

(19)



**Евразийское
патентное
ведомство**

(11) **038839**

(13) **B1**

(12) **ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ЕВРАЗИЙСКОМУ ПАТЕНТУ**

(45) Дата публикации и выдачи патента
2021.10.27

(51) Int. Cl. *F16L 23/032* (2006.01)

(21) Номер заявки
201990414

(22) Дата подачи заявки
2017.07.31

(54) **МНОГОЛЕПЕСТКОВЫЙ НАКЛОННЫЙ ЗАЖИМ И СОЕДИНИТЕЛЬ ТРУБ,
СОДЕРЖАЩИЙ ЕГО**

(31) **201610626698.7**

(56) EP-A1-2019245

(32) **2016.08.01**

CN-A-105423024

(33) CN

CN-A-102011909

(43) **2019.07.31**

CN-U-203948828

(86) **PCT/CN2017/095213**

CN-A-106439313

(87) **WO 2018/024174 2018.02.08**

KR-A-20160108699

(71)(72)(73) Заявитель, изобретатель и
патентовладелец:

ЯН ШУНЬЛИ (CN)

(74) Представитель:

Забгаева У.Г. (RU)

(57) Предложен многолепестковый наклонный зажим и соединитель труб, содержащий его. Зажим разделен на две части, лепестки зажима в каждой части соединены посредством штифтов, а штифты параллельны оси соединительной трубы. Группы соединяются с помощью шпилек, а шпильки расположены вертикально оси трубы. Каждый лепесток зажима имеет форму частичного кольцевого стержня, в котором образована дугообразная канавка. Верхняя и нижняя поверхности канавки являются симметричными частичными внутренними конусными поверхностями, а лепестки зажима соединяются, образуя прижимную цепь.

B1

038839

038839

B1

Область техники

Изобретение относится к машиностроению, в частности к зажиму и трубному соединителю, предназначенным для соединения труб в нефтехимической, химической, фармацевтической, электроэнергетической, металлургической и котлостроительной сфере.

Уровень техники

В промышленности трубопроводы обычно соединяются с помощью фланцев или фланцевых клапанов. Однако фланцы громоздки, расходуют много материала при производстве, установка трудозатратна, но не всегда существует хорошая им замена. Для трубопроводов малого диаметра ниже DN50 вместо фланцев возможно использовать муфты. По сравнению с фланцами, муфты проще в установке, имеют вес на 20-30% от веса фланца и имеют на 30-50% меньшую себестоимость. Клапаны муфтового типа требуют материалов и затрат меньше, чем у фланцевых клапанов подобного объема. Несмотря на то, что в настоящее время клапаны муфтового типа используются только для городских трубопроводов, они рано или поздно станут популярны в химической промышленности. Кольцевая уплотнительная прокладка, предлагаемая изобретателем, решила проблему уплотнения соединений, используемых в химической сфере. Обратимся к CN 203756982 U и CN 204717181 U. Для трубопроводов большого диаметра вместо фланцев могут использоваться зажимы, но в зажимах используются резиновые уплотнения, которые подходят только для соединения водопроводных труб. Поэтому зажимы применяются только в противопожарных водопроводах, пищевой и фармацевтической сфере и редко используются в других отраслях промышленности. Зажимы высокого давления, используемые в нефтяной промышленности, используют кольцевые прокладки с твердым уплотнением, которые требуют высокой точности обработки и высоких затрат на изготовление, что делает невозможным их широкое распространение.

Существующие зажимы в основном используются для соединения водопровода и состоят из зажима, фланца с длинной горловиной, шпильки и уплотнительной прокладки, как показано на фиг. 1. У существующего зажима обычно имеется максимум 2 или 3 лепестка (см. государственный стандарт). После установки внутренняя конусная поверхность лепестка зажима и внешняя конусная поверхность фланца с длинной горловиной полностью соответствуют друг другу. На фиг. 1 "b" - точка касания. Предположим, что уплотнительная прокладка является асбестовой прокладкой. Если обнаружена утечка после определенного периода использования, уплотнение необходимо затянуть. После затягивания лепесток зажима сжимается внутрь, а точка касания перемещается из точки b в точку c. В то же время диаметр внутренней конической окружности лепестка муфты на оси D-D больше, чем диаметр внешней конической окружности фланца с длинной горловиной. То же самое относится и к другим участкам. Две конические поверхности теперь неплотно прилегают друг к другу, внутренняя коническая поверхность одного лепестка зажима совпадает с внешней конической поверхностью фланца с длинной горловиной только по линии, которая находится в середине внутренней конической поверхности лепестка зажима, две стороны лепестка зажима расширяются, а два лепестка зажима имеют только две посадочные линии. Если уплотнительные прокладки или гайка не могут быть больше затянуты и при этом зажим не достигает точки b, один лепесток зажима и коническая поверхность фланца с длинной горловиной имеют две посадочные линии, которые находятся вне лепестка зажима, поскольку лепесток зажима выпуклый посередине, а выступы двух соседних лепестков зажима находятся очень близко друг к другу, то две посадочные линии являются по сути одной линией. Можно заметить, что существующая уплотнительная прокладка может быть только мягкой, а не такой, как асбестовая прокладка и спирально-навитая прокладка.

Таким образом, после того как настоящий зажим установлен, внутренняя коническая поверхность лепестка зажима совпадет с внешней конической поверхностью конической головки соединительной трубы без какого-либо смещения. Когда зажим установлен в нужном положении, лепестки зажима будут расширены, если затянуть шпильку слишком сильно. Поэтому возможно использовать только мягкие уплотнения, такие как резиновые O-образные уплотнительные кольца и резиновые C-образные уплотнительные кольца с функцией самозажима, что в значительной степени ограничивает область применения зажима.

Зажимы также используются для соединения труб высокого давления в нефтяной промышленности. В качестве уплотнения используются восьмиугольные кольца. Обхват производится путем установки зажима и прокладок для образования колец и финишных колец. Зажимы достаточно дороги и могут использоваться только для труб малого диаметра. На самом деле, в GB 150.3 "Емкости под давлением - Часть 3: Конструкция" указано, что у зажимов "уплотнительные кольца должны выполнять функцию самозажима" (стр. 281), и, таким образом, уплотнительные кольца могут быть только резиновыми O-образными уплотнительными кольцами или резиновыми C-образными уплотнительными кольцами.

Таким образом, зажимы недостаточно распространены в промышленности, а популяризируются только в противопожарных и водопроводных трубах. Уплотнительные кольца представляют собой резиновые C-образные кольца. Однако большинство жидкостей, транспортируемых по трубам в химической промышленности, являются при высокой температуре легковоспламеняющимися и взрывоопасными средами. В таком случае резиновые уплотнения не могут использоваться, и поэтому существующие зажимы не могут применяться в химической промышленности.

Сущность изобретения

На основе традиционного зажима изобретение направлено на то, чтобы предложить улучшенный зажим и трубный соединитель: многолепестковый наклонный зажим и трубный соединитель для многолепесткового наклонного зажима, называемые наклонным зажимом и соединителем для краткости. Поверхности соединения между лепестками зажима и конической головкой соединительной трубы представляют собой наклонные плоскости, где уплотнительные прокладки могут быть асбестовыми прокладками, спирально-навитыми прокладками и металлическими кольцами. Зажим и соединитель могут использоваться для соединения труб низкого или среднего/высокого давления или труб с легковоспламеняющимися и взрывоопасными средами вместо фланцев более DN50.

В изобретении используется следующая техническая схема: многолепестковый наклонный зажим состоит из двух частей, лепестки зажима в каждой части соединены посредством штифтов, а штифты параллельны оси соединительной трубы. Данные части соединены шпильками, а шпильки расположены вертикально оси соединительной трубы. Каждый лепесток зажима имеет форму частичного кольцевого стержня, в котором образована дугообразная канавка. Верхняя и нижняя поверхность дугообразной канавки являются симметричными частичными внутренними конусными поверхностями, а лепестки зажима соединяются для образования прижимной цепи.

Угол конусности частичной внутренней конусной поверхности лепестка зажима, т.е. внутренний угол между нормальным направлением частичной внутренней конусной поверхности и осевым направлением прижимной цепи, составляет $\alpha=5\sim 80^\circ$, предпочтительно $10\sim 20^\circ$. Число лепестков зажима N является четным числом, которое предпочтительно не превышает числа шпилек фланцев с одинаковым диаметром, например 4, 6, 8, 10, 12 или 18 лепестков.

Частичная внутренняя конусная поверхность каждого лепестка зажима является выпуклой в середине, образуя трапецевидную плоскость, параллельную частичной внутренней конусной поверхности, т.е. угол наклона трапецевидной плоскости равен углу конусности частичной внутренней конусной поверхности.

Сумма углов трапеции γ , образованных продолжением двух сторон трапецевидной плоскости каждого лепестка зажима к центру окружности прижимной цепи, составляет $\Gamma=40\sim 330^\circ$, предпочтительно $180\sim 300^\circ$, а угол трапеции одного лепестка зажима составляет $\gamma=\Gamma/N$.

Изобретение также предлагает соединительную трубу, соответствующую вышеупомянутому зажиму, которая называется фланцем с длинной горловиной в традиционном зажиме. Один конец соединительной трубы представляет собой приемную сторону трубы, другой ее конец представляет собой выпуклую коническую головку, приемная сторона трубы приварена к трубе, с которой должна быть соединена, или соединяется с ней сквозной резьбой. Внешний угол конусности выпуклой конической головки равен внутреннему углу конусности лепестка зажима, а множество вогнутых трапецевидных наклонных плоскостей, параллельных внешней конусной поверхности выпуклой конической головки, образовано на внешней конусной поверхности посредством токарного инструмента. Сумма трапецевидных углов, образованных продолжением двух сторон трапецевидной наклонной плоскости на конической головке соединительной трубы к центру окружности соединительной трубы, составляет $B=20\sim 180^\circ$, предпочтительно $90\sim 120^\circ$, а соотношение трапецевидного угла лепестка зажима к трапецевидному углу соединительной трубы составляет $\gamma/\beta \geq 1,1$, предпочтительно $\gamma/\beta \geq 2$.

Нижняя поверхность конической головки соединительной трубы представляет собой герметичную поверхность с прокладкой принудительного уплотнения, такой как асбестовая прокладка, спирально-навитая прокладка и металлическое кольцо, причем герметичная поверхность может быть плоскостью, вогнуто-выпуклой поверхностью, поверхностью канавки, поверхностью кольцевой канавки или внутренней поверхностью канавки треугольного кольца. Также возможно использование прокладки с мягким уплотнением, например резинового O-образного уплотнительного кольца и резинового C-образного уплотнительного кольца с функцией самозажима.

Упомянутая выше прижимная цепь и соединительная труба объединяются, формируя новый трубный соединитель: трубный соединитель для многолепесткового наклонного зажима, который для краткости называется соединителем зажима. Пара, состоящая из прижимной цепи и нескольких (двух) соединительных труб, образует соединитель зажима, между коническими головками двух соединительных труб предусмотрена уплотнительная прокладка, две соединительных шпильки зажима затянуты, а приемные стороны двух соединительных труб соответственно приварены к трубам с двух сторон, чтобы завершить установку соединителя.

Преимущества: соединитель, предлагаемый в настоящем изобретении, может быть использован для соединения трубы DN15~3000, предпочтительно DN50~700. Рабочее давление варьируется от низкого до высокого. Рабочая температура варьируется от минусовой до высокой. Зажим изготовлен из оцинкованной углеродистой стали, черной углеродистой стали, фосфатированной углеродистой стали, никелированной углеродистой стали или нержавеющей стали. Соединительная труба изготовлена из углеродистой стали, нержавеющей стали или другого материала. Зажим и соединительная труба изготавливаются путемковки и механической обработки заготовок и в основном используются в химической промышленно-

сти. Зажим и соединительная труба также могут быть отлиты, если они используются для городского соединения труб.

Соединитель, предлагаемый в соответствии с настоящим изобретением, имеет вес на 20-30% меньше веса пары фланцев, за исключением прямого участка соединительной трубы. Вес соединительной трубы составляет 2,5~6% от веса пары фланцев, за исключением прямого участка. Соединитель зажима легко изготавливается с небольшими требованиями по размерам, за исключением угла конусности. После того как такой соединитель поступает в продажу, у соединителя зажима из углеродистой стали низкого давления снижается стоимость в половину от стоимости фланца, а соединитель зажима среднего/высокого давления является более выгодным по цене. Стоимость соединителя зажима из нержавеющей стали составляет 20~30% от цены фланца из нержавеющей стали. Такой соединитель может использоваться для изготовления клапанов. Фланцы с двух сторон клапана заменяются соединительной трубой, которая соединяется с трубой с помощью соединителя зажима, что значительно снижает стоимость изготовления и цену клапана. Популяризация соединителя зажима в соответствии с настоящим изобретением приведет к революции в области промышленной трубопроводной арматуры и в области трубных соединений и будет иметь большое значение для развития современной промышленности и народного хозяйства.

Краткое описание фигур

На фиг. 1 показан традиционный зажим, где А - схема установки традиционного зажима, а В - частично увеличенная схема А.

Фиг. 2 представляет собой вид в перспективе зажима, где А - принципиальная схема устья зажима; В - принципиальная схема выступа зажима, а С - схема сборки.

Фиг. 3 - вид в перспективе узла зажима, где А - принципиальная схема соединительной трубы; В - принципиальная схема устья зажима; С - принципиальная схема выступа зажима.

Фиг. 4 - вид в разрезе соединения зажима, где 1 - принципиальная схема соединительной трубы; 2 - принципиальная схема уплотнительной прокладки; 3 - принципиальная схема зажима; и 4 - принципиальная схема нижней соединительной трубы.

Фиг. 5 - принципиальная схема соединительной трубы, где А и В - вертикальный вид в разрезе и вид сверху верхней соединительной трубы; С - частично увеличенная схема В; а D и Е - вид снизу и вертикальный вид в разрезе нижней соединительной трубы.

Фиг. 6 представляет собой принципиальную схему зажима с четырьмя лепестками, где А - вертикальный вид в разрезе зажима с четырьмя лепестками; а В - частично увеличенный вид сверху А; С и D - виды в разрезе вдоль А-А в А, показывающие левую и правую части А; Е - вид в разрезе вдоль С-С в С; F - вид в разрезе вдоль D-D в С; G - вид в разрезе вдоль Е-Е в D; а H - вид в разрезе вдоль F-F в D.

Фиг. 7 представляет собой принципиальную схему зажима с шестью лепестками, где А - вертикальный вид в разрезе зажима с шестью лепестками; а В - частично увеличенный вид сверху А; С и D - виды в разрезе левой и правой частей, верхней и нижней частей в А; Е - вид в разрезе вдоль В-В в С; а F - вид в разрезе вдоль С-С в D.

Подробное описание вариантов осуществления

1. Конструкция.

Перед описанием устройство и его компоненты спроектированы так, как показано на фиг. 2-7.

В соответствии с настоящим изобретением зажим делится по меньшей мере на четыре лепестка, а соединение конической поверхности традиционного зажима заменяется соединением наклонной плоскости. Зажим называется многолепестковым наклонным зажимом, кратко наклонным зажимом. Традиционный зажим назовем коническим зажимом. Часть трубного соединителя, сваренного с трубой, в существующих стандартах и литературе называется фланцем с длинным горлышком, а здесь назовем ее соединительной трубой. Конец соединительной трубы, соединенный с трубой, называется сваренным встык концом, а другой конец, соединенный с муфтой, называется конической головкой.

Трубный соединитель состоит из четырех частей: зажима, соединительной трубы, шпилек и штифтов, причем зажим и соединительная труба являются основными частями, а шпильки и штифты являются соединительными частями (аксессуарами). Зажим содержит две части: граничный зажим и средний зажим. Граничный зажим делится на устье зажима и выступ зажима, а устье зажима, выступ зажима и средний зажим также называются одиночными зажимами. Число лепестков зажима кратно 2 (четное число), которое равно по меньшей мере 4. Фиг. 2 и 3 - трехмерная схема и трехмерная проекционная схема трубного соединителя четырехлепесткового зажима, на которой показано устье зажима, на В показан выступ зажима, а С - схема сборки. Узел трубного соединителя зажима назовем соединением зажима для краткости. На одном конце каждого из граничных зажимов (А и В) сформирован лепесток, на другом конце устья зажима (А) сформирован штифт, а на другом конце выступа зажима (В) сформировано ушко штифта. В четырехлепестковом зажиме одно устье зажима и один выступ зажима соединены с помощью штифта, образуя группу зажимов, две группы зажимов соединяются с помощью шпильки, образуя цельную конструкцию, которая называется здесь прижимной цепью. Прижимная цепь и соединительная труба образуют соединение зажимом.

Фиг. 7 представляет собой зажим с шестью лепестками, который делится на две части, каждая из которых состоит из трех лепестков. Устье зажима и выступ зажима находятся на двух сторонах каждой

группы, а средний зажим находится в середине каждой группы. Штифт находится на одном конце среднего зажима, ушко штифта - на другом его конце, а средний зажим присоединяется в ушко с помощью штифта. Прижимная цепь, образованная зажимом по меньшей мере с шестью лепестками, состоит из трех типов одинарных зажимов: устьев зажимов, выступов зажимов и средних зажимов. Зажим изготавливается только с использованием трех типов заготовок.

Пара из прижимной цепи и нескольких (двух) соединительных труб образуют комплект трубного соединителя. Конические нижние плоскости двух соединительных труб представляют собой уплотняющие поверхности; уплотняющие поверхности и уплотняющие прокладки могут быть разных типов. Приемные стороны двух соединительных труб соответственно приварены к трубам с двух сторон или соединяются сквозной резьбой.

Прижимная цепь изготовлена из металла, такого как углеродистая сталь и нержавеющая сталь, и изготавливается путемковки и механической обработки заготовок. Прижимная цепь устойчива к высокой температуре и высокому давлению и может использоваться в легковоспламеняющихся и взрывоопасных средах.

Трубный соединитель зажима может использоваться для соединения клапана, то есть фланец на традиционном соединенном фланце клапана заменяется соединительной трубой, а клапан соединяется с трубой с помощью прижимной цепи.

Трубный соединитель зажима имеет прокладку с принудительным уплотнением, размеры которой соответствуют проектным стандартам химического и нефтехимического машиностроения и используется для соединения труб и оборудования с легковоспламеняющимися и взрывоопасными средами/средами высокого давления.

Зажим также может быть изготовлен ковкой. Приемные стороны соединительных труб привариваются к трубам или соединяются сквозной резьбой. Прокладка представляет собой прокладку с принудительным уплотнением или прокладку с мягким уплотнением. Зажим используется для соединения городских труб низкого давления с негорючими средами.

Трубный соединитель зажима (соединение зажимом) имеет диаметр соединительной трубы DN15~3000, предпочтительно DN50~700.

2. Определения.

Соединение зажимом является новым устройством, которое в основном используется в химической, нефтяной промышленности, производстве электроэнергии, плавильной и других промышленных областях вместо фланца большого диаметра свыше DN50. Соединение зажимом должно быть спроектировано в соответствии с требованиями государственных стандартов для емкостей под давлением и металлических промышленных трубопроводов. Перед выводом формулы все элементы имеют обозначения и символы, как показано на прилагаемых чертежах:

b - эффективная ширина прокладки уплотнения;

C_1 - отрицательное отклонение толщины стенки трубы привариваемого торца соединительной трубы, $C_1=12.5\%$;

C_{Dn} - длина изгиба, образованного наклонной плоскостью конической головки соединительной трубы по вписанной окружности D_n , при диаметре окружности D_n+2v_D ;

C_{Dw} - длина изгиба, образованного наклонной плоскостью конической головки соединительной трубы по описанной окружности D_w ;

C_{En} - длина изгиба, образованного наклонной плоскостью зажима по вписанной окружности D_n , при диаметре окружности D_n+2v_E ;

C_{Ew} - длина изгиба, образованного наклонной плоскостью зажима по описанной окружности D_w ;

D_i - внутренний диаметр привариваемого торца соединительной трубы;

D_o - внешний диаметр привариваемого торца соединительной трубы;

D_1 - диаметр окружности, образованной пересечением переходной дуги между соединительной трубой и конической поверхностью, $D_1=D_o+2r_1(1-\sin\alpha)$;

D_n - диаметр вписанной окружности, то есть диаметр в точке касания конической головки соединительной трубы, он же диаметр прижимной цепи;

D_w - диаметр описанной окружности, то есть диаметр дна конической головки соединительной трубы;

D_G - эффективный диаметр поверхности уплотнения;

d_1 - минимальный диаметр поперечного сечения штифта;

d_2 - диаметр отверстия под шпильку;

d_3 - диаметр штифта;

d_4 - диаметр отверстия под штифт;

d_5 - внешний диаметр ушка;

E_i - внутренний диаметр зажима;

E_o - внешний диаметр зажима;

f_n - высота прямого участка отверстия зажима, то есть толщина зажима во внутренней точке касания;

f_w - толщина в точке касания зажима, то есть толщина зажима во внешней точке касания;

g_D - расстояние между конической поверхностью и наклонной плоскостью конической головки со-

единительной трубы;

g_E - расстояние между конической поверхностью и наклонной плоскостью зажима;

Δg - расстояние между наклонной плоскостью конической головки соединительной трубы и наклонной плоскостью зажима после сборки соединения;

h_n - толщина в точке касания конической головки соединительной трубы, то есть толщина конической головки соединительной трубы во внутренней точке касания;

h_w - высота сечения штифта конической головки соединительной трубы, то есть толщина конической головки соединительной трубы во внешней точке касания;

L_a - длина плеча момента лепестка;

L_w - ширина лепестка;

L_n - толщина лепестка;

m - безразмерный коэффициент уплотнения;

N - количество лепестков зажима;

n_b - коэффициент запаса прочности на растяжение материала;

n_s - коэффициент разрушаемости материала;

PN - номинальное давление, то есть макс. расчетное рабочее давление (bar);

p - внутреннее давление (МПа), $p=(PN+1)/10$;

r_1 - радиус переходной дуги между соединительной трубой и конической поверхностью;

r_2 - радиус внутренней обработанной переходной дуги, то есть внутренняя фаска, составляющая 1~2 мм;

r_3 - радиус внешней обработанной переходной дуги, то есть внешняя фаска, составляющая 0,5~1 мм;

u_1 - высота ушка; u_2 - высота устья;

v_D - высота изгиба, образованного наклонной плоскостью конической головки соединительной трубы по описанной окружности;

v_E - высота изгиба, образованного наклонной плоскостью зажима по вписанной окружности;

y - удельное давление уплотнения прокладки (МПа);

α - угол конусности или угол наклона, то есть внутренний угол между конической поверхностью и дном конуса, и внутренний угол между нормальным направлением конической поверхности и осью конической поверхности, включая угол конусности между внешней конической поверхностью соединенной приемной стороны трубы и внутренней конической поверхностью зажима, и внутренний угол между наклонной плоскостью соединительной трубы и осевым поперечным сечением, а также внутренний угол между наклонной плоскостью зажима и осевым поперечным сечением, причем эти четыре угла равны друг другу;

V - сумма N трапециевидных углов конической головки соединительной трубы;

β_w - трапециевидный угол соединительной трубы, то есть трапециевидный угол, образованный продолжением двух сторон трапециевидной наклонной плоскости конической головки соединительной трубы к центру окружности соединительной трубы, с описанной окружностью D_w в качестве базы и $\beta=V/N$;

β_n - трапециевидный угол соединительной трубы, с вписанной окружностью D_n в качестве базы;

Γ - сумма трапециевидных углов N одиночных зажимов прижимной цепи;

γ_n - трапециевидный угол зажима, образованный продолжением двух сторон трапециевидной наклонной плоскости одиночного зажима к центру окружности прижимной цепи, с вписанной окружностью D_n в качестве базы и $\gamma=F/N$;

γ_w - трапециевидный угол зажима, с описанной окружностью D_w в качестве базы;

δ_D - толщина стенки привариваемого торца соединительной трубы;

δ_E - толщина стенки цилиндрического сечения зажима;

ΔC - запас длины изгиба, т.е. разница в длине между длиной изгиба наклонной плоскости зажима и длиной изгиба наклонной плоскости конической головки соединительной трубы на одной и той же окружности после установки, а также разница в длине с каждой стороны;

ΔL - расстояние соединения зажима, то есть расстояние между кромкой отверстия прижимной цепи и нижней линией на наклонной плоскости конической головки соединительной трубы;

μ - угол трения, то есть сталь-сталь $\mu=5\sim 8^\circ$, а именно $\mu_1=5^\circ$ от мин. и $\mu_2=8^\circ$ до макс.;

σ_{b1} - предел прочности материала соединительной трубы (МПа);

σ_{b2} - предел прочности материала зажима (МПа);

σ_{s3} - предел текучести материала шпильки и материала штифта (МПа);

$[\sigma]_{b1}$ - допустимое значение механического напряжения материала соединительной трубы (МПа);

$[\sigma]_{b2}$ - допустимое значение механического напряжения материала зажима (МПа);

$[\sigma]_{s3}$ - допустимое значение механического напряжения материала шпильки и материала штифта (МПа);

φ - коэффициент износа, который можно принять равным 0,8; на стыковом торце соединительной трубы выполнена сварочная фаска;

ω - отношение длины изгиба к длине изгиба наклонной плоскости зажима и наклонной плоскости конической головки соединительной трубы на одной и той же окружности.

3. Соответствующие размеры.

(1) Трапецеидальный угол.

Трапецеидальный угол - это краткая форма трапецеидального угла, образованного путем продолжения двух сторон трапецевидной наклонной плоскости к центру окружности. Фактически две стороны наклонной плоскости - это не прямые линии, а приблизительно прямые. Площадь наклонной плоскости соединительной трубы задается равной 1/4 от общей площади наружного конуса соединительной трубы, а именно сумма трапецеидальных углов соединительной трубы $\beta=90^\circ$. С учетом диаметра D_w сечения цилиндра конической головки соединительной трубы в качестве базы внутренний угол одиночной наклонной плоскости на конической головке соединительной трубы рассчитывается по следующей формуле:

$$\beta_w = \frac{90}{N} \quad (3-1)$$

Конструкция гарантирует, что контактная поверхность соединения зажима (наклонная плоскость зажима и соединительной трубы) намного больше, чем контактная поверхность фланцевого соединения (между фланцем и шпилькой), избегая деформации фланца и коррекции номинальной ширины прокладки b_0 , а именно $b=b_0$.

Сумма трапецеидальных углов зажима обозначается Γ . Путем сравнения между различными проектными предложениями, сумма Γ предпочтительно составляет $180\sim 300^\circ$. С учетом диаметра отверстия зажима D_n , внутренний угол наклонной плоскости каждого зажима рассчитывается по следующей формуле:

$$\gamma_n = \frac{\Gamma}{N} \quad (3-2)$$

Принимая во внимание допуск, погрешность обработки и смещения при установке, для гарантии, что наклонная плоскость зажима будет полностью совпадать с наклонной плоскостью соединительной трубы, предпочтительно, чтобы $\gamma/\beta \geq 2$.

(2) Расстояние между наклонной плоскостью и конической поверхностью.

Как показано на фиг. 5, высота изгиба v_D , образованного наклонной плоскостью конической головки соединительной трубы по описанной окружности D_w , рассчитывается по следующей формуле:

$$v_D = \frac{D_w}{2} \left(1 - \cos \frac{\beta_w}{2} \right) \quad (3-3)$$

Расстояние g_D между наклонной плоскостью и конической поверхностью конической головки соединительной трубы рассчитывается по следующей формуле:

$$g_D = \frac{D_w}{2} \left(1 - \cos \frac{\beta_w}{2} \right) \tan \alpha \quad (3-4)$$

Как показано на фиг. 6, высота изгиба v_E , образованного наклонной плоскостью зажима по вписанной окружности D_n , рассчитывается по следующей формуле:

$$v_E = \frac{D_n}{2} \left(1 - \cos \frac{\gamma_n}{2} \right) \quad (3-5)$$

Расстояние g_E между конической поверхностью и наклонной плоскостью зажима рассчитывается по следующей формуле:

$$g_E = \frac{D_n}{2} \left(1 - \cos \frac{\gamma_n}{2} \right) \tan \alpha \quad (3-6)$$

После сборки соединения, расстояние Δg между наклонной плоскостью конической головки соединительной трубы и наклонной плоскостью зажима рассчитывается по следующей формуле:

$$\Delta g = g_E - g_D \quad (3-7)$$

Конструкция требует, чтобы Δg был как можно большим и не ниже 0,7 мм; а именно, две конические поверхности имеют, возможно, наибольшее расстояние.

Поскольку наклонная плоскость параллельна конической поверхности, g_D одинаково во всех положениях, v_D также одинакова во всех положениях. Можно отобразить проекцию кривой сторон трапецевидной наклонной плоскости, которая похожа на прямую линию.

(3) Соотношение длины изгиба.

Как показано на фиг. 5, высота изгиба C_{Dw} , образованная наклонной плоскостью конической головки соединительной трубы по описанной окружности D_w (нижняя окружность конуса), рассчитывается по следующей формуле:

$$C_{Dw} = D_w \sin \frac{\beta_w}{2} \quad (3-8)$$

Поскольку наклонная плоскость параллельна конической поверхности, g_D одинаково во всех поло-

жениях, v_D также одинакова во всех положениях. Можно определить, что трапецидальный угол β_n конической головки соединительной трубы по вписанной окружности D_n (окружность отверстия прижимной цепи) рассчитывается по следующей формуле:

$$\beta_n = 2 \cos^{-1} \left[1 - \frac{D_w}{D_n + 2v_D} \left(1 - \cos \frac{\beta_w}{2} \right) \right] \quad (3-9)$$

Длина изгиба C_{Dn} , образованного наклонной плоскостью конической головки соединительной трубы по вписанной окружности, рассчитывается по следующей формуле:

$$C_{Dn} = (D_n + 2v_D) \sin \frac{\beta_n}{2} \quad (3-10)$$

Подобным образом длина изгиба C_{En} образованного наклонной плоскостью зажима по вписанной окружности, рассчитывается по следующей формуле:

$$C_{En} = (D_n + 2v_E) \sin \frac{\gamma_n}{2} \quad (3-11)$$

Трапецидальный угол γ_w зажима по описанной окружности рассчитывается по следующей формуле:

$$\gamma_w = 2 \cos^{-1} \left[1 - \frac{D_n + 2v_E}{D_w} \left(1 - \cos \frac{\gamma_n}{2} \right) \right] \quad (3-12)$$

Длина изгиба C_{Ew} , образованного наклонной плоскостью зажима по описанной окружности, рассчитывается по следующей формуле:

$$C_{Ew} = D_w \sin \frac{\gamma_w}{2} \quad (3-13)$$

Соотношения длины изгиба зажима к конической головке соединительной трубы по вписанной и описанной окружностям соответственно рассчитываются по следующим формулам:

$$\omega_n = \frac{C_{En}}{C_{Dn}} \quad (3-14)$$

$$\omega_w = \frac{C_{Ew}}{C_{Dw}} \quad (3-15)$$

Запас длины изгиба зажима и конической головки соединительной трубы по вписанной и описанной окружностям соответственно рассчитываются по следующим формулам:

$$\Delta C_n = \frac{C_{En} - C_{Dn}}{2} \quad (3-16)$$

$$\Delta C_w = \frac{C_{Ew} - C_{Dw}}{2} \quad (3-17)$$

Отношение длины изгиба ω и запас длины изгиба ΔC отражают надежность соединения наклонной плоскости зажима и наклонной плоскости конической головки соединительной трубы. Для соединения зажимом с диаметром не менее DN50 конструкция требует $\omega \geq 2$ и $\Delta C \geq 10$ мм. Отношение длины изгиба ω зажима к соединительной трубе очень похоже на отношение трапецидальных углов, то есть $\omega \approx \gamma / \beta \geq 2$.

(4) Расстояние до соединения.

Диаметром окружности в точке касания по центральной линии наклонной плоскости конической головки соединительной трубы является D_n , и диаметром отверстия зажима также является D_n . Диаметр окружности, образованной пересечением переходной дуги r_1 между наружным диаметром соединительной трубы и конической поверхностью, является D_1 , а верхняя линия трапеции на наклонной плоскости конической головки соединительной трубы пересекается с окружностью D_1 . Расстояние между кромкой отверстия (окружность D_n) прижимной цепи и верхней линией (окружность D_1) трапеции на наклонной плоскости конической головки соединительной трубы называется расстоянием соединения зажима ΔL . Его можно получить из фиг. 5 таким образом:

$$\Delta L = \frac{D_n - D_1}{2} - v_D \quad (3-18)$$

Согласно конструкции $\Delta L = 4 \sim 6$ мм; ΔL должно быть больше для соединения зажимом большого диаметра.

4. Расчет механических напряжений.

Следующие расчетные формулы в основном относятся к типовым в государственном стандарте GB 150-2011 "Емкости под давлением", государственном стандарте GB 150.1-4-2.11 "Емкости под давлением", государственном стандарте GB 50316-2000 "Нормы проектирования промышленных металлических трубопроводов" и государственном стандарте химической промышленности HG/T 20582-2.11 "Спецификация расчета прочности стальных химических емкостей".

4.1 Осевая нагрузка.

(1) Напряжение F_i , действующее внутренним давлением на аксиальный поперечный разрез соединительной трубы, рассчитывается по формулам:

$$F_i = 2 \times \frac{\pi}{4} D_i^2 p$$

$$F_i = \frac{\pi}{2} D_i^2 p \quad (4-1)$$

(2) Осевое напряжение F_G , действующее внутренним давлением на зажим и коническую головку соединительной трубы, рассчитывается по следующей формуле:

$$F_G = \frac{\pi}{2} D_G^2 p \quad (4-2)$$

(3) Осевая сила предварительного натяжения F_m прокладки рассчитывается по следующей формуле:

$$F_m = \pi D_G b y \quad (4-3)$$

При использовании самозажимной прокладки $F_m=0$.

В формуле $b=b_0$, поскольку на конической головке соединительной трубы прижимной цепи не происходит перекоса фланца.

(4) Общее осевое напряжение зажима в рабочем состоянии.

Стандарты разных стран для емкостей под давлением основаны на результатах исследований, достигнутых в 1940-х годах, в которых напряжение от давления на уплотняющую поверхность в рабочем состоянии считается в 2m раз больше расчетного давления p, а именно:

$$F_p = 2\pi D_G b m p \quad (4-4)$$

где m - коэффициент уплотнения, который определяется в соответствии с материалом, типом и размером прокладки. При использовании самозажимной прокладки $F_p=0$.

Осевая растягивающая сила F_t в рабочем состоянии представляет собой сумму осевой силы F_G , создаваемой давлением среды, и осевой силы F_p , создаваемой напряжением давления уплотнения, необходимым в рабочем состоянии прокладки, и может быть выражена как:

$$F_t = F_G + F_p = \frac{\pi}{2} D_G^2 p + 2\pi D_G b m p;$$

$$F_t = \frac{\pi}{2} D_G p (D_G + 4b m) \quad (4-5)$$

4.2 Радиальные нагрузки.

(1) Внутреннее радиальное давление F_{Dj} , создаваемое при предварительном натяжении прокладки, выражается как:

$$F_{mj} = \pi D_G b y \tan(\alpha + \mu_2) \quad (4-6)$$

(2) Общее внешнее радиальное давление F_{tj} на зажиме в рабочем состоянии выражается как:

$$F_{tj} = \frac{\pi}{2} D_G p (D_G + 4b m) \tan(\alpha - \mu_1) \quad (4-7)$$

Коэффициент трения сталь-сталь $f=0,1\sim 1,5$, а угол трения $\mu=\tan^{-1}f=5,71\sim 8,53^\circ \approx 5\sim 8^\circ$. Для гарантии достоверного результата расчета максимальное значение $\mu_2=8^\circ$ используется во время предварительного затягивания, а минимальное значение $\mu_1=5^\circ$ используется в рабочем состоянии; то есть значение механического напряжения является максимально возможным.

4.3 Нагрузки на шпильку и штифт.

На любом радиальном поперечном сечении зажима полное напряжение в обе стороны равно $\frac{2}{\pi}$ раза от радиального давления. Напряжение на двух противоположных шпильках зажима (общая нагрузка на шпильку) может быть рассчитано соответственно и равно общей нагрузке на две противоположные пары штифтов зажима.

(1) Общая нагрузка на шпильку F_{mM} в состоянии предварительного затягивания:

$$F_{mM} = 2D_G b y \tan(\alpha + \mu_2) \quad (4-8)$$

(2) Общая нагрузка на шпильку F_{tM} в рабочем состоянии:

$$F_{tM} = D_G p (D_G + 4b m) \tan(\alpha - \mu_1) \quad (4-9)$$

При расчете размера шпильки используется большее значение F_{mM} и F_{tM} , а именно:

$$F_M = \max(F_{mM}, F_{tM}) \quad (4-10)$$

4.4 Пояснение.

В существующем трубном соединителе зажима конические поверхности зажима и фланца с длинной горловиной могут быть установлены только одним способом - полная посадка, которая не может быть изменена, со шпильками, играющими только роль крепления. Таким образом, существующий анализ напряжений и формулы расчета прочности в стандартах и литературе основаны на ложных предположениях.

В GB 150.3 состояние предварительной нагрузки также регулируется для расчета прочности зажи-

ма. В состоянии предварительного затягивания две уплотняющие поверхности соединения зажимом сближаются друг с другом, наружная коническая поверхность фланца с длинной горловиной перемещается наружу относительно внутренней конической поверхности зажима, а внутренняя сила трения F создается на конической поверхности зажима. В рабочем состоянии две уплотняющие поверхности имеют тенденцию к разделению, наружная коническая поверхность фланца с длинной горловиной перемещается внутрь относительно внутренней конической поверхности зажима, направление силы трения на поверхности контакта между зажимом и фланцем с длинной горловиной противоположно направлению предварительного натяжения, а внешняя сила трения F создается на конической поверхности зажима. При переходе состояния предварительного натяжения в рабочее состояние сила трения F на наклонной плоскости зажима поворачивается изнутри наружу. Когда давление среды возрастает, в момент, когда две уплотняющие поверхности близки к разделению, сила трения на наклонной плоскости зажима все еще направлена внутрь, а состояние в этой точке называется состоянием предварительной нагрузки. Соотношение между нагрузкой на шпильку и осевым напряжением можно рассчитать, заменив $(\alpha - \mu_1)$ в формуле (4-9) на $(\alpha + \mu)$. Фактически это применимо только к ситуации на производстве - чрезмерное мгновенное давление, вызванное неправильной работой в начале. Такая ситуация легко может возникнуть с трубой малого диаметра - не более DN15~25, тогда как зажим применим только для соединения труб большого диаметра, не менее DN50, и, таким образом, вышеупомянутая ситуация с зажимом может не произойти вообще либо маловероятна.

В GB 150.3 осевая нагрузка F_p , действующая внутренним давлением на зажим и коническую головку соединительной трубы, выражается как:

$$F_G = \frac{\pi}{4} D_G^2 p \quad (4-2a)$$

Это одностороннее осевое напряжение, оказываемое внутренним давлением на зажим и коническую головку соединительной трубы, и оно явно неверно. В GB 150.1 указано, что коэффициент прочности на растяжение углеродистой стали и низколегированной стали равен $n_b=2,7$, а коэффициент разрушаемости материала равен $n_s=1,5$, за исключением шпилек; коэффициент разрушаемости шпилек из углеродистой стали составляет $n_{sm}=2,7$. $n_{sm}/n_s=1,8$. Коэффициент прочности шпилек на растяжение увеличивается. Увеличение фактически компенсирует ошибку в формуле (4-2a). Осевая нагрузка внутреннего давления рассчитывается по формуле (4-2), а коэффициент прочности шпилек на растяжение устанавливается равным 1,5. Результат расчета такой же, как результат, полученный с использованием GB 150.3, но более достоверный. Таким образом, исключаются особые положения, касающиеся коэффициента прочности материалов шпилек, а метод расчета конструкции упрощается.

5. Расчет размеров.

Существующие расчетные формулы для размеров зажима очень сложны. Например, количество формул расчета в GB 150.3 доходит до 37. Предполагается, что площадь наклонной плоскости соединительной трубы составляет 1/4 от площади внешнего конуса соединительной трубы. Чтобы рассчитать толщину конической головки соединительной трубы в точке касания, рассчитывается только прочность 1/4 окружности в точке касания, а другие 3/4 окружности могут играть усиливающую функцию. Следовательно, для расчета размеров зажима и соединительной трубы рассчитываются только толщина стенки соединительной трубы δ , эффективная толщина h_n конической головки соединительной трубы в точке касания и толщина f_w зажима в точке касания без учета изгиба и деформации конических поверхностей конической головки соединительной трубы и зажима, что значительно упрощает процесс расчета конструкции.

5.1 Толщина стенки соединительной трубы.

Существующие расчетные формулы толщины стенки трубы представляют собой упрощенные приближенные формулы очень сложных, полученных до появления компьютеров и калькуляторов. В соответствии с балансом напряжений возможно получить точную формулу расчета толщины стенки трубы:

$$\delta_D = \frac{D_o}{2\theta(1-c_1)} \left(1 - \sqrt{\frac{1}{1+2p/[\sigma]_{b1}}}\right) \quad (5-1)$$

Результат расчета по вышеприведенной формуле такой же, как и по формуле в GB 50316.

5.2 Толщина стенки зажима.

Предположим, что сумма углов зазора у лепестков шпилек и штифтов прижимной цепи составляет 60° , т.е. общий периметр изгиба N зажимов составляет 300/360 от периметра прижимной цепи. Согласно равновесию сил, можно сделать вывод, что

$$\frac{F_t}{\frac{\pi}{4}(E_o^2 - E_i^2) \times \frac{5}{6}} = [\sigma]_{b2}$$

$$\delta_E = 0.5 \left(\sqrt{E_i^2 + \frac{2.4pD_G(D_G+4bm)}{[\sigma]_{b2}}} - E_i \right) \quad (5-2)$$

Если предусмотрены ушки штифта и лепестки шпильки, общие пустые углы прижимной цепи должны быть менее 60°.

5.3 Толщина конической головки соединительной трубы в точке касания.

Согласно равновесию сил, можно сделать вывод, что

$$\frac{F_t/2}{\pi D_f h_{Df}} = 0.8[\sigma]_{b1},$$

$$h_{Df} = \frac{F_t}{0.4\pi D_f [\sigma]_{b1}} \quad (5-3)$$

Где $0.8[\sigma]_{b1}$ - допустимое касательное напряжение.

5.4 Толщина зажима в точке касания.

$$h_{Et} = \frac{F_t}{0.4\pi D_t [\sigma]_{b2}} \quad (5-4)$$

5.5 Шпилька.

(1) Диаметр штифта.

Для зажима с одним лепестком, в соответствии с равновесием сил, можно сделать вывод, что

$$\frac{F_M}{2 \times \frac{\pi}{4} d_1^2} = [\sigma]_{s3},$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{2F_M}{\pi[\sigma]_{s3}}} \quad (5-5)$$

Для зажима с двойным лепестком формула расчета следующая:

$$d_1 = \sqrt{\frac{F_M}{\pi[\sigma]_{s3}}} \quad (5-6)$$

(2) Расчет лепестка.

Прочность на изгиб лепестков зажима.

Общая нагрузка двух противоположных пар шпилек ложится на 4 лепестка. Следующая формула может быть выведена:

$$[\sigma]_{s3} = 0.75F_M \frac{L_a}{L_w L_h^2} \quad (5-7)$$

$$L_h = \sqrt{\frac{0.75F_M L_a}{L_w [\sigma]_{s3}}} \quad (5-8)$$

Предположим, что плечо силы L_w = описанный диаметр окружности гайки +5~6. Ширина лепестка - L_a , и устанавливается $L_a=0,8E$ для одного лепестка, $L_a=1,5 \times$ диаметр окружности гайки для двух лепестков. Диаметр шпильки равен $d_2=1.2d_1$.

5.6 Штифт.

(1) Диаметр штифта.

Каждый штифт имеет четыре поверхности среза. Согласно равновесию сил, можно сделать вывод, что

$$\frac{F_M}{2 \times \frac{\pi}{4} d_3^2 \times 4} = 0.8[\sigma]_{b3},$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{F_M}{1.6\pi[\sigma]_{b3}}} \quad (5-9)$$

(2) Ушко и выступ штифта (разъемы на двух концах каждого зажима).

Предположим, что диаметр отверстия в 1,2 раза больше диаметра штифта, тогда $d_4=1,2d_3$. Предположим, что высота ушка штифта равна u_1 , а высота выступа штифта равна u_2 . Установим $u_2=2u_1$ и $u_2+2u_1=0,8F$, следовательно, $u_1=0,2F$. В соответствии с равновесием сил можно получить следующее:

$$\frac{F_M}{(d_5-d_4) \times 0.4F \times 2 \times 2} = [\sigma]_{b4},$$

$$d_5 = 1.2d_4 + \frac{F_M}{1.6F[\sigma]_{b4}} \quad (5-10)$$

5.7 Запас прочности материалов.

Для расчета допустимого напряжения материала необходим коэффициент прочности на растяжение

n_b и коэффициент разрушаемости материала n_s . В GB 150 указывается, что "коэффициенты прочности, используемые в настоящее время в правилах безопасности и технических стандартах на емкости под давлением, существенны. Многие детали рассчитываются с коэффициентами прочности, что приводит к тому, что запас прочности устройств или оборудования не может быть точно оценен". Здесь используется идея Американского динамического коэффициента прочности, представленная в GB 150. Среди разных стран, где более низкие коэффициенты прочности, используются британские стандарты. Для труб с $DN \leq 15$ и $PN \leq 100$ коэффициент умножается на 2 (там, где неправильная работа и избыточное давление возникают наиболее часто); для труб с $DN 20 \sim 25$ и $PN \leq 40$ коэффициент умножается на 1,5; для труб с $DN 32 \sim 50$ и $PN \leq 40$ коэффициент умножается на 1,2.

Таблица 5-1. Коэффициенты прочности материалов в британских стандартах

Материал	Коэффициент прочности на растяжение n_b	Коэффициент разрушаемости n_s
Углеродистая сталь и низколегированная сталь	2.35	1.5
Аустенитная нержавеющая сталь	2.5	1.5

5.8 Параметры материала.

(1) Механические свойства.

Механические свойства материалов, используемых в варианте осуществления изобретения, исходят из GB 150.2-2011 и GB/T 1220-2000. См. табл. 5-2.

Таблица 5-2. Механические свойства стальных поковок (МПа)

Материал	20#	35#	16Mn	30CrMo	304	321	316
Коэффициент прочности на растяжение σ_b	410	510	480	620	520	520	520
Коэффициент разрушаемости σ_s	235	265	305	440			

(2) Коэффициент уплотнения.

В варианте осуществления изобретения уплотнительная прокладка представляет собой спирально-навитую прокладку из нержавеющей стали с графитом, с коэффициентом уплотнения $m=3$ и удельным давлением $y=17$, что в 1,5 раза превышает удельное давление асбестовой прокладки 11. В варианте осуществления изобретения уплотнительные поверхности являются поверхностями с канавками под шпунты. Ширина прокладки $b=(\text{ширина шпунта}+\text{ширина прокладки})/2$. В стандартах и литературе удельное давление спирально-навитой прокладки из нержавеющей стали - графита составляет $y=90$. Исходя из этого, после замены фланцевого уплотнения с асбестовой прокладки на металлическую прокладку, усилие затяжки шпилек необходимо увеличить в 8 раз, толщину фланца также необходимо увеличить в 8 раз. Это очевидная ошибка или простой результат измерения устройством. Фактически после замены фланцевого уплотнения с асбестовой прокладки на металлическую прокладку усилие затяжки шпилек необходимо немного увеличить, но шпильки необходимо затягивать равномерно, то есть противоположные шпильки должны затягиваться один за другим на каждый оборот. Это более строгое требование, чем при асбестовой прокладке. Прижимную цепь очень легко затянуть, просто затянув шпильки некоторым усилием. Это одно из преимуществ соединения зажимом.

6. Результат расчета конструкции по изобретению.

В соответствии с вышеупомянутым способом разработки изобретения размер соединительного за-

жима DN50~600 рассчитывается при давлении PN25, 40 и 63, при этом уплотняющие поверхности представляют собой поверхности с канавками под шпунт, прокладка - нержавеющая сталь - графит спирально навитая прокладка, а толщина прокладки составляет 3,2. Конструкции соединительных труб перечислены в табл. 6-1, 6-2 и 6-3 и представляют собой все типичные варианты осуществления. Из данных в таблицах видно, что запас по длине изгиба составляет 13~37 мм, а расстояние до соединительного зажима составляет 4,7~6,3 мм. Зажим прост в изготовлении, а требования к точности обработки не столь важны. Размер зажима, очевидно, намного меньше размера фланца, соединительный зажим большого диаметра не требует очень толстых шпилек, таких как у фланца, а стоимость намного ниже, чем у фланца.

Для дополнительного сравнения с фланцем здесь рассчитывается масса соединительного зажима. При сравнении веса соединительного зажима и фланца вес фланца включает пару (двух) фланцев. Вес соединительного зажима включает набор зажимов и конических головок пары соединительных труб. При расчете конических головок соединительных труб должны использоваться внешние диаметры, а именно, исключая трубы, используемые при установке фланца. Для простоты описания назовем это здесь эффективным весом конической головки. Вес шпилек и штифтов соединительного зажима меньше веса комплекта шпилек фланца. Так как вес шпильки небольшой, он не учитывается при сравнении масс. Вес фланца высчитывается из значения сварного плоского фланца в GB/T 9124-2010.

Результат расчета приведен в таблице. Видно, что вес соединительного зажима составляет всего 10~30% от веса фланца. Увеличение диаметра означает более высокое давление и большую разницу в весе между соединительным зажимом и фланцем. Эффективный вес конической головки соединительной трубы соединения зажимом составляет всего 2,5~6% от веса фланца. Поскольку соединительная труба сделана из нержавеющей стали, а зажим может быть из углеродистой стали (оцинкованной и никелированной), при использовании соединительного зажима вместо фланца зажим из нержавеющей стали имеет больше преимуществ в цене, чем фланец из нержавеющей стали.

Таблица 6-1. Расчетный результат соединительного зажима при давлении PN25

Номинальный диаметр DN	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	500	600
Число лепестков зажима N	4	4	4	4	6	6	8	8	8	12	12	16	16
Угол конусности α	15	15	15	15	15	15	15	15	12	10	10	10	10
B	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
β_w	22.5	22.5	22.5	22.5	15	15	11.2	11.2	11.2	7.5	7.5	5.6	5.6
Г	240	240	240	240	300	300	300	300	300	300	300	300	300
γ_n	60	60	60	60	50	50	37.5	37.5	37.5	25	25	18.75	18.75
Ширина канавки уплотнения	9	9	9	9	9	10.5	12.5	14	14.5	16	15.5	17	17
Промежуток выступа	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8

В	5.2	6.1	6.1	6.1	6.1	6.85	7.85	8.6	8.85	9.6	9.35	10.1	10.1
Материал соединительной трубы	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#
Материал зажима	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	35#	35#	35#	35#	35#
Внешний диаметр трубы D_o	57	76	89	108	133	159	219	273	325	377	426	530	630
Внутренний диаметр трубы D_i	50	69	82	101	126	151	207	261	311	361	410	510	610
Переходная дуга r_1	6	6	6	7	7	8	8	10	10	10	10	10	10
D_1	65.9	84.9	97.9	118.4	143.4	170.9	230.9	287.8	340.8	393.5	442.5	546.5	646.5
D_n	77	96	109	130	155	183	244	301	354	407	456	560	660
D_w	93	112	127	150	175	207	270	329	384	439	488	596	696
D_G	55.6	74.6	87.6	107.6	132.6	157.6	214.6	268.6	318.6	368.6	418.6	519.6	619.6
g_D	0.24	0.29	0.33	0.39	0.20	0.24	0.17	0.21	0.20	0.08	0.09	0.06	0.07
g_E	1.38	1.72	1.96	2.33	1.95	2.30	1.73	2.14	2.00	0.85	0.95	0.66	0.78
Δg	1.14	1.43	1.63	1.95	1.75	2.06	1.56	1.93	1.80	0.77	0.86	0.60	0.70
Толщина стенки трубы δ_D	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	4	6	6	7	8	8	10	10
Теоретическое значение	0.6	0.8	0.9	1.1	1.4	1.7	2.3	2.8	3.4	3.9	4.4	5.5	6.6

Высота соединительной трубы Н	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Толщина среза h_{w1}	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
h_{w2}	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
h_{n1}	5.9	5.9	6.1	6.3	6.5	7.0	8.3	8.5	8.0	8.7	8.7	9.1	9.1
h_{n2}	7.9	7.9	8.1	8.3	8.5	9.0	9.3	9.5	9.0	8.7	8.7	9.1	9.1
Теоретическое значение	0.23	0.29	0.30	0.31	0.37	0.43	0.57	0.69	0.56	0.45	0.51	0.62	0.72
Внешний диаметр зажима E_o	111	130	147	170	197	229	296	355	411	467	516	626	726
Внутренний диаметр зажима E_i	101	120	136	159	185	217	280	339	395	451	500	610	710
Толщина стенки δ_E	5	5	5.5	5.5	6	6	8	8	8	8	8	8	8
Теоретическое значение	0.55	0.79	0.89	1.06	1.28	1.52	2.07	2.59	2.43	2.80	3.15	3.88	4.60
Толщина точки касания f_n	6.85	7.89	8.17	8.96	8.77	9.77	8.94	9.71	10.26	10.01	10.02	9.64	9.65
Толщина точки касания f_w	8.99	10.04	10.58	11.64	11.45	12.99	12.42	13.46	13.45	12.83	12.84	12.81	12.82
Теоретическое значение	0.19	0.25	0.25	0.27	0.33	0.38	0.51	0.63	0.41	0.34	0.38	0.47	0.55

Высота зажима F	32	34	35	37	37	40	40	42	42	42	42	42	42
Однолепестковая шпилька d ₁	8	8	8	10	12	12	14	16	16	16	16	22	24
Теоретическое значение	3.9	4.9	5.4	6.0	7.1	8.4	11.1	13.6	12.5	12.1	13.5	16.5	19.4
L _a	20	20	20	24	26	26	30	34	34	38	41		
L _w	25.6	27.2	28	29.6	29.6	32	32	33.6	33.6	33.6	33.6		
L _h	6	7	7	8	10	11	13	15	15	16	18		
L _h теоретическое значение	3.6	4.4	4.7	5.6	6.9	7.8	11.1	14.1	12.3	12.6	14.6		
Двулепестковая шпилька d ₁	6	6	6	8	10	10	12	14	14	14	14	14	16
Теоретическое значение	2.8	3.5	3.8	4.3	5.0	5.9	7.9	9.6	8.8	8.5	9.5	11.7	13.7
L _a	17	17	17	20	25	25	27	30	30	30	30	33	33
L _w	18	18	18	23	28	28	32	37	37	37	37	37	42
L _h	6	7	7	7	8	8	10	11	11	11	12	13	14
L _h теоретическое значение	2.8	3.5	3.8	4.1	4.9	5.8	7.4	8.9	7.8	7.5	8.4	10.8	11.9
Диаметр штифта d ₃	6	6	6	8	8	8	10	10	10	10	10	12	14
Теоретическое значение	2.1	2.6	2.8	3.2	3.8	4.4	5.9	7.2	6.3	6.1	6.8	8.3	9.8

значение													
Диаметр ушка d_3	12	12	12	15	17	17	20	20	20	20	20	22	24
Теоретическое значение	7.0	7.2	7.3	9.7	10.0	10.4	13.7	14.9	14.0	13.8	14.5	18.4	22.6
Отношение длины изгиба ω	2.5	2.4	2.4	2.4	3.1	3.1	3.1	3.1	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
Запас длины изгиба ΔC	13.5	13.8	15.7	18.7	22	25.9	26.6	32.9	38.8	30.2	33.9	31.4	37.1
Запас длины соединения зажима ΔL	4.7	4.5	4.3	4.4	5.1	5.2	5.9	5.8	5.7	6.3	6.2	6.4	6.3
Вес фланца kg	5.46	6.96	8.64	12.14	16.38	20.6	28.6	40.2	53.2	83.6	115.2	174	254
Вес зажима kg	1.66	2.19	2.90	3.97	5.03	7.32	11.6	16.6	19.5	22.8	26.3	38.7	48.5
Соединительный зажим/фланец весовой %	30.5	31.5	33.6	32.7	30.7	35.5	40.6	41.3	36.7	27.2	22.8	22.3	19.1
Коническая головка/фланец весовой %	8.7	8.6	8.6	8.4	7.4	8.4	9.4	9.4	8.2	6.4	5.2	4.6	3.7

Таблица 6-2. Расчетный результат соединительного зажима при давлении PN40

Номинальный диаметр DN	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	500	600
Число лепестков зажима N	4	4	4	4	6	6	8	8	8	12	12	16	16
Материал соединительной трубы	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#
Материал зажима	35#	35#	35#	35#	35#	35#	35#	35#	35#	35#	35#	30Cr Mo	30Cr Mo
Толщина стенки трубы δ_D	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	4	6	6	7	8	8	10	12
Теоретическое значение	0.92	1.2	1.4	1.8	2.2	2.6	3.6	4.4	5.3	6.1	6.9	8.6	10.2
Высота соединительной трубы H	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Толщина среза h_{w1}	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
h_{w2}	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
h_{n1}	5.9	5.9	6.1	6.3	6.5	7.0	8.3	8.5	8.0	8.7	8.7	9.1	9.1
h_{n2}	7.9	7.9	8.1	8.3	8.5	9.0	9.3	9.5	9.0	8.7	8.7	9.1	9.1
Теоретическое	0.36	0.45	0.47	0.49	0.58	0.68	0.90	1.09	0.88	0.72	0.80	0.97	1.14

значение													
Внешний диаметр зажима E_o	111	130	147	170	197	229	296	355	411	467	516	626	726
Внутренний диаметр зажима E_i	101	120	136	159	185	217	280	339	395	451	500	610	710
Толщина стенки δ_E	5	5	5.5	5.5	6	6	8	8	8	8	8	8	8
Теоретическое значение	0.70	1.00	1.13	1.34	1.62	1.92	2.62	3.27	3.81	4.40	4.95	5.02	5.95
Толщина точки касания f_n	6.85	7.89	8.17	8.96	8.77	9.77	8.94	9.71	10.26	10.01	10.02	9.64	9.65
Толщина точки касания f_w	8.99	10.04	10.58	11.64	11.45	12.99	12.42	13.46	13.45	12.83	12.84	12.81	12.82
Теоретическое значение	0.24	0.31	0.32	0.34	0.41	0.48	0.65	0.80	0.65	0.53	0.60	0.60	0.71
Высота зажима F	32	34	35	37	37	40	40	42	42	42	42	42	42
Однолепестковая шпилька d_1	8	8	8	10	12	14	18	18	18	18			
Теоретическое значение	4.7	5.9	6.3	7.1	8.4	9.9	13.1	16.1	15.7	15.2	16.9	16.1	18.9
L_a	20	20	20	24	26	30	38	38	38	38			
L_w	25.6	27.2	28	29.6	29.6	32	32	33.6	33.6	33.6			

L _h	6	7	7	8	10	11	13	20	20	20			
L _h теоретическое значение	4.0	4.9	5.2	6.3	7.7	9.4	14.0	16.8	16.3	15.8			
Двулепестковая шпилька d ₁	3.3	4.1	4.5	5.0	6.0	7.0	9.3	11.4	11.1	10.7	12.0	11.4	13.4
Теоретическое значение	6	6	6	8	10	10	14	14	14	14	14	14	18
L _a	17	17	17	20	25	25	27	30	30	30	30	33	37
L _w	18	18	18	23	28	28	32	37	37	37	37	37	42
L _h	6	7	7	7	8	8	10	11	11	11	12	14	16
L _h теоретическое значение	3.1	3.9	4.3	4.6	5.5	6.5	8.4	10.1	9.8	9.5	10.6	12.3	14.4
Диаметр штифта d ₃	6	6	6	8	8	8	10	10	10	10	10	12	14
Теоретическое значение	2.4	3.0	3.2	3.6	4.3	5.0	6.6	8.1	7.9	7.7	8.5	9.5	11.1
Диаметр ушка d ₅	12	12	12	15	17	17	20	20	20	20	20	22	24
Теоретическое значение	7.1	7.4	7.5	9.9	10.3	10.8	14.4	16.0	15.7	15.4	16.5	19.9	24.7
Вес фланца kg	5.46	6.96	8.64	12.14	16.38	21.6	35.8	59.6	90.2	133.4	194.2		
Вес зажима kg	1.66	2.19	2.90	3.97	5.03	7.32	11.62	16.60	19.55	22.77	26.29	38.75	48.54
Соединительный зажим/фланец весовой %	30.5	31.5	33.6	32.7	30.7	33.9	32.4	27.9	21.7	17.1	13.5		
Коническая головка/фланец весовой %	8.7	8.6	8.6	8.4	7.4	8.0	7.5	6.3	4.9	4.0	3.1		

Таблица 6-3. Расчетный результат соединительного зажима при давлении PN63

Номинальный диаметр DN	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	500	600
Число лепестков зажима N	4	4	4	4	6	6	8	8	8	12	12	16	16
Материал соединительной трубы	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#	20#
Материал зажима	35#	35#	35#	35#	35#	35#	35#	35#	35#	35#	35#	30Cr Mo	30Cr Mo
Толщина стенки трубы δ_D	3.5	3.5	3.5	3.5	4	6	8	8	8	10	10	14	14
Теоретическое значение	1.4	1.9	2.2	2.7	3.3	4.0	5.4	6.8	6.6	7.6	8.6	10.7	12.7

Высота соединительной трубы Н	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Толщина среза h_{w1}	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
h_{w2}	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
h_{n1}	5.9	5.9	6.1	6.3	6.5	7.0	8.3	8.5	8.0	8.7	8.7	9.1	9.1
h_{n2}	7.9	7.9	8.1	8.3	8.5	9.0	9.3	9.5	9.0	8.7	8.7	9.1	9.1
Теоретическое значение	0.56	0.70	0.73	0.77	0.90	1.03	1.34	1.64	1.08	0.89	1.00	1.24	1.45
Внешний диаметр зажима E_o	111	130	147	170	197	229	296	355	411	467	516	626	726
Внутренний диаметр зажима E_i	101	120	136	159	185	217	280	339	395	451	500	610	710
Толщина стенки δ_E	5	5	5.5	5.5	6	6	8	8	8	8	8	8	8
Теоретическое значение	0.70	1.00	1.13	1.34	1.62	1.92	2.62	3.27	3.81	4.40	4.95	5.02	5.95
Толщина точки касания f_n	6.85	7.89	8.17	8.96	8.77	9.77	8.94	9.71	10.26	10.01	10.02	9.64	9.65
Толщина точки касания f_w	8.99	10.04	10.58	11.64	11.45	12.99	12.42	13.46	13.45	12.83	12.84	12.81	12.82
Теоретическое значение	0.37	0.49	0.50	0.54	0.64	0.73	0.97	1.20	0.82	0.68	0.77	0.96	1.13

Высота зажима F	32	34	35	37	37	40	40	42	42	42	42	42	42	
Однолепестковая шпилька d ₁	8	10	10	12	14	16	20	24	18	18				
Теоретическое значение	5.8	7.3	7.9	8.9	10.5	12.2	16.1	19.7	15.1	14.7	16.4	20.3	23.8	
L _a	20	20	20	24	26	30	38	38	38	38				
L _w	25.6	27.2	28	29.6	29.6	32	32	33.6	33.6	33.6				
L _h	6	7	7	8	10	11	13	20	20	20				
L _h теоретическое значение	5.0	6.1	6.6	7.8	9.6	11.6	17.2	20.5	18.3	17.9				
Двулепестковая шпилька d ₁	6	6	6	8	10	10	14	16	14	14	14	14	18	20
Теоретическое значение	4.1	5.2	5.6	6.3	7.4	8.6	11.4	14.0	10.6	10.4	11.6	14.4	16.8	
L _a	17	17	17	20	25	25	30	33	31	31	31	36	40	
L _w	18	18	18	23	28	28	37	42	37	37	37	47	52	
L _h	6	7	7	7	8	10	13	14	13	14	14	16	18	
L _h теоретическое значение	3.9	4.9	5.3	5.7	6.9	8.0	10.0	12.1	11.2	10.9	12.2	14.4	16.9	

Диаметр штифта d_3	6	6	6	8	8	8	10	12	12	12	12	14	16
Теоретиче- ское значение	2.9	3.7	4.0	4.5	5.3	6.2	8.1	10.0	8.9	8.6	9.7	12.0	14.0
Диаметр ушка d_5	12	12	12	15	17	17	20	22	22	22	22	28	34
Теоретиче- ское значение	7.4	7.9	8.0	10.5	11.2	11.8	16.2	20.6	19.1	18.8	20.2	26.1	32.3
Вес фланца kg	3.99	4.73	5.9	8.05	11.7	16.9	20.5	42.1	59.1	88.7	121		
Вес зажима kg	1.66	2.19	2.9	3.97	5.03	7.32	11.6	16.6	19.5	22.7	26.3	40.2	51.8
Соедините- льный зажим/фла- нец весовой %	20.8	23.2	24.6	24.7	21.5	21.7	28.3	19.7	16.5	12.8	10.9		
Коническа- я головка/ф- ланец весовой %	6.0	6.4	6.3	6.3	5.2	5.1	6.6	4.5	3.7	3.0	2.5		

7. Варианты осуществления.

1) Соединительный зажим DN100PN25, изготовленный в соответствии с табл. 6-1, при тестовом давлении воды 5 МПа, поддерживаемом в течение 24 ч без утечки.

2) Соединительный зажим DN150PN40, изготовленный в соответствии с табл. 6-2, при тестовом давлении воды 10 МПа, поддерживаемом в течение 24 ч без утечки.

Приведенное выше описание является только предпочтительным вариантом осуществления изобретения. Следует отметить, что многие усовершенствования и модификации могут быть сделаны специалистом в данной области техники без отступления от принципа изобретения, который также должен рассматриваться как подпадающий под объем защиты изобретения.

ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ

1. Многолепестковый наклонный зажим, содержащий две соединенных шпильками части, каждая из которых состоит из лепестков, соединенных штифтами, параллельными осевому направлению соединительной трубы, при этом шпильки располагаются вертикально в осевом направлении соединительной трубы, каждый лепесток зажима имеет форму частичного кольцевого стержня, в котором образована дугообразная канавка, верхняя и нижняя поверхности которой являются симметричными частичными внутренними конусными поверхностями, а лепестки зажима соединяются для образования прижимной цепи, отличающийся тем, что частичная внутренняя конусная поверхность каждого лепестка зажима является выпуклой в середине для образования трапециевидной поверхности, которая параллельна частичной внутренней конусной поверхности, угол наклона трапециевидной поверхности равен углу конусности частичной внутренней конусной поверхности.

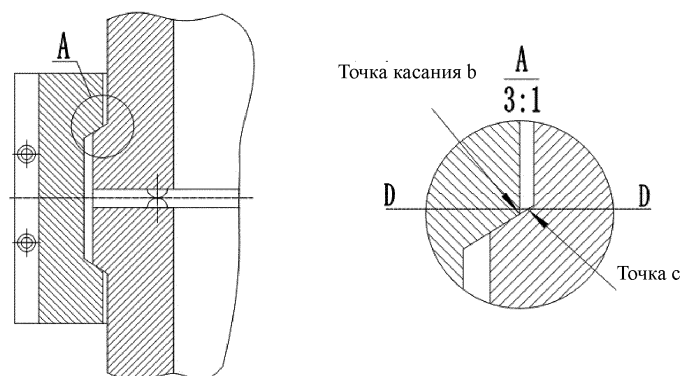
2. Зажим по п.1, отличающийся тем, что угол конусности частичной внутренней конусной поверхности лепестка зажима, представляющий собой угол между нормальным направлением частичной внутренней конусной поверхности и осевым направлением прижимной цепи, равен $\alpha=10\sim 20^\circ$, а число лепестков зажима N - четное число.

3. Зажим по п.1, отличающийся тем, что сумма углов трапеции γ , образованных продолжением двух сторон трапециевидной поверхности каждого лепестка зажима к центру окружности прижимной цепи, составляет $\Gamma=180\sim 300^\circ$, а угол трапеции одного лепестка зажима $\gamma=\Gamma/N$.

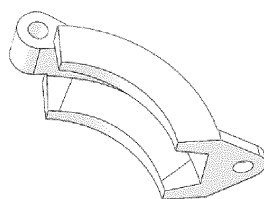
4. Система соединения труб, содержащая многолепестковый наклонный зажим (3) по п.1 и пару со-

единительных труб (1) и (4), у каждой из которых один конец представляет собой приемную сторону, привариваемую или соединяемую посредством резьбы с трубой, а другой конец представляет собой выпуклую коническую головку с множеством вогнутых трапецевидных наклонных поверхностей, параллельных внешней конусной поверхности выпуклой конической головки, при этом выпуклые конические головки соединены посредством многолепесткового наклонного зажима (3), угол конусности выпуклой конической головки равен внутреннему углу конусности лепестка зажима, а между коническими головками двух соединительных труб (1) и (4) установлена уплотнительная прокладка (2).

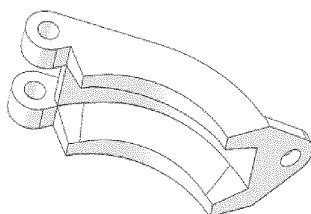
5. Система соединения труб по п.4, отличающаяся тем, что используется при производстве клапанов, и клапан соединяется с трубой с помощью прижимной цепи, при этом соединительная труба имеет диаметр DN50~700.



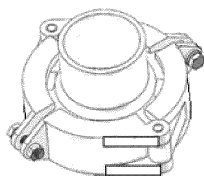
Фиг. 1 (Уровень техники)



Фиг. 2А

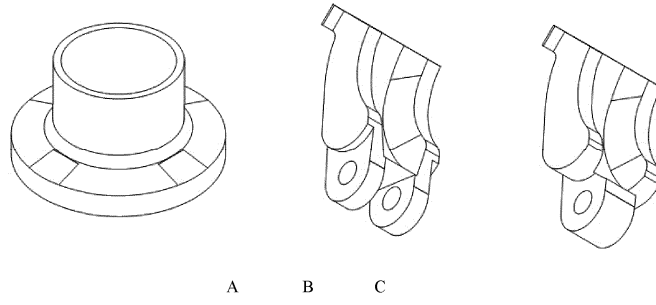


Фиг. 2В

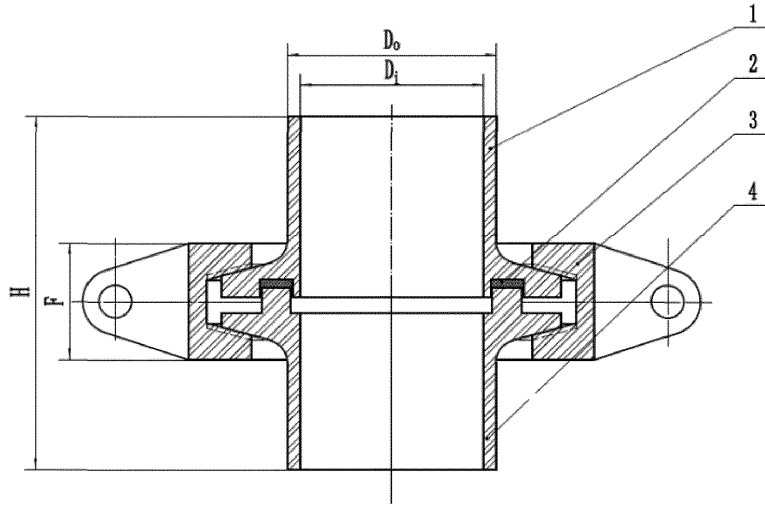


Фиг. 2С

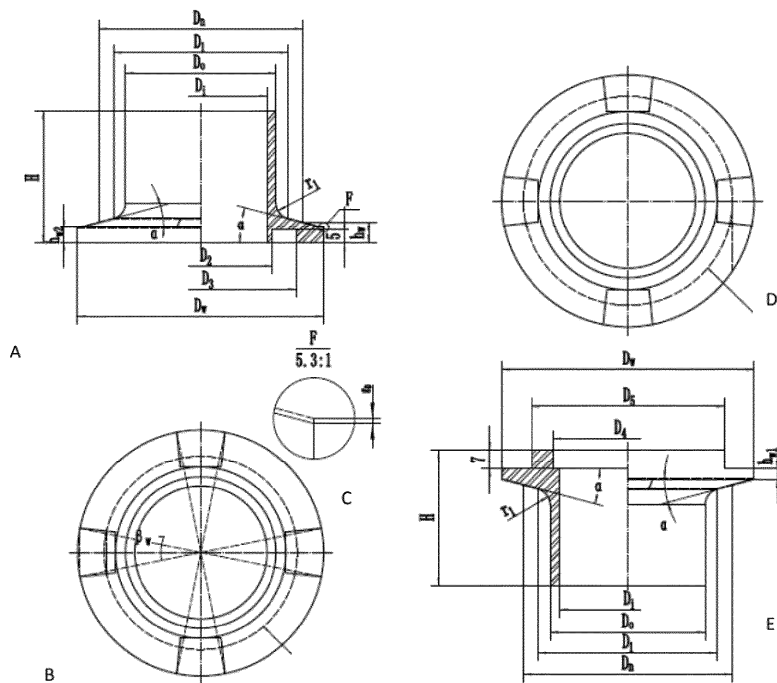
038839



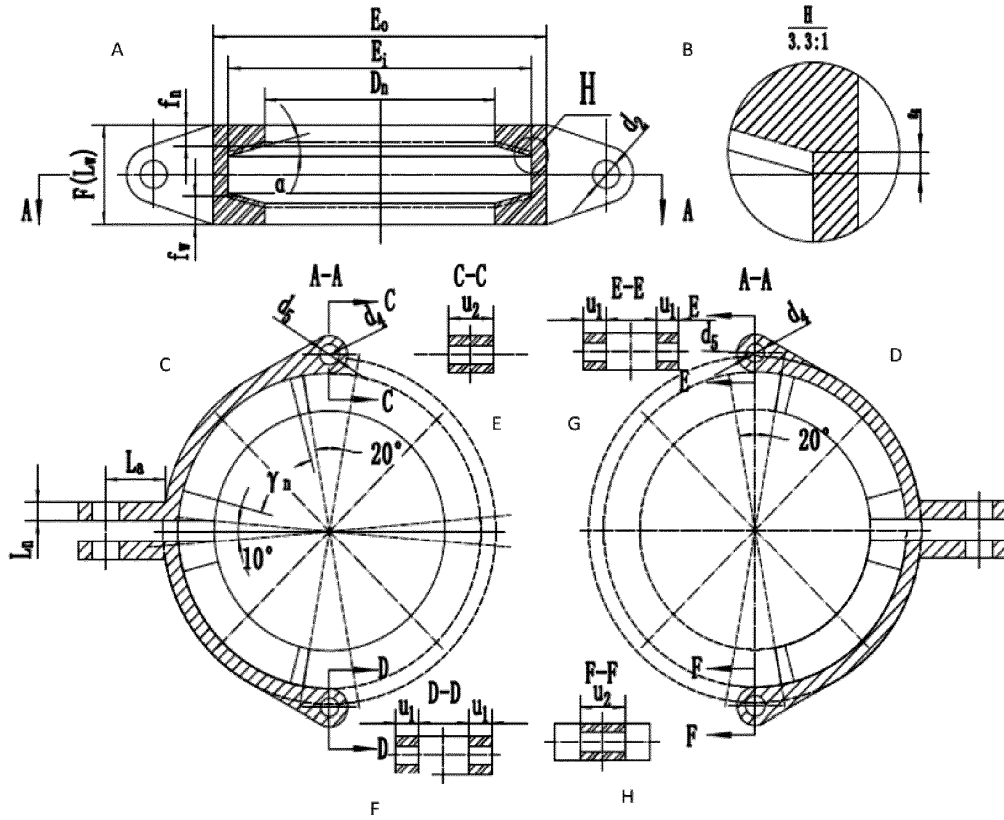
Фиг. 3



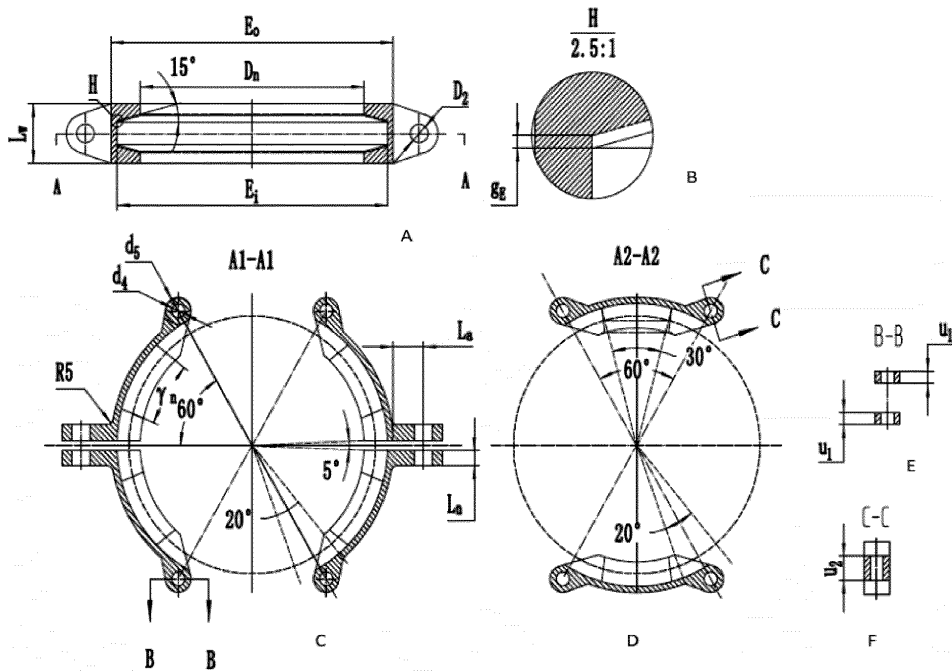
Фиг. 4



Фиг. 5



Фиг. 6



Фиг. 7

