <p>При числах Рейнольдса $Re \geq 100\,000$ допускается принимать $K_v = 1,0$</p>	С
Д.8	<p>Коэффициент K_w, учитывающий эффект неполного открытия разгруженных ПК из-за противодействия</p> <p>Коэффициент K_w определяет изготовитель.</p> <p>При предварительном расчете разгруженного пружинного ПК в случае отсутствия в КД (РЭ) данных по значениям поправочного коэффициента K_w допускается для определения коэффициента K_w пользоваться графиками зависимости поправочного коэффициента от отношения противодействия к давлению начала открытия клапана $K_w = f(P_1/P_{но})$, приведенными на рисунке И.1, либо рассчитывать по формулам таблицы Д.1.</p>	С
Д.9	<p>Итерации для учета поправки на вязкость и противодействие</p> <p>При расчете пропускной способности и минимальной площади седла клапана коэффициент K_v зависит от числа Рейнольдса и, тем самым, от пропускной способности и/или площади сечения клапана, и его определяют итерационно. Кроме того, коэффициент K_w и массовая скорость G^*_{ideal} (при докритическом режиме течения) зависят от противодействия P_2, динамическая составляющая которого, в свою очередь, зависит от реальной пропускной способности клапана. Поэтому расчеты минимальной площади сечения и реальной пропускной способности клапана в системе в большинстве случаев выполняют итерационно. Итерацию выполняют до тех пор, пока изменение $K_v^{i+1} - K_v^i$ не будет меньше, чем 0,5 % от значения K_v^i, полученного на предыдущем шаге.</p>	С
Д.9.1	<p>Расчет минимальной площади седла клапана для предварительного выбора клапана допускается выполнять для противодействия P_2, не учитывающего динамическую составляющую либо с динамическим противодействием, соответствующим расходу $G_{ав}$.</p>	С
Д.9.2	<p>Определение реальной пропускной способности ПК в системе с учетом потерь в трубопроводах и оценка работоспособности системы в целом требуют итерационного расчета. При итерационном расчете последовательными приближениями находят расход G, для которого потери в отводящем трубопроводе приведут к возникновению противодействия P_2, при котором расход через клапан, рассчитанный по формуле (Д.1), равен G.</p>	С
Д.10	<p>Типы режимов течения при расчете массовой скорости по модели идеального штуцера</p> <p>Для выбора правильного метода расчета массовой скорости рекомендуется предварительно определить характер течения среды:</p> <ul style="list-style-type: none"> - агрегатное состояние среды в процессе истечения; - возможность изменения агрегатного состояния (вскипание или конденсация); 	С

	<p>- в какой именно области фазовой диаграммы среды находится соответствующий отрезок линии постоянной энтропии.</p> <p>Для определения характера течения рекомендуется использовать фазовые диаграммы сред с границами двухфазной области (кривыми кипения и конденсации) и линиями постоянной энтропии.</p> <p>Наиболее наглядно типы течений представлены на диаграмме в координатах энтропия – давление. На рисунке Д.1 представлен типичный вид данной диаграммы и основные типы течений.</p> <p>Области применения упрощенных уравнений состояния приведены на рисунке Д.2.</p> <p>Вид диаграммы «энтропия-давление», представленный на рисунке Д.1а, типичен для так называемых «регулярных» сред.</p> <p>Вид диаграммы, представленной на рисунке Д.1в, характерен для так называемых «ретроградных» сред.</p> <p>Вид диаграммы, представленной на рисунке Д.1б, представляет собой переходный вариант от «регулярных» сред к «ретроградным» с величиной $k=c_p/c_v$ близкой к 1,1. Для них характерна S-образная форма кривой конденсации (например, бутан).</p> <p>Для «регулярных» сред реализуются следующие типы режимов течений (рисунок Д.1а): Ж-Ж (жидкость–жидкость), Ж-2Ф (жидкость–двухфазная газо - жидкостная смесь), Г-Г (газ-газ), Г-2Ф (газ–двухфазная газо - жидкостная смесь), 2Ф-2Ф (двухфазная газо - жидкостная смесь–двухфазная газо-жидкостная смесь). Для «ретроградных» сред (рисунок Д.1в) дополнительно возможен режим 2Ф-Г, при котором происходит полное испарение жидкой фазы. Для этого режима течение чаще всего критическое. Также для «ретроградных» сред (рисунок Д.1в) в окрестности критической точки реализуется режим Г-2Ф-Г, с частичной конденсацией среды и последующим полным испарением. Для этого режима течение чаще всего критическое. Режим течения Ж-2Ф-Г теоретически возможен – режим, при котором в ходе течения происходит полное испарение жидкой фазы – однако реализация его практически маловероятна, поскольку критическое течение достигается, как правило, внутри двухфазной области - раньше пересечения кривой конденсации. Для «переходных» сред (рисунок Д.1б) возможен также режим течения 2Ф-Г-2Ф, при котором двухфазная смесь полностью испаряется, а затем вновь начинает конденсироваться.</p>	
Д,11	<p>Для расчета массовой скорости применяют 3 группы методов:</p> <ul style="list-style-type: none"> - универсальные методы (метод прямого интегрирования); - упрощенные аналитические методы на основе уравнений состояния, описывающих изоэнтропное расширение; - специальные методы. <p>1) Универсальный метод прямого интегрирования применим для всех случаев истечения, в особенности рекомендуется применять его, когда есть сомнения в применимости других методов. Однако, для реализации метода требуется использование термодинамических компьютерных библиотек или соответствующих термодинамических таблиц, описывающих сбрасываемую среду. Данный метод описан в разделе Е.1.</p> <p>2) Расчетные формулы упрощенных аналитических методов получают аналитическим интегрированием уравнений метода прямого интегрирования при описании зависимости плотности среды от давления при изоэнтропном расширении различными простыми уравнениями состояния. Наибольшее применение получили три уравнения состояния:</p> <ul style="list-style-type: none"> - уравнение состояния несжимаемой жидкости (Д.27) - уравнение состояния сжимаемой среды с постоянным показателем изоэнтропы (Д.28) - уравнение омега-метода (Д.29) <p>Расчет показателя изоэнтропы и параметра омега для различных случаев описан в Е.3.1.</p> <p>Уравнения данных методов и их сочетаний, а также графики соответствующих коэффициентов приведены в разделе Е.2.</p> <p>Рекомендуемые области применения методов и границы применимости в соответствии с таблицей Д.2 и для наглядности показаны на рисунке Д.2.</p>	С

	Рекомендации по области применения упрощенных аналитических методов расчета в зависимости от режима течения приведены в таблице Д.2. Специальные методы используют при расчете отдельных наиболее важных и распространенных сред. Для водяного пара такие методы описаны в разделе Е.4.	
Е.1	Метод прямого интегрирования	С
Е.1.1	Общие положения Метод прямого интегрирования является универсальным методом расчета пропускной способности, применимым при сбросе всех видов как однофазных, так и многофазных газо-жидкостных сред, а также сред, претерпевающих фазовые превращения. Метод рекомендуется применять при сбросе однофазных сред с поведением, значительно отличающимся от моделей идеальной жидкости или идеального газа, в том числе, при сбросе жидкости при очень высоких давлениях (много больше критического), при сбросе жидкости или газа с термодинамическими параметрами вблизи критической точки, при сбросе газов из сверхкритической области. Также данный метод рекомендуется применять при сбросе многокомпонентных газожидкостных сред с сильно отличающимися компонентами, при сбросе сред с ретроградной конденсацией. Описанные далее другие методы расчета для различных случаев поведения сбрасываемых сред фактически вытекают из метода прямого интегрирования с учетом описывающих данные случаи уравнений состояния.	С
Е.1.2	Расчет пропускной способности методом прямого интегрирования Из уравнения сохранения энергии при течении через идеальное сопло (штуцер) следует формула (Е.1.1). Уравнение (Е.1.1) требует только расчета плотности среды в зависимости от давления при постоянной энтропии, что позволяют многие термодинамические библиотеки, таблицы и диаграммы. Метод прямого интегрирования заключается в расчете интеграла в уравнении (Е.1.1) численными методами, с одновременным определением характера течения и верхнего предела интегрирования. Интеграл в (Е.1.1) и величину G^*_{ideal} рассчитывают как функции от P_0 , когда P_0 убывает от P_1 до P_2 (либо до значения $P_0(P_1, P_2)$, указанного изготовителем). Если величина $G^*_{ideal}(P_0)$ имеет максимумы внутри данного отрезка, то первый, ближайший к P_1 максимум, соответствует критическому давлению $P_{кр}$ и критическому режиму течения. Если же величина $G^*_{ideal}(P_0)$ монотонно возрастает на всем отрезке, то имеет место докритический режим течения. Соответственно для критического течения имеет место формула (Е.1.2), для докритического (Е.1.3). Для расчета интеграла в формулах (Е.1.1)–(Е.1.3) отрезок $[P_1, P_2]$ следует разделить на интервалы и рассчитать с использованием квадратурных формул. Рассчитывая последовательно слагаемые, добавляя их к сумме в формуле (Е.1.4), определяя значения G_{ideal} и проверяя, когда они начинают уменьшаться, за один проход определяют: - характер течения (критическое или докритическое); - критическое давление (для случая критического течения); - массовый расход G^*_{ideal} . Учитывая, что при сбросе сред с фазовыми превращениями критическое давление часто (особенно при вскипании) находится на границе фазовой диаграммы, при расчете таких случаев методом прямого интегрирования по формуле (Е.1.4), в набор точек по давлению следует включать точки пересечения изоэнтропы $s = s_1$ с границами фазовой диаграммы.	С
Е.2.1	Расчет по уравнению несжимаемой жидкости Течение несжимаемой жидкости всегда докритическое. Подставив уравнения состояния (Д.27) в формулы метода прямого интегрирования получим (Е.2.1)	С
Е.2.2	Расчет течения сжимаемой среды по уравнениям постоянного показателя изоэнтропы и омега-метода Подстановка уравнений состояния (Д.28) и (Д.29) в формулы метода прямого интегрирования и последующее аналитическое интегрирование дает формулы для расчета K_p , $\beta_{кр}$, K_p и K_b , приведенные в таблице Е.1.	С
Е.3.1.1	Расчет величин показателя изоэнтропы и параметра омега для газа и сверхкритической среды	С

	<p>Показатель изоэнтропии n, вообще говоря, не равен показателю адиабаты $k = \frac{c_p}{c_v}$. Имеет место термодинамическое соотношение (Е.3.1).</p> <p>Для расчета значений n или расчета по формуле (Е.3.1) для реального газа и сверхкритической среды следует использовать термодинамические библиотеки или таблицы.</p> <p>При $Pr < 0,7$, $Tr < 1,5$ и при $Pr < 1,0$, $Tr \geq 1,5$ допустимо использовать величину идеально-газового показателя адиабаты k вместо величины n</p>	
Е.3.2	Расчет плотности среды	С
Е.3.2.1	<p>Расчет плотности газа и сверхкритической среды</p> <p>Плотность газа при давлении $P1$ и температуре $T1$ может быть рассчитана по уравнению (Е.3.13).</p> <p>Молярная масса Mm и коэффициент сжимаемости Z могут быть определены с использованием различных термодинамических библиотек и таблиц, а также по таблицам И.1 и И.3, а также по графику рисунка И.2.</p>	С
Е.3.2.2	<p>Расчет плотности двухфазной газо-жидкостной смеси</p> <p>Плотность двухфазной смеси рассчитывают по уравнению (Е.3.14)</p>	С
Е.3.3	<p>Определение точки пересечения изоэнтропии с границей двухфазной области</p> <p>Если процесс сброса происходит с вскипанием или конденсацией, необходимо определить точки пересечения изоэнтропии с границей двухфазной области. В общем случае для этого следует использовать соответствующие термодинамические библиотеки, таблицы или фазовые диаграммы.</p>	С
Е.3.4	<p>Расчет давления насыщения среды (давления насыщенного пара)</p> <p>Для расчета давления насыщенного пара могут быть использованы соответствующие термодинамические библиотеки, описывающие кривую насыщенных паров индивидуальных веществ соответствующими уравнениями. Наиболее часто для этой цели используют уравнение Антуана (Е.3.17)</p>	С
Ж.1	<p>Температура среды может существенно изменяться в процессе сброса по ходу течения среды в ПК и в отводящем трубопроводе. Учет этих изменений важен для правильного расчета теплофизических свойств и агрегатного состояния среды, а также для правильной оценки температуры материала клапана и трубопроводов системы сброса. Температуру следует учитывать при выборе материала ПК и трубопроводов. Особенно важен правильный расчет температуры при сбросе газообразных сред, когда изменения температуры могут быть особенно значительны.</p>	С
Ж.2	<p>При расчете температур при аварийном сбросе среды тепловые процессы допускается считать адиабатическими и пренебрегать теплообменом с окружающей средой, так как систему аварийного сброса обычно хорошо теплоизолируют, а сам процесс сброса происходит быстро.</p>	С
Ж.3	<p>Расчет температуры среды на всем протяжении пути сброса выполняют одновременно с расчетом пропускной способности ПК и расчетом потерь в отводящем трубопроводе. При этом используют уравнение сохранения энергии (Ж.1), в котором не учитывают гидростатический член, практически не оказывающий влияния на температуру</p> <p>Уравнение (Ж.1) учитывает эффект Джоуля-Томсона для неидеального газа, а также охлаждение газа при ускорении. При этом, течение среды можно приближенно считать изоэнтропным только до седла ПК.</p>	С
Ж.4	<p>Температуру среды $T0$ в седле ПК (с учетом изоэнтропности течения до седла) можно приближенно рассчитать из уравнения (Ж.2).</p> <p>Для идеального газа:</p> <ul style="list-style-type: none"> - при критическом течении в ПК – уравнение (Ж.3) - при докритическом течении в ПК – уравнение (Ж.4) 	С

*С- соответствует нормативным требованиям, НП – не применимо к испытываемому ПО

ЗАКЛЮЧЕНИЕ:

Проверенные образцы соответствуют требованиям ГОСТ 12.2.085-2017 Арматура трубопроводная. Клапаны предохранительные. Выбор и расчет пропускной способности.

Ответственный:



Хлудок С.К.