# Требования соответствия

# Единицы измерения

* Заказчик должен определить, в какой системе единиц, а именно в системе СИ или в системе USC, должны приводиться данные, выполняться чертежи и указываться размеры насосов. Если опросные листы на насос (см. приложение C) заполнены в системе СИ, значит используется стандартная международная система мер СИ. Если опросные листы на насос заполнены в системе USC, значит и во всей остальной документации насоса должны использоваться единицы мер системы USC.

# Соблюдение стандартов и норм

Заказчик и производитель совместно должны определить необходимые меры для соблюдения соответствия национальным стандартам, нормам, регламентам, постановлениям и правилам, действующим в отношении оборудования, а также правил его упаковки и хранения.

# Конфликты требований

* + 1. В случае противоречия между настоящим стандартом и опросным листом, опросный лист имеет преимущественную силу. До момента выпуска продукции руководствоваться требованиями к заказу.
    2. Если требования, относящиеся к конкретному типу насоса, изложенные в разделе 9, вступают в противоречие с любыми другими положениями настоящего cтандарта, необходимо руководствоваться требованиями раздела 9.

# Базовая конструкция

# Общие требования

* + 1. Насосное оборудование (включая вспомогательные системы), на которое распространяется настоящий стандарт, должно конструироваться и изготавливаться в расчете на срок службы не менее 20 лет (за исключением естественно изнашиваемых деталей, согласно таблице 14) и не менее 3 лет непрерывной эксплуатации. Остановка оборудования для выполнения техобслуживания или проверки не является нарушением этого требования.

П р и м е ч а н и е – Тяжелые условия работы, неправильная эксплуатация и ненадлежащее обслуживание оборудования могут привести к выходу его из строя до достижения указанных выше сроков.

* + 1. Поставщик берет на себя ответственность за все оборудование и все вспомогательные системы, включенные в объем заказа.
    2. Заказчик и поставщик несут ответственность в соответствии с договором на поставку за передачу достоверной информации друг другу. Минимальные данные должны включать все пункты с 6.1.3.1 по 6.1.3.8.
* 6.1.3.1 Заказчик должен указать условия эксплуатации, условия на площадке и технические условия, включая все данные, указанные в рекомендуемой форме опросных листов (Приложение D).
  + - 1. Заказчик должен предоставить поставщику паспорт перекачиваемой среды (ППС) при изменении параметров перекачиваемой среды. ППС предоставляется на все возможные варианты.
      2. Параметры перекачиваемой среды имеют решающее значение для производительности насоса. Заказчик обязан предоставить информацию, включающую, но не ограничивающуюся следующими характеристиками: NPSHA, кривая температура/давление насыщенных паров, кривая температура/вязкость, удельная теплоемкость, удельный вес и условия полимеризации. Покупатель также должен предоставить информацию о любых примесях газа или присутствующих твердых частицах, включая их размер, процентное содержание и распределение.
      3. Важно, чтобы перекачиваемая жидкость оставалась жидкостью во всех точках насоса и при любых условиях эксплуатации. Поставщик должен предоставить информацию, включающую, но не ограничивающуюся следующим: NPSHR, повышение температуры при минимальном расходе, номинальном расходе и расходе в точке максимального КПД (%BEP) 120%; состоянии жидкости после остановки насоса; влияние износа; минимальном непрерывном стабильном расходе и минимальном непрерывном тепловом потоке.
      4. Правильная конструкция и выбор насоса зависят от знания системы заказчика. Заказчик должен предоставить информацию, включая, но не ограничиваясь: местоположение насоса, относительное положение всасывающего патрубка и расположение трубопроводов.
      5. Для параллельного или последовательного применения для стабильного управления и надежной работы требуется знание кривой напора/емкости системы (см. Приложение А). Покупатель должен предоставить кривые напора/емкости системы или данные для всего указанного рабочего диапазона.
      6. Поскольку в герметичных насосах для охлаждения и смазки подшипников используется перекачиваемая среда или другая жидкость, она должна оставаться стабильной при прохождении через подшипники. Поставщик должен обеспечить работоспособность с учетом изменения температуры и давления жидкости циркулирующей в насосе и полости ротора. Работоспособность должна быть обеспечена при максимальной заданной рабочей температуре для минимального стабильного расхода, нормальных (рабочих) условий и максимального номинального расхода. Поставщик должен также предоставить NPSHR любых вспомогательных рабочих колес в контуре циркуляции потока (приложение E).

П р и м е ч а н и е – Необходимо, чтобы давление перекачиваемой среды превышало давление насыщенных паров во всех местах проточной части при любых условиях. Это является условием взрывопожаробезопасной работы.

* + - 1. Заказчик должен предоставить данные при наличии дополнительных условий эксплуатации, таких как перекачивание различных жидкостей или сильно отличающиеся условия эксплуатации. Данные необходимо предоставлять даже если условия эксплуатации будут единичными (редкими) (например, первоначальный запуск на воде) или отличающимися для одной партии изделий.
    1. Оборудование должно быть способно работать при нормальных и номинальных рабочих точках и любых других предполагаемых рабочих условиях, указанных заказчиком.
    2. Насосы должны быть предназначены для работы с легковоспламеняющимися или опасными веществами.
    3. Конструкция насоса должна предусматривать возможность повышения напора как минимум на 5 % относительно номинальных параметров путем замены рабочего колеса (колес) на рабочее колесо (колеса) большего диаметра, или применения сменной проточной части, или увеличения частоты вращения вала регулируемого привода, или за счет предусмотренного места под установку в будущем дополнительной ступени насоса.

П р и м е ч а н и е – Это требование должно предотвратить необходимость замены выбранного типоразмера насоса в случае небольшого уточнения требований заказчика к гидравлическим характеристикам насоса уже после его поставки. Это требование не предназначено для значительных изменений параметров насоса при возникновении в будущем изменений в технологических требованиях. Если известно, что в будущем такие изменения в технологических требованиях могут возникнуть, то это должно быть оговорено отдельно, и должно быть учтено при выборе насоса.

* + 1. Насосы должны сохранять свою работоспособность при повышении частоты вращения, по крайней мере, до максимальной допустимой частоты. Максимальной допустимой частотой вращения считается:

а) синхронная частота вращения при максимальной допустимой частоте тока питающей электросети – для насосов с приводом от электродвигателей с нерегулируемой частотой вращения ротора;

б) не менее 105 % от номинальной частоты вращения – для насосов с регулируемой частотой вращения ротора, а также для насосов с нерегулируемой частотой вращения ротора, но при этом являющихся резервными для насосов, привод которых способен превышать номинальную частоту вращения.

* + 1. Насосы работающие совместно с регулируемым приводом должны быть сконструированы так, чтобы при разгоне до максимальной частоты вращения ротора у них не возникало никаких повреждений.
    2. Для поддержания давления в камере ротора, превышающего давление всасывания, в насосах должны использоваться дроссельные втулки, щелевые кольца, разгрузочные отверстия на рабочем колесе, дополнительные рабочие колеса и/или дополнительные линии трубопроводов. Конструкция насоса также должна обеспечивать, чтобы температура и давление в камере ротора предотвращали испарение перекачиваемой среды при любых рабочих условиях, включая минимальный расход, обеспечивая при этом непрерывный поток через камеру ротора для охлаждения и смазки подшипников.

П р и м е ч а н и е – Испарение в зоне подшипника герметичных насосов может происходить при расходе, превышающем минимальный расход в области ротора. Необходимо учитывать зависимости давления насыщенных паров от температуры и определять ограничительные условия.

* + 1. Все внутренние полости должны быть полностью самовентилируемыми (должны исключать возможность образования "воздушных карманов"). В случае невозможности выполнения данного требования, поставщик должен, как минимум, предусмотреть возможность принудительной вентиляции и прикрепить к насосу табличку с надписью “осторожно”, указывающую, что требуется принудительная вентиляция до и после технического обслуживания.
    2. Если не указано иное, все внутренние полости, включая камеру ротора, должны быть осушены через дренажное отверстие в насосном узле. Если после открытия

сливного патрубка жидкость остается во внутренних полостях, необходимо предусмотреть дополнительное соединение для продувки/промывки камеры ротора. Поставщик должен указать размер и расположение этого соединения в предложении.

* + 1. Поставщик должен указать в опросных листах на насос требуемое значение кавитационного запаса насоса (NPSHR), на воде при температуре менее 55°С (130°F), при расчетной (номинальной) подаче и расчетной (номинальной) частоте вращения ротора. При этом запрещается применение понижающего поправочного коэффициента для рабочих сред, не являющихся водой (например, для углеводородов).

Если заказчиком не требуется иное, за нулевую высотную отметку для отсчета кавитационного запаса принимается ось вала в горизонтальных насосах, осевая линия всасывающего патрубка в вертикальных. Возможны и другие конфигурации, поставщик и покупатель должны согласовать эти значения.

П р и м е ч а н и е 1 – Заказчик должен учитывать необходимость превышения имеющегося кавитационного запаса системы (NPSHА) над требуемым кавитационным запасом насоса (NPSHR) (см. 3.38). Это превышение должно быть достаточным для обеспечения работы насоса во всем допускаемом диапазоне подач, от минимального постоянного стабильного расхода до максимальной предполагаемой рабочей подачи, с целью предотвращения повреждения насоса в результате кавитации, нарушения ламинарности потока или внутренней рециркуляции.

При определении запаса NPSH следует учитывать влияние нагретой жидкости при рециркуляции обратно на всасывание насоса. Поставщик должен предоставлять информацию о рекомендуемом превышении значения кавитационного запаса системы над кавитационым запасом насоса конкретного предлагаемого типа, с учетом его предполагаемых условий эксплуатации.

П р и м е ч а н и е 2 – При задании кавитационного запаса системы NPSHA (см. 3.37) заказчик и поставщик должны учитывать связь между минимальным стабильным расходом и кавитационным коэффициентом быстроходности насоса. Как правило, значение минимального стабильного расхода, выраженное в процентах от расхода в точке максимального КПД насоса, увеличивается с с ростом кавитационного коэффициента быстроходности. В свою очередь, такие факторы как удельная мощность насоса, конструкция проточной части, свойства перекачиваемой среды и кавитационный запас, также влияют на способность насоса работать удовлетворительно в широком диапазоне подач. Конструкции насосов, обеспечивающих низкие скорости потока – это развивающаяся область насосной техники, поэтому при выборе конкретных уровней скорости всасывания и допустимых значений NPSH необходимо учитывать последние достижения насосной техники, а также опыт поставщика.

* 6.1.13 Кавитационный коэффициент быстроходности насоса должен рассчитываться в соответствии с Приложением F и, если требуется, должен быть ограничен согласно требованиям опросных листов заказчика.

6.1.14 Для насосов перекачивающих среды более вязкие, чем вода, гидравлическая характеристика, рассчитанная на воде, должна быть скорректирована в соответствии с ГОСТ 6134 (ИСО 9906) приложение G или [3]. Дополнительные поправки могут

потребоваться для вязких сред. Эти дополнительные исправления должны быть выделены в предложении. Поправочные коэффициенты, использованные при этих расчетах, должны быть указаны на графиках характеристик насоса в техническом предложении (паспорте на насос), а также на графиках характеристик, полученных при стендовых испытаниях насоса.

П р и м е ч а н и е – В рамках данного требования, [4] считается эквивалентным [3] и ГОСТ 6234.

* 6.1.15 Насосы со стабильно ниспадающей гидравлической характеристикой (т.е. с напором непрерывно растущим с уменьшением подачи) являются предпочтительными для всех применений и обязательными при работе нескольких насосов по параллельной схеме. При параллельной работе насосов, увеличение напора каждого насоса от номинального значения до максимального при закрытой задвижке на нагнетании должно составлять не менее 10 %. Если для обеспечения непрерывного увеличения напора при уменьшении подачи используется дросселирующая шайба на нагнетании, то это должно быть указано поставщиком в его техническом предложении.

6.1.16 Предпочтительный рабочий диапазон поставляемого насоса должен иметь границы, равные 70 и 120 % от подачи, соответствующей максимальному КПД насоса (точке BEP). Расчетная (номинальная) точка насоса должна располагаться в диапазоне от 80 до 110 % от подачи, соответствующей максимальному КПД насоса. Эти требования к предпочтительному рабочему диапазону и номинальной подаче не должны приводить к разработке дополнительных типоразмеров небольших насосов или препятствовать использованию насосов с высоким коэффициентом быстроходности. Если это необходимо, допускается предлагать небольшие насосы (которые работают удовлетворительно при подачах, выходящих за установленные здесь пределы), и высокоскоростные насосы, (которые могут иметь более узкий предпочтительный рабочий диапазон по сравнению с установленным здесь). При этом их предпочтительный рабочий диапазон должен быть четко указан поставщиком на графиках гидравлических характеристик. Коэффициент быстроходности насоса рассчитывается в соответствии с Приложением F.

П р и м е ч а н и е 1 – Фраза “поставляемого насоса” подразумевает исполнение насоса с расчетной подрезкой рабочих колес, обеспечивающей заданную в опросных листах рабочую точку (подача-напор)

П р и м е ч а н и е 2 – Насосы с очень низким коэффициентом быстроходности (часто с рабочими колесами типа “Barske”) могут быть неспособны достичь производительности выше 105% от точки BEP. Ограничения по производительности могут быть продиктованы зависимотью давления насыщенных паров от температуры в насосах с экранированным электродвигателем и в насосах с магнитной муфтой.

* 6.1.17 По требованию заказчика, поставщик должен предоставить данные как по максимальному звуковому давлению, так и по уровню звуковой мощности насосного агрегата по октавам. Меры по контролю уровня звукового давления (УЗД) должны быть обсуждены совместно заказчиком и поставщиком.

П р и м е ч а н и е – Поставляемое насосное оборудование должно соответствовать установленному допустимому уровню звукового давления. См. ГОСТ 31252 (ИСО 3740), [5], [6] и ГОСТ 31252 для дополнительной информации.

* + 1. Для насосов с напорами более 200 м (650 футов) на ступень и с мощностью более 225 кВт (300 л.с.) на ступень могут потребоваться специальные меры для снижения вибраций, вызванных прохождением лопастей рабочего колеса мимо входа в направляющий аппарат или спиральный отвод, и низкочастотных вибраций при пониженных подачах.

Из-за необходимости регулирования зазоров рабочие колеса насосов высокой мощности обычно дорабатываются после предварительных испытаний с целью корректировки гидравлических параметров путем затыловки лопастей или V-образного выреза на выходных кромках лопастей. Любые такие модификации должны быть задокументированы в соответствии с пунктом 10.3.4.1 и должны предусматривать повторное испытание насоса.

* + 1. Конструкция насоса должна исключать возможность повреждения от обратного вращения при пусковых проверках. Насос должен быть снабжен средствами для обнаружения обратного вращения.

П р и м е ч а н и е 1 – Для насосов с экранированным электродвигателем необходимо предусмотреть индикаторы направления вращения.

П р и м е ч а н и е 2 – Вращение двигателя на насосах с магнитной муфтой следует проверять при отсоединенной муфте двигателя.

* 6.1.20 Потребность в охлаждении насоса должна определяться поставщиком, а метод охлаждения должен согласовываться с заказчиком. Если требуется охлаждение, должен быть выбран один из вариантов, приведенных в Приложении H. Система охлаждения должна учитывать тип охлаждающей среды, давление и температуру, указанные заказчиком. Поставщик должен определить требуемую подачу охлаждающей жидкости. Для исключения конденсации, минимальная температура охлаждающей жидкости на входе в корпуса подшипников должна быть выше температуры окружающего воздуха.
  + 1. Рубашки охлаждения, если они предусмотрены, должны иметь технологические крышки для очистки, расположенные так, чтобы весь канал рубашки мог механически очищаться, промываться и осушаться.
    2. Рубашки охлаждения, если они предусмотрены, должны быть сконструированы так, чтобы исключить попадание перекачиваемой среды в рубашку. Каналы рубашки не должны пересекать соединительные стыки (плоскости разъема) корпуса.
    3. Если заказчиком не требуется иное, системы водяного охлаждения должны иметь параметры на воде, как указано в таблице 1.

Поставщик должен уведомить заказчика, если значения минимального повышения температуры и скорости на поверхностях теплообмена приводят к конфликту. Параметр скорости потока на поверхности теплообмена используют для минимизации загрязнений системы со стороны охлаждающей воды; параметр минимального повышения температуры используют для минимизации количества охлаждающей воды. Если такой конфликт существует, заказчик должен согласовать выбранный параметр.

Таблица 1 — Системы водяного охлаждения насосов, условия на воде

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметр | Единицы СИ | Единицы USC и другие |
| Скорость потока на поверхности теплообмена | от 1,5 м/с до 2,5 м/с | 5 - 8 фут/с |
| Максимальное допустимое рабочее давление в рубашке охлаждения  (MAWP), не менее | 700 кПа | 100 psi; 7 бар |
| Испытательное давление в рубашке охлаждения (> 1,5 \* MAWP), не менее | 1050 кПа | 150 psi; 10,5 бар |
| Максимальное падение давления в рубашке охлаждения | 100 кПа | 15 psi; 1 бар |
| Максимальная температура на входе | 30 °C | 90 °F |
| Максимальная температура на выходе | 50 °C | 120 °F |
| Минимальное повышение температуры | 20 °C | 30 °F |
| Коэффициент загрязнения, не более | 0,35 м2 –  К/кВт | 0.002 hr-ft2 – °F/Btu |
| Припуск на коррозию стенок (не для труб) | 3,0 мм | 0.125” |

Конструкция должна предусматривать возможность полного дренажа и продувки системы охлаждения.

П р и м е ч а н и е — В качестве теплоносителя системы охлаждения могут применяться различные жидкости. Для исключения возниконвения коррозии и загрязнений системы, покупателем и продавцом дожнен быть согласован выбор материалов системы охлаждения.

* + 1. Заказчик и поставщик должны согласовать компоновку насосного агрегата, в том числе компоновку трубной обвязки и вспомогательных устройств. Компоновка должна обеспечивать достаточное пространство вокруг агрегата, необходимое для безопасного доступа к агрегату для выполнения работ по его эксплуатации и техобслуживанию.

# Требования по электробезопасности

* + - 1. Места установки оборудования могут быть классифицированны как опасные электрические зоны или они могут быть неквалифицированными. Неклассифицированная зона считается неопасной; поэтому установка двигателей, электрических приборов, оборудования, компонентов и электроустановок не регулируется правилами по безопасности электроопасных зон.
      2. Если место установки электроопасное, электродвигатели и все электрические компоненты насосного агрегата должны соответствовать классификации места установки (класс, группа, зона), указанной в спецификации заказчика, и должны отвечать требованиям ГОСТ 28173 (МЭК 60034-1), [7] или [8].
* 6.1.25.3 Должны быть выполнены все требования местных технических правил и регламентов, выполнение которых требуется заказчиком.

6.1.25.4 Требования к электробезопасности различаются в зависимости от места установки. В таблице 2 приведены основные стандарты для электроопасных зон.

* + 1. Конструкция насосов должна обеспечивать быстрое и экономичное техническое обслуживание. Основные детали, например, корпус насоса и корпуса подшипников, должны быть спроектированы и изготовлены так, чтобы обеспечить точное совмещение при повторной сборке.

П р и м е ч а н и е – Это должно достигаться посредством использования направляющих выступов, штифтов или шпонок.

* + 1. Насос и его привод должны удовлетворять критериям вибрации, установленным в 6.8.3.4, и при стендовых испытаниях, и при работе на месте постоянной эксплуатации на постоянном фундаменте / основании. После ввода в эксплуатацию заказчик и производитель несут совместную ответственность за вибрационные характеристики насосного агрегата.
    2. Запасные части и все сменные детали насосов, а также всех вспомогательных систем насосных агрегатов, должны отвечать, как минимум, требованиям данного стандарта.
    3. Требования пунктов 6.1.29.1 и 6.1.29.2 применяются к конструкциям вертикальных насосов.
       1. Для вертикальных насосов с двигателем сверху на нихней части корпуса насоса должна быть предусмотрена плоская контактная поверхность для обеспечения устойчивости насоса. Отношение высоты центра тяжести насосного агрегата к ширине опорной поверхности не должно превышать 3:1. Устойчивость должна обеспечиваться либо конструкцией корпуса насоса, либо использованием постоянной опорной рамы. Для конструкций с приводом снизу насос и двигатель должны удерживаться опорной конструкцией.
       2. Конструкция насоса должна быть рассчитана либо на установку насоса без закрепления на фундаменте и его перемещение вместе с всасывающим и нагнетательным трубопроводами, либо на установку насоса с креплением анкерными болтами к монтажной раме или к фундаменту.

П р и м е ч а н и е – Нагрузка на патрубки насоса может увеличиться, если агрегат закреплен на фундаменте анкерными болтами. В этом случае необходимо обратить особое внимание на конструкцию трубопроводов.

* + 1. Насосные агрегаты, включая все вспомогательные системы, должны быть рассчитаны на применение в условиях окружающей среды, указанных в опросных листах заказчика. Если требуется, производитель должен дать рекомендации по защите оборудования на месте эксплуатации (например, по подготовке оборудования к эксплуатации в зимних условиях при низкой температуре окружающей среды, или по защите от чрезмерной влажности, запыленности, коррозии и т.д.).

Таблица 2 — Основные стандарты для электроопасных зон

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Организация стандартизации | Стандарты | Применение | Обозначение классификации опасной  электрической зоны |
| IECа CENELECb | IEC 60079  EN 60079 | Страны Европейского союза (ЕС) и по всему миру, за исключением  США | Зона, группа газов, температурный класс |
| Европейский союз (ЕС)c | ATEX  Директива 94/9/EC | Требуется, в дополнение к IEC, только в странах Европейского союза. Может быть запрошен  в других странах. | Группа оборудования, категория |

Продолжение таблицы 2

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Организация стандартизации | Стандарты | Применение | Обозначение  классификации опасной электрической зоны |
| NEC®d | NFPA 70  Разделы 500-502, 504 | Соединенные Штаты Америки | Класс, подразделение, группа, температурный  класс |
| NEC®e | NFPA 70  Раздел 505 | Соединенные Штаты Америки | Класс I, зона, группа газов, температурный  класс |
| CEC®f | CSA C22.1-06, Раздел 18 | Канада | *Основная: Принятие МЭК - зона, группа газов, температурный класс Вспомогательная*: класс, подразделение, группа, температурный  класс |
| *a - МЭК: Международная электротехническая комиссия*  *b - CENELEC: Европейский комитет по электротехнической стандартизации*  *c - ATEX: “Взрывоопасные среды”, “Оборудование, предназначенное для использования во взрывоопасных средах”*  *d- NEC®: Национальный электротехнический кодекс®, опубликованный Национальной ассоциацией противопожарной защиты (NFPA)*  *e - CEC®: Канадский электрический кодекс®, опубликованный Канадской ассоциацией стандартов (CSA)* Директива ATEX 94/9/EC вступила в силу 30 июня 2003 года и применяется ко всему оборудованию (механическому и электрическому), которое предназначено для использования в потенциально взрывоопасной атмосфере в Европейской экономической зоне. Хотя это и не конкретный электрический код, он указан в таблице, поскольку большинство электротехнических изделий не могут быть использованы во взрывоопасных зонах в Европейской экономической зоне без сертификации ATEX.  Кроме того, механические изделия, которые используются в ЕС во взрывоопасных зонах, должны соответствовать директиве ATEX. Директива ATEX определяет категории, которые определяют подход, используемый для получения сертификации ATEX. Электрическое и механическое оборудование необходимо для удовлетворения основных требований к охране труда и технике безопасности, изложенные  в директиве ATEX. | | | |

# Болтовые соединения и резьбы

* 6.1.31.1 Резьбовые детали должны соответствовать ГОСТ 8724 (ИСО 261), ГОСТ 24705 (ИСО 724), ГОСТ 16093 (ИСО 965-1, ИСО 965-3), [9] или [10]. Производитель должен указать тип резьбовых соединений, использованных в насосе.
  + - 1. При применении резьб по [10], класс резьбы должен быть UNC класс 2 для основных шпилек, болтов и гаек. Для других болтов и гаек следует выбирать класс 2 или 3.
      2. При применении резьб по ГОСТ 8724 (ИСО 261) и [9] должен быть выбран класс резьбы с крупным шагом. Резьбы должны соответствовать классу 6g для болтов и шпилек, и классу 6H для гаек.
    1. Покупные стандартные крепежные детали должны быть изготовлены в соответствии с требованиями [11] или закупаться у дистрибьюторов, имеющих сертификаты качества в соответствии с [11].
    2. Вокруг всех гаек и головок болтов должно быть предусмотрено достаточно места для использования накидных гаечных ключей и торцевых головок.
    3. Если заказчиком не требуется иное, на всех главных разъемах корпуса должны применяться шпильки, а в остальных соединениях и разъемах – болтовые соединения с внешней шестигранной головкой.
    4. Для корпусов, работающих под давлением, размер резьбы крепежных деталей должен быть не менее 12 мм (1/2 дюйма).
    5. Крепежные детали (за исключением шайб и стопорных винтов) должны иметь маркировку с указанием класса материала и изготовителя, которая наносится на один конец шпилек диаметром от 10 мм (3/8 дюйма) и на головки болтов диаметром от 6 мм (1/4 дюйма). Если имеющейся площади недостаточно для нанесения маркировки, тогда обозначение класса может быть нанесено на один конец, а обозначение изготовителя – на другой. Шпильки должны маркироваться на открытом конце.

П р и м е ч а н и е — Установочный винт – это винт без головки с шестигранным гнездом на одном

конце

# Корпуса, работающие под давлением

* + 1. Корпус, работающий под давлением (включая вторичный корпус, работающий

под давлением) должен быть сконструирован в соответствии с пунктами 6.2.1.1 и 6.2.1.2, а болтовые соединения корпуса должны соответствовать пункту 6.2.1.3. Корпуса, работающие под давлением, должны быть сконструированы так, чтобы:

а) работать без внешних утечек и без контакта между вращающимися и неподвижными деталями, при условии одновременного воздействия на корпус максимального допустимого рабочего давления MAWP (с учетом максимальной рабочей

температуры) и комбинации удвоенных допустимых нагрузок, приведенных в таблице 4, приложенных одновременно к каждому из патрубков корпуса;

б) выдержать гидравлические испытания (см. 8.3.2).

П р и м е ч а н и е — Требование по удвоенным нагрузкам на патрубки является расчетным условием при разработке корпуса, работающего под давлением. Значения допустимых нагрузок на патрубки для проектировщиков трубопроводных систем приведены в таблице 4. Эти значения учитывают не только конструктивное исполнение корпуса, работающего под давлением, но и учитывают другие факторы, влияющие на допустимые нагрузки на патрубки, такие как конструкция опор корпуса или жесткость фундаментной рамы.

* + - 1. При расчете корпуса, работающего под давлением, растягивающие напряжения для любого применяемого материала не должны превышать 25 % от минимального предела прочности на разрыв и 67 % от минимального предела текучести для этого материала, для всего диапазона рабочих температур. Для отливок корпусов, расчетные значения пределов прочности должны быть уменьшены в соответствии с поправочными коэффициентами, приведенными в таблице 3. Производитель в своем предложении должен указать источник информации о свойствах приведенных в таблице

G.2 материалов (то есть ГОСТ, ISO, ASTM, UNS, EN, JIS), а также примененные значения поправочных коэффициентов для отливок. Национальные стандарты на материалы, отличные от тех, которые приведены в таблице G.2 Приложения G, могут использоваться после согласования с заказчиком. Параметры проектирования для применения керамических/композитных защитных экранов должны быть согласованы между производителем и заказчиком.

П р и м е ч а н и е — Как правило, указанные в 6.2.1 условия приводят к деформациям (растяжениям), которые в конструкции корпусов насосов являются определяющими факторами. Предел прочности или предел текучести материала редко являются ограничивающими факторами.

Таблица 3 — Поправочные коэффициенты для отливок.

|  |  |
| --- | --- |
| Вид неразрушающего контроля | Поправочный коэффициент для отливки |
| Визуальный контроль, магнитопорошковый и/или капиллярный контроль | 0,8 |
| Локальный радиографический контроль | 0,9 |
| Ультразвуковой контроль | 0,9 |
| Полный радиографический контроль | 1,0 |

* + - 1. Детали, находящиеся под давлением, могут быть спроектированы с помощью расчетов методом конечных элементов при условии, что значение интенсивности напряжений отражает требование проведения гидравлических испытаний при 150% от MAWP.
      2. Для болтового соединения допустимое растягивающее напряжение используется для определения общей площади болтового соединения на основе гидростатической нагрузки или предварительного натяга прокладки. Исходя из гидростатического давления или необходимого уровня сжатия прокладки расчитывается необходимая площадь сечения шпилек или болтов с учетом значений максимального допустимого растягивающего напряжения для них. Для обеспечения надежного резьбового соединения необходимо создать предварительный натяг шпилек так, чтобы напряжение сжатия в стыке от них было выше, чем расчетное растягивающее напряжение. Обычно расчетные значения напряжений в шпильках находятся в диапазоне от 0,57 до 0,9 от предела текучести материала.
    1. Максимальное допустимое рабочее давление насоса (MAWP) должно равняться, как минимум, максимальному расчетному давлению на нагнетании насоса плюс 10% от максимального дифференциального давления в насосе, но не должно быть меньше минимального давления 4 МПа (40 бар, 600 psi) при температуре 38 °C (100 °F) или не менее чем по [12] PN 50. Максимальное допустимое рабочее давление зависит от конструкции корпуса. Максимальное допустимое рабочее давление для корпуса не должно снижаться в заданных условиях эксплуатации.

П р и м е ч а н и е 1 – Запас в 10% по давлению предназначен для перекрытия возможного увеличения напора (6.1.6), из-за увеличения частоты вращения ротора насоса (6.1.7), и допуском на напор наоса при испытаниях (см. Таблицу 11).

П р и м е ч а н и е 2 – Для целей данного пункта, фланцы по [13] Class 300 и [14] Class 300 считаются эквивалентным фланцам по [12] PN50.

П р и м е ч а н и е 3 – В этом подпункте приведены минимальные требования, соответствующие конструкциям, существующим на момент публикации настоящего стандарта.

* 6.2.3 Максимальное давление на выходе из насоса должно быть указано в опросном листе на насос. Максимальное давление на выходе из насоса должно быть увеличено на величину дополнительного перепада давления, образующегося за счет выполнения одного или нескольких из нижеперечисленных условий эксплуатации:

а) перекачивание среды с максимальной плотностью при любых из заданных условий эксплуатации;

б) установка рабочего колеса максимального диаметра;

в) эксплуатация на максимальной частоте вращения ротора.

Покупатель должен оценить вероятность увеличения максимального давления на выходе из насоса, прежде чем его указывать.

Увеличение дифференциального давления насоса из-за увеличения частоты вращения ротора до максимальной частоты, как правило, является непродолжительным отклонением и находится в пределах давления гидравлических испытаний.

* 6.2.4 Если на всасывании насоса образуется вакуум, защитный экран или вкладыш статора, в зависимости от обстоятельств, должны быть рассчитаны на возникающее внешнее давление.
  + 1. Корпуса, работающие под давлением, должны проектироваться с припуском на коррозию в соответствии с требованиями 6.1.1. Если заказчиком не требуется иное, минимальный припуск на коррозию должен составлять 3 мм (0,12 дюйма), для насосов с магнитной муфтой экраны и вкладыши должны соответствовать 9.1.2.1.1 и 9.2.3.1 и 9.2.4.1 для насосов с механическим приводом.

П р и м е ч а н и е – С одобрения заказчика, производитель может предложить иной минимальный припуск на коррозию, если в конструкции насоса используются материалы, обладающие большой коррозионной стойкостью и если их применение может привести к снижению стоимости насоса без ущерба безопасности и надежности.

* + 1. Корпуса с осевым разъемом не допускаются. Необходимо применять насосы с радиальным разъемом корпусов.
* 6.2.7 Корпуса насосов должны иметь прилегание главного разъема «металл по металлу», с использованием уплотнительных прокладок с нормированным сжатием, таких как круглые уплотнительные кольца или спирально-навитые прокладки. Уплотнительные прокладки других типов могут быть предложены и использованы с одобрения заказчика, если они подходят для данного применения. Конструкция главных разъемов корпусов насосов должна быть рассчитана на применение спирально-навитых прокладок.

П р и м е ч а н и е – См. также пункт 9.1.2.1.3, относящийся к насосам с магнитной муфтой.

* + 1. Конструкция корпусов должна обеспечивать возможность демонтажа ротора или внутреннего магнитного кольца без отсоединения всасывающего или напорного патрубков.
    2. Для горизонтальных насосов с магнитной муфтой и температурой перекачиваемой жидкости 175 °C (350 °F) или выше, должны использоваться корпуса насосов с опорами по центральной оси. Корпуса насосов с осевой опорой не обязательны для насосов с экранированным электродвигателем.

П р и м е ч а н и е – Несоосность из-за нагрева не является проблемой для насосов с экранированным электродвигателем, поскольку у них двигатель встроен в насос.

* + 1. Все поверхности под уплотнительными кольцами, включая канавки и установочные гнезда, должны иметь максимальное среднее значение шероховатости поверхности (Ra) не более 1,6 мкм (63 микродюйма). Отверстия, куда вставляются уплотнительные кольца круглого сечения, должны иметь минимальный радиус скругления входной кромки 3 мм (0,12 дюйма), или минимальную длину заходной фаски 1,5 мм (0,06 дюйма). Угол заходных фасок не должен превышать угол 30°.
    2. Для облегчения разборки корпуса насоса должны использоваться отжимные винты/болты. Поверхность, в которую упирается отжимной винт/болт, должна иметь выточку или углубление для предотвращения протекания соединения или неправильной посадки, вызванной деформацией поверхности. Направляющие стержни должны иметь достаточную длину, чтобы предотвратить повреждение внутренних деталей или шпилек корпуса при разборке и повторной сборке.
    3. Использование резьбовых отверстий в деталях, работающих под давлением, должно быть сведено к минимуму. Для предотвращения утечек в резьбовых зонах корпуса, работающего под давлением, толщина металла вокруг просверленного резьбового отверстия и ниже его дна, должна быть не менее половины диаметра болта или шпильки плюс припуск на коррозию. Глубина резьбовых отверстий должна быть не менее полутора номинальных диаметров болта или шпильки.
    4. Внутренние резьбовые крепежные детали должны изготавливаться из материала, стойкого к коррозионному воздействию перекачиваемой среды.

# Патрубки и соединения корпусов, работающих под давлением

* + 1. **Размеры отверстий в корпусах**
       1. Размеры отверстий для патрубков и других соединений корпусов, работающих под давлением, должны быть выбраны из рядов по ГОСТ 28338 (ИСО 6708). Размеры DN32, DN65, DN90, DN125, DN175 и DN225 (NPS 1¼, NPS 2½, NPS 3½, NPS 5, NPS 7 и NPS 9) допускается использовать только после согласования с заказчиком.

П р и м е ч а н и е – DN 65 (2½ дюйма) и DN 125 (5 дюймов) обычно используются за пределами Соединенных Штатов.

* + - 1. Все вспомогательные соединения корпуса, кроме входных и выходных патрубков, должны быть не менее DN15 (NPS ½) для насосов с выходными патрубками DN50 (NPS 2) и меньше. Для насосов с выходными патрубками DN80 (NPS 3) и больше, вспомогательные соединения должны быть как минимум DN20 (NPS ¾). Исключение: соединения для линий обвязки торцевых уплотнений и подключения измерительных приборов могут быть DN15 (NPS ½), независимо от размеров насосов.

# Входные и выходные патрубки

* + - 1. Всасывающие и напорные патрубки насосов должны иметь фланцы, рассчитанные на работу при таком же номинальном давлении.
      2. Фланцы должны быть как минимум PN 50 по [12], и иметь присоединительные поверхности по ГОСТ 33259, [12], [13].

П р и м е ч а н и е – В контексте данного пункта , фланцы по [13] Class 300, и EN 1759-1 [1] Class 300 считаются эквивалентными фланцам по [12] PN50.

* + - 1. Допускается применение фланцев с увеличенной толщиной или большего наружного диаметра, чем требуется соответствующими стандартами ИСО или ASME из любых материалов, такие фланцы должны иметь торцевые поверхности уплотнения. Все присоединительные размеры нестандартных (негабаритных) фланцев должны быть указаны на чертеже насоса. Если из-за увеличенной толщины фланцев требуется использование шпилек или болтов нестандартной длины, производитель должен указать это требование в предложении и на монтажном чертеже насоса.
      2. Фланцы должны быть с полностью или частично механически обработаной обратной поверхностью и иметь отверстия для сквозного болтового соединения.
      3. Для сведения к минимуму нагрузки на патрубки и облегчения монтажа трубопроводов механически обработанные присоединительные поверхности фланцев насоса должны быть параллельны плоскости, указанной на монтажном чертеже [см. 10.2.2.1а)] с отклонением не более 0,5°. Осевые линии отверстий под болты или шпильки должны быть параллельны главным осям насоса.

# Вспомогательные присоединения к корпусам, работающим под давлением

* + - 1. Все вспомогательные соединения с корпусами, работающими под давлением, должны быть фланцевыми или приварными встык. Резьбовые соединения не допускаются. Все подключения трубопроводов к ответным трубопроводам заказчика должны быть фланцевыми.
* 6.3.3.2 При согласовании, могут использоваться специальные резьбовые элементы для перехода от корпуса или ниппеля к трубопроводам при условии, что уплотнение жидкости в этих соединениях обеспечивается не только резьбой, но и применением дополнительного уплотнительного элемента, например, уплотнительного кольца круглого сечения (см. Рисунок 2).
  + - 1. Привариваемые к корпусу насоса соединения, включая их опорные элементы и косынки, по своим механическим свойствам, включая ударную вязкость и пределы по давлению/температуре, должны соответствовать или превышать требования к материалу корпуса.
      2. Первый сегмент вспомогательной трубной обвязки, приваренный к корпусу насоса, должен быть не более 150мм (6 дюймов) в длину. Этот сегмент трубной обвязки должен быть прямым, для обеспечения возможности механической очистки. Труба должна быть бесшовной и как минимум, должна соответствовать ряду 160 для диаметров DN25 (NPS 1) и меньше чем ряду 80 для DN40 (NPS 1½). Допускается продольное присоединение первого сегмента трубной обвязки к корпусу, если это позволяет снизить высоту оси насоса (см. 9.1.5.3.4).

П р и м е ч а н и е – В обоснованных случаях, допускается делать первый сегмент вспомогательной трубной обвязки не прямым. Например, на небольших насосах прямой первый сегмент вспомогательной обвязки может помешать подводу основного всасывающего трубопровода. В предложении следует указывать возможные варианты исполнения.

* 6.3.3.5 Если оговорено в договоре, трубная обвязка, для повышения жесткости конструкции, должна иметь поддерживающие косынки в двух взаимно перпендикулярных плоскостях в соответствии со следующими требованиями:

а) Материал косынки должен быть совместим с материалами трубной обвязки и корпуса, работающего под давлением. Косынка должна быть изготовлена либо из листового проката с сечением не менее 25 х 3 мм (1 х 0,12 дюйма), либо из прутка диаметром не менее 9 мм (0,38 дюйма).

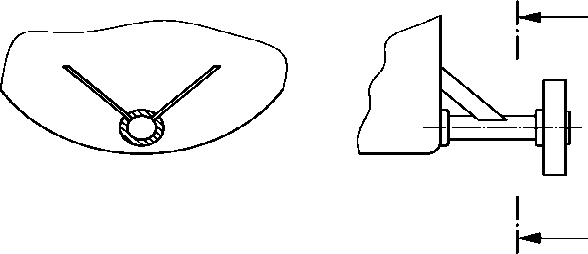
б) Конструкция косынки должна соответствовать типовой конструкции показанной на рисунке 1.

Рисунок 1 – Типовая конструкция косынок трубной обвязки

в) Косынка должна располагаться непосредственно вблизи места присоединения трубы к корпусу насоса и привариваться к ближайшим частям корпуса для обеспечения максимальной жесткости конструкции. Для косынок из проката прямоугольного сечения, длинная часть сечения должна быть перпендикулярна трубе. Косынка должна располагаться так, чтобы не мешать доступу к болтам фланца, или любым другим частям насоса, подлежащим обслуживанию.

г) Косынка должна быть приварена к корпусу насоса с соблюдением требований (см.

6.10.3), включая, при необходимости, термообработку после сварки и контроль (см. 8.2.2). д) Допускается присоединение косынки к корпусу насоса болтами, при условии, что сверление отверстий под болты в корпусе и нарезание в них резьбы выполнены до

гидравлических испытаний.

е) Использование болтовых или зажимных присоединений косынок к корпусу насоса должно быть согласовано с заказчиком.

6.3.3.6 Сварка всех соединений должна быть завершены до проведения гидравлических испытаний корпуса (см. 8.3.2).

* 6.3.3.7 По договору допускается использование фрезерованных мест на корпусе насоса под присоединение фланцев вспомогательных трубопроводов с ввинчиванием шпилек в тело корпуса. Присоединительные поверхности этих мест должны соответствовать требованиям ГОСТ 33259, [12] или [15]. Шпильки и гайки должны быть заранее установлены. Первые полтора витка резьбы на обоих концах каждой шпильки должны быть удалены.

П р и м е ч а н и е – В рамках данного пункта, [16] и ANSI/ASME B16.5 [13] считаются эквивалентным

[15] и [12], соответственно, а также ГОСТ 33259.

* + - 1. Все вспомогательные соединения должны выдерживать давление гидравлических испытаний того участка корпуса, к которому они присоединены.
      2. Все вспомогательные соединения к линиям заказчика должны быть доступными для демонтажа без перемещения насоса или его основных деталей.
      3. Если насос не является самовентилирующимся, из-за расположения всасывающего и нагнетательного патрубков, должно быть предусмотрено вентиляционное соединение.

П р и м е ч а н и е – Насос считается приспособленным к естественному выходу газов, если расположение патрубков и конфигурация корпуса обеспечивают полный выход газов из зоны рабочего колеса первой ступени и его спирального отвода или направляющего аппарата, чем предотвращается срыв подачи при пуске.

* + - 1. Стандартно, вспомогательные соединения с работающими под давлением корпусами могут быть резьбовыми. Резьбовые соединения должны соответствовать требованиям пунктов 6.3.3.11.1 - 6.3.3.11.3.
         1. Заглушки с конической резьбой должны иметь длинную круглую головку под внутренний шестигранный ключ или длинную шестигранную головку под накидной ключ по [17], либо коническую резьбу по ГОСТ 6211 и головку под ключ по ГОСТ 16983 или ГОСТ 11737. Если в конструкции требуются цилиндрические резьбы, тогда заглушки должны быть с шестигранными головками и соответствовать DIN 910. Материал заглушек должен отвечать всем требованиям, предъявляемым к материалам корпуса под давлением.

Для герметизации резьбы заглушек должен использоваться герметик, подходящий для работы в условиях всего диапазона рабочих температур насоса. Запрещается использование пластиковых заглушек.

* + - * 1. Стандартно, в качестве трубной резьбы для вспомогательных соединений должна использоваться коническая резьба по ГОСТ 6211 или [17]. Профиль резьбы должн соответствовать ГОСТ 6211 или [13].

П р и м е ч а н и е – В рамках данного пункта, [18] считается эквивалентным 17].

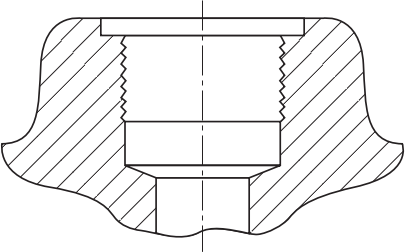
* + - * 1. Во вспомогательных соединениях может применяться цилиндрическая резьба по ГОСТ 6357 или [19]. При использовании цилиндрических резьб, они должны уплотняться торцевой прокладкой, а резьбовое отверстие должно иметь проточку для установки уплотнительной прокладки (см. Рисунок 2).

Рисунок 2 - Обработанная поверхность, подходящая для удержания прокладки при использовании цилиндрической резьбы

# Внешние силы и моменты, действующие на патрубки

* + 1. Горизонтальные насосы на опорных плитах, а также вертикальные насосы на опорах, закрепленных на фундаменте, должны сохранять свои рабочие характеристики, в случае одновременного воздействия на входной и выходной патрубки максимальных сил и моментов, указанных в таблице 4. Для горизонтальных насосов учитываются два результата нагрузок на патрубки: деформация корпуса насоса (6.2.1) и нарушение соосности валов насоса и привода (только в насосах с магнитной муфтой) (см. 9.1.5.3.20).
    2. Допускаемые максимальные нагрузки для вертикальных насосов с патрубками в одной плоскости и опорами, не закрепленными на фундаменте, могут в два раза превышать значения, указанные в таблице 4 для боковых патрубков.
    3. Для корпусов насосов, изготовленных из материалов, отличных от стали или ее сплавов, производитель должен указать допустимые нагрузки на патрубки по форме, соответствующей таблице 4.
    4. В таблице 4 приведены значения сил и моментов в соответствии с системами координат, показанными на рисунках 3 – 4.
    5. В приложении I приведена оценка допустимости значений нагрузок на патрубки, превышающих указанные в таблице 4. Заказчик должен учитывать, что при использовании методов оценки нагрузок на патрубки по приложению I, расцентровка валов насоса и привода может быть до 50% выше, чем расцентровка при нагрузках на патрубки, находящихся в пределах значений по таблице 4, что может повлиять на условия монтажа оборудования. Использования методов, указанных в приложении I, требует согласования с заказчиком.

Таблица 4a — Нагрузки на патрубки (Единицы СИ)

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Единицы СИ | | | | | | | | |
| Номинальный размер фланца (DN) | | | | | | | | |
| ≤50 | 80 | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 |
|  | Силы (Н) | | | | | | | | |
| Верхние патрубки |  | | | | | | | | |
| Fx | 710 | 1070 | 1420 | 2490 | 3780 | 5340 | 6670 | 7120 | 8450 |
| Fy | 580 | 890 | 1160 | 2050 | 3110 | 4450 | 5340 | 5780 | 6670 |
| Fz | 890 | 1330 | 1780 | 3110 | 4890 | 6670 | 8000 | 8900 | 10,230 |
| FR | 1280 | 1930 | 2560 | 4480 | 6920 | 9630 | 11700 | 12780 | 14850 |
| Боковые патрубки |  | | | | | | | | |
| Fx | 710 | 1070 | 1420 | 2490 | 3780 | 5340 | 6670 | 7120 | 8450 |
| Fy | 890 | 1330 | 1780 | 3110 | 4890 | 6670 | 8000 | 8900 | 10230 |
| Fz | 580 | 890 | 1160 | 2050 | 3110 | 4450 | 5340 | 5780 | 6670 |
| FR | 1280 | 1930 | 2560 | 4480 | 6920 | 9630 | 11700 | 12780 | 14850 |
| Осевые патрубки |  | | | | | | | | |
| Fx | 890 | 1330 | 1780 | 3110 | 4890 | 6670 | 8000 | 8900 | 10230 |

Продолжение таблицы 4а

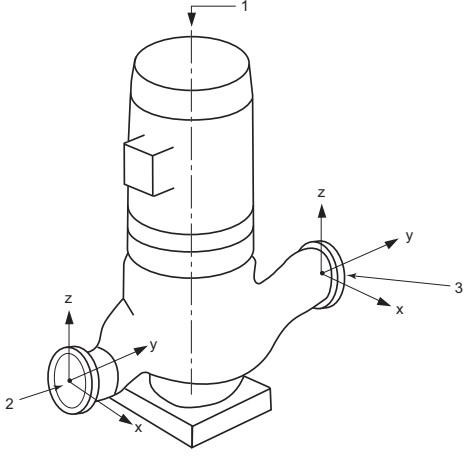
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Единицы СИ | | | | | | | | |
| Номинальный размер фланца (DN) | | | | | | | | |
| ≤50 | 80 | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 |
| Fy | 710 | 1070 | 1420 | 2490 | 3780 | 5340 | 6670 | 7120 | 8450 |
| Fz | 580 | 890 | 1160 | 2050 | 3110 | 4450 | 5340 | 5780 | 6670 |
| FR | 1280 | 1930 | 2560 | 4480 | 6920 | 9630 | 11700 | 12780 | 14850 |
|  | Моменты (Н·м) | | | | | | | | |
| Любые патрубки |  | | | | | | | | |
| Мx | 460 | 950 | 1330 | 2300 | 3530 | 5020 | 6100 | 6370 | 7320 |
| Мy | 230 | 470 | 680 | 1180 | 1760 | 2440 | 2980 | 3120 | 3660 |
| Мz | 350 | 720 | 1000 | 1760 | 2580 | 3800 | 4610 | 4750 | 5420 |
| МR | 620 | 1280 | 1800 | 3130 | 4710 | 6750 | 8210 | 8540 | 9820 |
| П р и м е ч а н и е 1 – Направление нагрузок на патрубки (X, Y и Z) см. на рисунке 3 и рисунке 4.  П р и м е ч а н и е 2 – Каждое значение, приведенное выше - диапазон этого значения от отрицательного до положительного; например, 160 указывает на диапазон от минус 160 до плюс 160. | | | | | | | | | |

Таблица 4б — Нагрузки на патрубки (Единицы США)

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Единицы USC | | | | | | | | |
| Номинальный размер фланца (NPS) | | | | | | | | |
| ≤2 | 3 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 |
|  | Силы (фунт-фут) | | | | | | | | |
| Верхние патрубки |  | | | | | | | | |
| Fx | 160 | 240 | 320 | 560 | 850 | 1200 | 1500 | 1600 | 1900 |
| Fy | 130 | 200 | 260 | 460 | 700 | 1000 | 1200 | 1300 | 1500 |
| Fz | 200 | 300 | 400 | 700 | 1100 | 1500 | 1800 | 2000 | 2300 |
| FR | 290 | 430 | 570 | 1010 | 1560 | 2200 | 2600 | 2900 | 3300 |

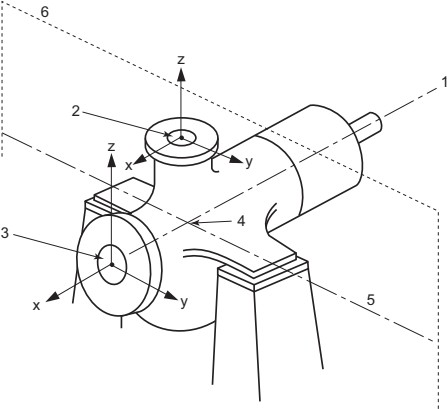
Продолжение таблицы 4б

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Единицы USC | | | | | | | | |
| Номинальный размер фланца (NPS) | | | | | | | | |
| ≤2 | 3 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 |
| Боковые патрубки |  | | | | | | | | |
| Fx | 160 | 240 | 320 | 560 | 850 | 1200 | 1500 | 1600 | 1900 |
| Fy | 200 | 300 | 400 | 700 | 1100 | 1500 | 1800 | 2000 | 2300 |
| Fz | 130 | 200 | 260 | 460 | 700 | 1000 | 1200 | 1300 | 1500 |
| FR | 290 | 430 | 570 | 1010 | 1560 | 2200 | 2600 | 2900 | 3300 |
| Осевые патрубки |  | | | | | | | | |
| Fx | 200 | 300 | 400 | 700 | 1100 | 1500 | 1800 | 2000 | 2300 |
| Fy | 160 | 240 | 320 | 560 | 850 | 1200 | 1500 | 1600 | 1900 |
| Fz | 130 | 200 | 260 | 460 | 700 | 1000 | 1200 | 1300 | 1500 |
| FR | 290 | 430 | 570 | 1010 | 1560 | 2200 | 2600 | 2900 | 3300 |
|  | Моменты (ft·lbf) | | | | | | | | |
| Любые патрубки |  | | | | | | | | |
| Мx | 340 | 700 | 980 | 1700 | 2600 | 3700 | 4500 | 4700 | 5400 |
| Мy | 170 | 350 | 500 | 870 | 1300 | 1800 | 2200 | 2300 | 2700 |
| Мz | 260 | 530 | 740 | 1300 | 1900 | 2800 | 3400 | 3500 | 4000 |
| МR | 460 | 950 | 1330 | 2310 | 3500 | 5000 | 6100 | 6300 | 7200 |
| П р и м е ч а н и е 1 – Направление нагрузок на патрубки (X, Y и Z) см. на рисунке 3 и рисунке 4.  П р и м е ч а н и е 2 – Каждое значение, приведенное выше - диапазон этого значения от отрицательного до положительного; например, 160 указывает на диапазон от минус 160 до плюс 160. | | | | | | | | | |



1. - ось вала насоса;
2. - нагнетательный патрубок; 3 – всасывающий патрубок

Рисунок 3— Система координат для вертикальных консольных насосов с патрубками в одной плоскости



1. - ось вала насоса;
2. - нагнетательный патрубок; 3 - всасывающий патрубок;
3. - центр масс;
4. - ось опор насоса;
5. - вертикальная плоскость

Рисунок 4 — Система координат для для горизонтальных насосов

# Роторы

* + 1. По умолчанию, рабочие колеса должны быть закрытого, полуоткрытого или открытого типов.

П р и м е ч а н и е 1 – Закрытые рабочие колеса менее требовательны к точности аксиального положения, и поэтому предпочтительны для применения в длинных роторах, у которых аксиальное смещение рабочего колеса может оказаться значительным из-за теплового расширения / сжатия вала или осевой нагрузки. Полуоткрытые рабочие колеса могут обеспечить более высокую эффективность за счет отсутствия дискового трения.

П р и м е ч а н и е 2 – Полуоткрытые рабочие колеса типа Barske, используемые в малорасходных насосах с низким коэффициентом быстроходности, не так чувствительны к осевому зазору, по сравнению с рабочими колесами закрытого типа.

* + 1. Рабочие колеса должны быть цельнолитые, кованые или сварные.

П р и м е ч а н и е – Кованные и сварные рабочие колеса имеют точно обработанные профрезерованные лопасти и стенки каналов. Это позволяет улучшить рабочие характеристики рабочих колес, в особенности при низких коэффициентах быстроходности.

* + 1. Рабочие колеса должны иметь шпоночное соединение с валом; использование штифтового соединения недопустимо. Рабочие колеса должны крепиться на валу с помощью гайки или винта, которые не открывают резьбу вала. Гайка или винт рабочего колеса должны быть самозатягивающимися при нормальном направлении вращения ротора, за счет сопротивления перекачиваемой среды. Обязательна механическая фиксация гайки или винта рабочего колеса (например, коррозионно-стойким стопорным винтом или стопорной шайбой с отгибными лепестками). Винты с головкой должны иметь галтели и закругления уменьшенного радиуса для уменьшения напряжений.
    2. Ступицы рабочих колес должны быть цельными. Рабочие колеса могут отливаться в стержневые литейные формы, при условии, что форма полностью проливается металлом с температурой плавления не менее 540 °С (1000 °F) для насосов с корпусами из стали.

П р и м е ч а н и е – Требование о полной проливке ступиц рабочих колес позволяет свести к минимуму опасность для персонала в случае съема колес с вала с помощью нагрева.

* + 1. Валы должны механически обрабатываться и шлифоваться по всей длине так, чтобы полное радиальное биение вала (TIR) составляло не более 25 мкм (0,001 дюйма).
    2. Все шпоночные пазы должны иметь галтельные радиусы и соответствовать ГОСТ 24069.

П р и м е ч а н и е – В рамках данного пункта, [20] эквивалентно [21] и ГОСТ 24069.

* + 1. Жесткость вала и повышение жесткости подшипников, смазанных средой, должны ограничивать осевой сдвиг рабочего колеса в наихудших условиях эксплуатации в пределах допустимого рабочего диапазона насоса — при максимальном диаметре рабочего

колеса и заданной скорости и жидкости — до половины минимального зазора между щелевыми уплотнениями рабочего колеса. Это ограничение смещения может быть достигнуто за счет сочетания диаметра вала, пролета или свеса вала, конструкции подшипника и конструкции корпуса (включая использование двойных спиралей или диффузоров). Влияние щелевых уплотнений рабочего колеса на вязкость жидкости не учитывается. Жесткость подшипников, смазываемых жидкостью, должна быть рассчитана как на минимальную, так и максимальные расчетные зазоры для всех характеристик условий эксплуатации.

# Щелевые уплотнения и рабочие зазоры

* + 1. Радиальные рабочие зазоры должны использоваться для ограничения внутренних утечек и, при необходимости, для компенсации осевых сил. Герметичные насосы обычно имеют осевые упорные подшипники и подшипники, смазываемые средой, поэтому в этом типе конструкции для регулирования осевой тяги необходимы небольшие осевые зазоры. В корпусе насоса должны быть предусмотрены сменные кольца щелевых уплотнений. Рабочие колеса должны иметь либо уплотнительные поверхности, либо сменные кольца щелевых уплотнений. В малорасходных насосах полуоткрытое рабочее колесо (рабочие колеса) типа Barske имеют оптимельные зазоры. Производитель должен указать метод компенсации осевых сил в предложении.
    2. Рабочие поверхности уплотнений, изготавливаемых из упрочняемых материалов, должны иметь разницу в твердости не менее чем в 50 единиц по Бринеллю, за исключением случаев, когда обе сопряжённые поверхности (неподвижная и вращающаяся) имеют твердость свыше 400 единиц по Бринеллю.
    3. Сменные кольца щелевых уплотнений, в случае их применения, должны фиксироваться посадкой с натягом, с использованием стопорных штифтов, винтов (осевых или радиальных), либо точечной сваркой. Диаметр отверстия под радиальный стопорный штифт или винт в кольце щелевого уплотнения не должен превышать 1/3 ширины этого кольца.
    4. Рабочие зазоры должны соответствовать требованиям пунктов 6.6.4.1-6.6.4.3.
       1. При выборе рабочих зазоров между кольцами щелевых уплотнений и другими подвижными деталями необходимо учитывать температуру перекачиваемой жидкости, режимы всасывания, свойства жидкости, характеристики теплового расширения материалов, стойкость материалов к истиранию, а также КПД насоса. Зазоры должны быть достаточными для обеспечения надежности работы и отсутствия касания во всех установленных рабочих режимах.
       2. Для закаленной стали с содержанием хрома от 11 до 13% и других

материалов, имеющих похожую низкую склонность к истиранию, должны выдерживаться минимальные зазоры, приведенные в таблице 5. Для материалов с большей склонностью к истиранию, а также для всех материалов, работающих при температурах свыше 260 °C (500

°F), к величине диаметральных зазоров, указанной в таблице 5, должно быть прибавлено 125 мкм (0,005 дюйма).

* + - 1. Для колец щелевых уплотнений из неметаллических материалов со слабой или отсутствующей склонностью к истиранию (см. Таблицу З.3), после согласования с заказчиком, допускается применение зазоров с величинами меньше приведенных в таблице

5. Для выбора величины зазоров, достаточной для обеспечения надежной эксплуатации и отсутствия касания при всех требуемых режимах работы, должны быть учтены такие факторы, как деформация материалов под давлением и при перепадах температур.

П р и м е ч а н и е – Существуют опубликованные данные, подтверждающие успешное применение неметаллических материалов для щелевых колец с рабочими зазорами, на 50% меньше указанных в таблице

5. Такое значительное уменьшение зазоров зависит от свойств конкретных применяемых материалов и других условий, например, от температуры перекачиваемой жидкости и наличия в ней механических примесей.

# Системы вторичного контроля/защиты

* 6.7.1 Без учета Приложения J, заказчик должен указать, какая из следующих систем герметизации/контроля должна быть в насосе:

а) Вид вторичного контроля (3.67);

б) Вторичный контроль с устройством (устройствами) контроля утечки — (система вторичного контроля 3.68);

в) Конструкция вторичной защитной оболочки (3.65);

г) Вторичная защитная оболочка с устройством (устройствами) контроля утечки — (Система вторичной защиты 3.66).

* 6.7.2 Для выбора необходимого варианта контроля герметичности должен применяться алгоритм выбора на основе опасности, приведенный в Приложении J.

6.7.3 Вторичная система контроля должна иметь резервный ресурс не менее 25 000 часов в режиме работы насоса и функциональный ресурс не менее 24 часов в случае отказа защитной оболочки.

* 6.7.4 Производитель должен обеспечить максимальную подачу из вторичной системы контроля в случае отказа защитного экрана или гильзы статора.
  + 1. Система вторичной защиты должна быть рассчитана на то же давление, что и напорный корпус. Требования по мониторингу нарушения первичной защитной оболочки должны быть включены во вторичную систему контроля/защиты.

Устройство (устройства) контроля утечки должно быть предоставлено

производителем насоса, если указана система контроля/защиты.

* + 1. Материалом вторичного корпуса (корпусов) под давлением должна быть, как минимум, углеродистая сталь.
    2. Вторичные корпуса под давлением по определению являются компонентами, работающими под давлением, и должны соответствовать требованиям пунктов 6.2.1 или 6.2.2.

Таблица 5 — Минимальные внутренние рабочие зазоры

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Диаметр вращающейся части  при зазоре (мм) | Минимальный диаметральный зазор  (мм) | Диаметр вращающейся части  при зазоре (дюймы) | Минимальный диаметральный зазор  (дюймы) |
| **<** 50 | 0,25 | **<** 2,000 | 0,010 |
| 50 до 64,99 | 0,28 | 2,000 до 2,499 | 0,011 |
| 65 до 79,99 | 0,30 | 2,500 до 2,999 | 0,012 |
| 80 до 89,99 | 0,33 | 3,000 до 3,499 | 0,013 |
| 90 до 99,99 | 0,35 | 3,500 до 3,999 | 0,014 |
| 100 до 114,99 | 0,38 | 4,000 до 4,499 | 0,015 |
| 115 до 124,99 | 0,40 | 4,500 до 4,999 | 0,016 |
| 125 до 149,99 | 0,43 | 5,000 до 5,999 | 0,017 |
| 150 до 174,99 | 0,45 | 6,000 до 6,999 | 0,018 |
| 175 до 199,99 | 0,48 | 7,000 до 7,999 | 0,019 |
| 200 до 224,99 | 0,50 | 8,000 до 8,999 | 0,020 |
| 225 до 249,99 | 0,53 | 9,000 до 9,999 | 0,021 |
| 250 до 274,99 | 0,55 | 10,000 до 10,999 | 0,022 |
| 275 до 299,99 | 0,58 | 11,000 до 11,999 | 0,023 |
| 300 до 324,99 | 0,60 | 12,000 до 12,999 | 0,024 |
| 325 до 349,99 | 0,63 | 13,000 до 13,999 | 0,025 |
| 350 до 374,99 | 0,65 | 14,000 до 14,999 | 0,026 |
| 375 до 399,99 | 0,68 | 15,000 до 15,999 | 0,027 |
| 400 до 424,99 | 0,70 | 16,000 до 16,999 | 0,028 |
| 425 до 449,99 | 0,73 | 17,000 до 17,999 | 0,029 |
| 450 до 474,99 | 0,75 | 18,000 до 18,999 | 0,030 |
| 475 до 499,99 | 0,78 | 19,000 до 19,999 | 0,031 |
| 500 до 524,99 | 0,80 | 20,000 до 20,999 | 0,032 |
| 525 до 549,99 | 0,83 | 21,000 до 21,999 | 0,033 |
| 550 до 574,99 | 0,85 | 22,000 до 22,999 | 0,034 |

Продолжение таблицы 5

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Диаметр  вращающейся части при зазоре (мм) | Минимальный  диаметральный зазор (мм) | Диаметр  вращающейся части при зазоре (дюймы) | Минимальный  диаметральный зазор (дюймы) |
| 575 до 599,99 | 0,88 | 23,000 до 23,999 | 0,035 |
| 600 до 624,99 | 0,90 | 24,000 до 24,999 | 0,036 |
| 625 до 649,99 | 0,95 | 25,000 до 25,999 | 0,037 |
| П р и м е ч а н и е – Для диаметров более 649,99 мм (25,999 дюйма), минимальные диаметральные  зазоры должны составлять 0,95 мм (0,037 дюйма) плюс 1 мкм на каждый дополнительный 1 мм диаметра или его части (0,001 дюйма на каждый дополнительный 1 дюйм). | | | |

* + 1. Все соединения системы вторичного контроля/защиты должны быть герметизированы прокладкой (прокладками) и уплотнительными кольцами из материала, совместимого с перекачиваемой жидкостью, или сварены.
* 6.7.9 Должны быть предусмотрены сливные патрубки, которые позволяют полностью слить жидкость и обеспечивают возможность промывки всех внутренних полостей вторичного корпуса работыющего под давлением.

# Динамика

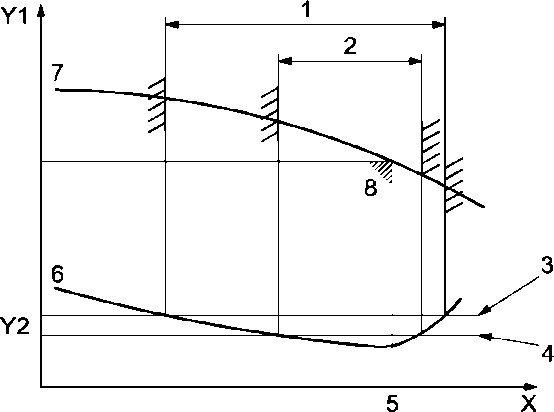
* + 1. Роторы насосов должны быть сконструированы так, чтобы их первая "сухая" критическая частота была как минимум на 20 % больше максимальной постоянной рабочей частоты вращения ротора насоса.
    2. Резонансы систем несущих конструкций (основания, рамы и корпуса подшипников) могут отрицательно сказаться на амплитуде колебаний ротора. Следовательно, резонанс дополнительных систем, входящих в комплект поставки, не должен возникать при скорости менее 10% от рабочей для насоса с постоянной частотой вращения ротора; при 10 % больше или при 10 % меньше рабочей скорости для насоса с переменной частотой вращения ротора.

# Вибрация

* + - 1. Вибрация центробежного насоса изменяется с изменением подачи, обычно являясь минимальной при подаче, соответствующей максимальному КПД насоса, и возрастая при увеличении или уменьшении подачи относительно точки максимального КПД. Увеличение вибрации при отклонении подачи от точки максимального КПД зависит от плотности энергии насоса, его коэффициента быстроходности и кавитационного коэффициента быстроходности. Как правило, вибрация растет быстрее при увеличении плотности энергии, коэффициента быстроходности и кавитационного коэффициента быстроходности.

С учетом этого, весь рабочий диапазон подач центробежного насоса может быть разделен на две области, одна из которых называется наиболее эффективной предпочтительной рабочей областью, и в ней вибрация насоса мала, а вторая называется допустимой рабочей областью, и в ней вибрация насоса достигает более высокого, но все еще приемлемого уровня. Зависимость вибрации от подачи насоса показана на рисунке 5. Другие факторы помимо вибрации, например, повышение температуры при уменьшении подачи или рост требуемого кавитационного запаса (NPSH3) с увеличением подачи, или параметры давления и температуры в полости ротора, могут сузить допустимый рабочий диапазон.

Допустимый рабочий диапазон насоса должен быть указан в техническом предложении производителя. Если допустимый рабочий диапазон сужается из-за других факторов, помимо вибрации, тогда эти факторы должны быть также указаны в предложении.



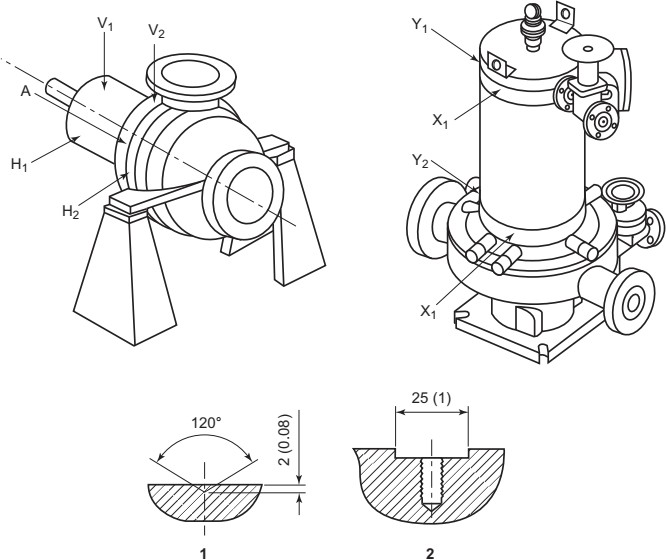
X – подача; Y1 – напор; Y2 – вибрация;

1 – полный допустимый рабочий диапазон подач; 2 – предпочтительный рабочий диапазон подач;

3 – уровень максимальной допустимой вибрации; 4 – уровень нормальной допустимой вибрации;

1. – подача в точке максимального КПД (BEP);
2. – типичная кривая зависимости вибрации от подачи, с указанием максимально допустимой вибрации;
3. – кривая зависимости напора от подачи; 8 – точка максимального КПД (точка BEP).

Рисунок 5 —График зависимости вибрации от подачи насоса

* + - 1. При заводских стендовых испытаниях насоса должны быть измерены общий уровень вибрации в диапазоне частот от 5 до 1000 Гц и спектры вибрации, полученные с использованием быстрого преобразования Фурье (FFT), при всех подачах, на которых регистрируются параметры насоса для построения графиков характеристик, за исключением нулевой подачи. Измерения вибрации должны быть выполнены на корпусе (корпусах) подшипников или в аналогичных местах для всех типов насосов; позиции точек измерений показаны на рисунке 6.

1. - место для установки датчика вибрации (см. 6.9.10.1);
2. - резьбовое соединение для постоянного крепления (см. 6.9.10.2); А - осевое направление;

H1 - горизонтальное направление; подшипник ходовой части (насос с магнитной муфтой)/задний подшипник (насосы с экранированным электродвигателем);

H2 - горизонтальное направление; опора переднего подшипника;

V1 - вертикальное направление; подшипник ходовой части (насос с магнитной муфтой)/задний подшипник (насос с экранированным электродвигателем);

V2 - вертикальное направление; опора переднего подшипника;

X1- радиальный верхний подшипник двигателя (насос с экранированным электродвигателем); X2 - радиальный нижний подшипник двигателя (насос с экранированным электродвигателем); Y1 - линейный верхний подшипник двигателя;

Y2 - линейный нижний подшипник двигателя.

Рисунок 6 — Места и положения для измерения вибрации

* + - * 1. Спектры вибрации, полученные с использованием быстрого преобразования Фурье, должны включать диапазон частот от 5 Гц до 2Z умноженного на рабочую частоту вращения (где Z - количество лопастей рабочего колеса). Если требуется, спектры вибрации должны быть включены в протоколы стендовых испытаний насоса.

П р и м е ч а н и е – Дискретные частоты, кратные первой и второй оборотной (рабочей) частоте вращения вала и кратные Z, умноженному на оборотную частоту, связаны с различными типичными явлениями в центробежных насосах. Поэтому анализ спектров на этих частотах представляет значительный интерес.

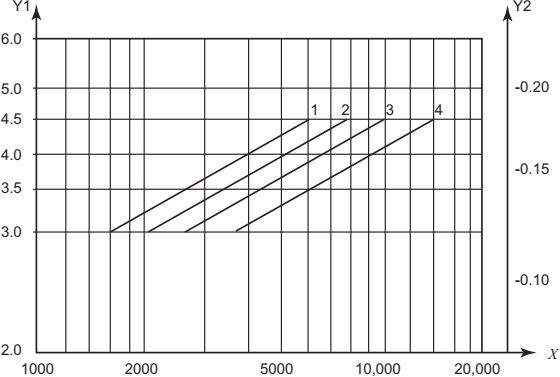
* + - 1. Абсолютная вибрация корпуса подшипника должна характеризоваться среднеквадратичной (СКЗ(RMS)) виброскоростью, выражаемой в мм/сек (в дюймах/сек).
      2. Значения вибрации, измеренные при стендовых испытаниях насоса, не должны превышать значений, указанных в таблице 6.
      3. При любой частоте выше максимальной рабочей частоты вращения ротора насоса, вплоть до частоты аварийного отключения привода, вибрация не должна превышать 150 % от максимального значения вибрации при максимальной рабочей частоте вращения ротора насоса.
      4. Насосы с переменной частотой вращения должны работать во всем установленном диапазоне частот вращения без превышения допустимых значений вибрации, установленных в настоящем стандарте.

Таблица 6 — Пределы вибрации для горизонтальных насосов

|  |  |
| --- | --- |
| Показатели | Вибрация при любой подаче в предпочтительном рабочем диапазоне насоса |
| Общие | Для насосов с частотой вращения до 3600 об/мин и мощностью до 300 кВт (400 л.с) на одну ступень:  vu<3,0 мм/с СКЗ (RMS)  (0,12 дюйм/с СКЗ (RMS)) |
| Для насосов с частотой вращения более 3600  об/мин или мощностью более 300 кВт (400 л.с.) на одну ступень: см. Рисунок 7 |
| Дискретные частоты | vf<2,0 мм/с СКЗ (RMS)  (0,08 дюйм/с СКЗ (RMS)) |

Продолжение таблицы 6

|  |  |
| --- | --- |
| Показатели | Вибрация при любой подаче в предпочтительном рабочем диапазоне насоса |
| Допустимое увеличение вибрации при подачах вне предпочтительного рабочего диапазона, но в пределах  допустимого рабочего диапазона | 30% |
| П р и м е ч а н и е 1 – Мощность определяется для подачи при максимальном КПД (в точке BEP), с номинальным диаметром рабочего колеса, при относительной плотности перекачиваемой среды равной 1,0.  П р и м е ч а н и е 2 – Расчетные значения виброскорости и амплитуды перемещения вала должны округляться до двух значащих цифр.  где  vu - общая виброскорость;  vf - виброскорость на дискретной частоте, полученная при быстром преобразовании Фурье (FFT) с окном Хеннинга и минимальным разрешением по частоте в 400 линий. | |



**Пояснения:**

1. P≥980 кВт/ступень (1400 л. с./ступень);
2. 700 кВт/ступень (1000 л. с./ступень) <P< 980 кВт/ступень (1400 л. с./ступень);
3. 300 кВт/ступень (400 л. с./ступень) <P< 700 кВт/ступень (1000 л. с./ступень);
4. P≤300 кВт/ступень (400 л. с./ступень);

X – частота вращения, об/мин.; Y1 – виброскорость, мм/с, RMS;

Y2 – виброскорость, дюйм/c, RMS.

П р и м е ч а н и е 1 — Формула расчета линии перехода от уровня 3,0 мм/с к уровню 4,5 мм/с: vu = 3.0(n/3600)0.3 [P/300]0.21

П р и м е ч а н и е 2 — Максимальная допустимая вибрация на любой отдельной дискретной частоте: vf<0,67· vu, где vu — максимальное допустимое значение общей вибрации, суммарное по всем

частотам в соответствии с рисунком 7.

Рисунок 7 —Допустимые пределы вибрации для горизонтальных насосов с частотой вращения ротора на одну ступень

# Балансировка

* + - 1. Рабочие колеса и аналогичные основные вращающиеся детали насоса должны быть динамически отбалансированы в соответствии с классом G2.5 по ГОСТ ИСО 1940-1 или 7г·мм (0,01 унции·дюйма), в зависимости от размера. Масса балансировочной оправки не должна превышать массу балансируемой детали.
* 6.8.4.2 Допускается рабочие колеса и аналогичные вращающиеся детали динамически балансировать в соответствии с классом G1 по ГОСТ ИСО 1940-1 (номинально эквивалентен классу 4W/n по USC) или 7 г·мм (0,01 унции·дюйма), в зависимости от размера.

П р и м е ч а н и е – В единицах USC, дисбаланс выражается формулой: U=cW/n, где U - дисбаланс в одной плоскости, выраженный в унциях/дюймах;

c – константа;

W - масса балансируемой детали (при балансировке деталей), выраженная в фунтах; или нагрузка на каждую радиальную опору балансировочной машины (при балансировке роторов), выраженная в фунтах;

n - частота вращения насоса, выраженная в оборотах в минуту.

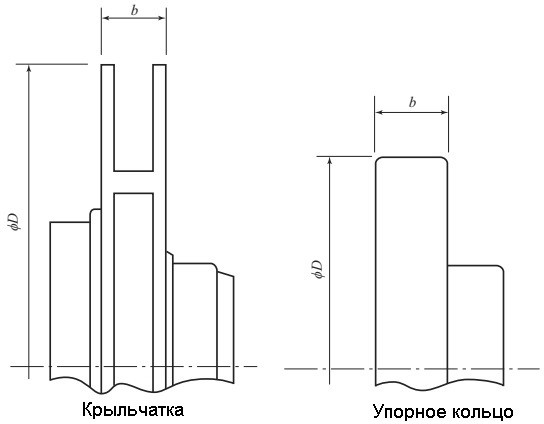
Величина дисбаланса сW/n выражается только в единицах системы USC. В международных стандартах, дисбаланс выражается в классах балансировки по [22] (ГОСТ ИСО 1940-1). Каждая из оценок качества баланса ИСО охватывает определенный диапазон дисбалансов. Каждому классу балансировки ISO соответствует диапазон значений остаточного дисбаланса. Указанные в настоящем стандарте предельные значения дисбаланса в единицах USC соответствуют приблизительно середине диапазона значений остаточного дисбаланса по соответствующему классу ISO.

Современные балансировочные станки позволяют отбалансировать детали в их оправках до U=4W/n (в единицах USC) (номинально эквивалентно классу G1 по ГОСТ ИСО 1940-1), или даже с большей точностью, в зависимости от массы балансируемой детали, и проверить балансировку путем измерения остаточного дисбаланса. Однако эксцентриситет массы, эквивалентный остаточному дисбалансу меньше, чем U=8W/n (в единицах USC) (номинально эквивалентно классу G2.5 по ГОСТ ИСО 1940-1), настолько мал (например, U=4W/n дает e=0,000070 дюйма для узла со скоростью вращения 3600 об/мин), что его не

удастся повторить, если балансируемую сборочную единицу разобрать и опять собрать. Таким образом, значения дисбаланса ниже 8W/n (класс G2.5) нельзя получить повторно.

6.8.4.3 Балансировка деталей может быть в одной плоскости, если отношение D/b (см. рис. 8) равно 6,0 или больше.

# Подшипники и корпуса подшипников с технологическим охлаждением/смазкой

* + 1. Подшипники с технологическим охлаждением/смазкой должны быть прецизионного типа с механически обработанными сепараторами. Эти подшипники должны быть надежно зафиксированы в осевом и радиальном направлениях, чтобы избежать проворота относительно детали, на которой они установлены.
    2. Шероховатость поверхностей упорных подшипников скольжения не должна превышать 0,4 мкм Ra (16 микродюймов).
    3. Подшипниковые материалы, такие как карбид кремния с низкими коэффициентами теплового расширения, должны иметь радиальный зазор, рассчитанный на относительное тепловое расширение при максимальной и минимальной рабочей температуре, указанной в техническом паспорте насоса.

b – ширина; D – диаметр

Рисунок 8 —Размеры вращающихся компонентов для определения допустимости балансировки в одной плоскости

* + 1. Для компенсации теплового расширения и обеспечения упругого соединения монтажной поверхности подшипников скольжения должны использоваться компенсирущие кольца или аналогичные устройства для крепления подшипников.
    2. Стандартно, подшипники должны иметь канавку (канавки) для отвода тепла и

промывки от загрязнений.

* + 1. В насосах с одним радиальным подшипником не должен использоваться привод мощностью более 7,5 кВт (10 л. с.).
    2. Упорные подшипники должны быть рассчитаны на нагрузку в обоих направлениях и рассчитаны на непрерывную работу во всех установленных режимах, включая условия запуска и остановки согласно руководству по эксплуатации на насос. Все нагрузки должны определяться при минимальных и максимальных расчетных внутренних зазорах. Упорный подшипник должен выдержать полную осевую нагрузку в случае кратковременного изменения направления вращения ротора насоса.

П р и м е ч а н и е — Иногда гидравлически сбалансированные осевые нагрузки рассчитаны для одного направления вращения и только в кратковременных случаях пуска, остановки и опрокидывания, для обратного направления. Поэтому в некоторых конструкциях для обратного вращения обычно используются упорные подшипники меньшего размера.

* + 1. Смазка/охлаждение подшипников должна осуществляться перекачиваемой жидкостью или чистой жидкостью из внешнего источника. Использование внешней установки возможно после согласования с заказчиком (см. Приложение H).
    2. Корпуса подшипников для герметичных насосов должны иметь места для измерения вибрации, как указано в пунктах 6.9.9.1 - 6.9.9.3.
       1. Все корпуса подшипников должны иметь места для установки датчиков мониторинга вибрации, как показано на рисунке 6. Эти места должны подходить для точного позиционирования переносных датчиков вибрации с удлиненным стержнем датчика. Эти места на корпусе подшипников должны быть литыми или механически обработанными. Конусные гнезда для датчиков вибрации должны иметь номинальную глубину конуса 2 мм (0,080 дюйма) и угол конуса 120°.
* 6.9.9.2 Если оговорено договором, корпуса подшипников должны иметь специальные места с резьбой для установки стационарных датчиков вибрации в соответствии с [23]. Если монтажная часть датчиков с метрической резьбой, то она должна быть М8.
* 6.9.9.3 Для монтажа датчиков вибрации на магнитном креплении на корпусе подшипников должны быть предусмотрены плоские площадки диаметром не менее 25 мм (1 дюйм).

# Материалы

**6.10.1 Общие положения**

* 6.10.1.1 Заказчик должен указать требуемый класс материалов для деталей насоса. В таблице G.1 приведены общие рекомендации по использованию классов материалов в зависимости от назначения насоса. Альтернативные материалы, рекомендованные

поставщиком для конкретного применения, включая материалы, которые могут продлить срок службы деталей и улучшить рабочие характеристики насосов для конкретных условий эксплуатации, могут быть включены в техническое предложение и в окончательный опросный лист на насос.

* + - 1. Классы материалов всех основных деталей насоса, перечисленных в таблице Н.1, должны быть однозначно указаны в техническом предложении поставщика. Марки материалов должны соответствовать требованиям международных стандартов, в том числе национальным, по которым они изготавливаются. Примеры приведены в таблицах H.2 и H. Если необходимого международного стандарта материала не существует, разрешается использовать международно признанные национальные или другие стандарты. В случае их отсутствия, в техническом предложении поставщика должна быть приведена полная характеристика материала, включая его физические свойства, химический состав и требования к контрольным операциям и испытаниям.

П р и м е ч а н и е — Приложение G в настоящем стандарте отличается от приложения G в ISO 13709[24] как в отношении указанных компонентов, так и в отношении обозначения класса материала.

* + - 1. В техническом предложении поставщика насоса должны быть указаны материалы, из которых изготавливаются подвергающиеся воздействию перекачиваемой среды уплотнительные прокладки и кольца. Материалы уплотнительных колец круглого сечения и границы их применимости должны выбираться в соответствии с ГОСТ 32600 или [24].
      2. Материалы деталей насоса, к которым предъявляются требования в части их прочности или герметичности, обозначены в таблице Н.1 как материалы “полного соответствия” и должны полностью соответствовать всем требованиям нормативных документов на эти материалы. Для материалов всех остальных деталей (например, если коррозионная стойкость является первостепенной задачей), обязательным требованием является только соответствие их установленному химическому составу.
* 6.10.1.5 Поставщик насоса должен указать, требуются ли дополнительные испытания и проверки для подтверждения пригодности материалов для конкретного применения. Такие испытания и проверки должны быть перечислены в предложении. Заказчик должен определить, требуются ли дополнительные испытания и проверки материалов, особенно для деталей, которые заказчик считает критическими.

6.10.1.6 Если детали из аустенитной нержавеющей стали подвергаются воздействиям, которые могут способствовать межкристаллической коррозии, и изготовлены сваркой или отремонтированы сваркой или имеют наплавки или твердые покрытия, то они должны быть изготовлены из стабилизированных или низкоуглеродистых

марок сталей по ГОСТ 1050.

П р и м е ч а н и е— Наплавки или твердые покрытия, содержащие более 0,10 % углерода, повышают чувствительность к межкристаллической коррозии всех марок аустенитных нержавеющих сталей, в том числе низкоуглеродистых и стабилизированных, если при нанесении покрытия не применяется буферный слой, который нечувствителен к межкристаллической коррозии.

* 6.10.1.7 Поставщик должен предоставить сертификаты на материалы, которые включают результаты химического анализа и механические свойства контрольных образцов из тех же плавок и поковок, материалы из которых использованы для изготовления корпусов под давлением, рабочих колес и валов. Если заказчиком не требуется иное, ниппели трубопроводов, вспомогательные трубопроводные компоненты и болтовые соединения исключены из этого требования.
* 6.10.1.8 Заказчик должен указать все эрозионные и коррозионные вещества (включая их следы), присутствующие в перекачиваемых средах и в окружающей среде на месте эксплуатации, включая вещества, которые могут вызывать коррозионное растрескивание сталей под нагрузкой или воздействовать на эластомеры.

П р и м е ч а н и е 1 —Типичными веществами, представляющими опасность для эластомеров, являются: сероводород, амины, хлориды, бромиды, йодиды, цианиды, фториды, кислоты. Другие вещества, влияющие на выбор эластомера, включают: кетоны, этиленоксид, едкий натр, бензол и растворители.

П р и м е ч а н и е 2 —Если в перекачиваемой среде присутствуют хлориды с концентрацией выше 10 мг/кг (10 ppm), то нержавеющую сталь следует использовать с осторожностью.

* + - 1. Если используются сопрягаемые детали, например, шпильки и гайки, из аустенитной нержавеющей стали или из материалов с аналогичной высокой склонностью к затиранию, то они должны смазываться противозадирной пастой, совместимой с материалами насоса и перекачиваемой средой.

П р и м е ч а н и е — Примечание — Значение момента для обеспечения необходимой затяжки крепежа может значительно изменяться в зависимости от примененного типа смазки для резьбы.

* + - 1. Штампованные детали, такие как защитный экран, на которые приходится более 5% холодной обработки, должны выдерживать коррозионное растрескивание под напряжением.
* 6.10.1.11 Заказчик должен указать, соответствуют ли материалы с пониженной твердостью стандарту [25] или должен применяться [26].

П р и м е ч а н и е — [25] применим к объектам добычи нефти и газа и установкам по обогащению природного газа.

Стандарт [26] применяется для нефтеперерабатывающих производств, установок сжиженного природного газа и химических производств

Применение стандартов [25] или [26] состоит из двух составляющих. Во-первых, определяется потребность в специальных материалах и, во-вторых, выполняется выбор материалов. Отсюда следует, что по требованию заказчика должны быть поставлены материалы с пониженной твердостью.

* 6.10.1.11.1 Заказчик должен указать какое количество влажного сероводорода (H2S) может присутствовать при нормальных условиях эксплуатации, а также в условиях пуска, остановки, простоя, при сбоях в работе оборудования и в нестандартных условиях эксплуатации.

П р и м е ч а н и е — Во многих случаях, присутствие даже небольшой концентрации влажного сероводорода достаточно, чтобы потребовалось использовать материалы, стойкие к сульфидному коррозионному растрескиванию. Если известно, что присутствуют следы влажного сероводорода или что существует неопределенность в отношении возможной концентрации влажного сероводорода, заказчик должен оценить необходимость указания в опросных листах требования о применении материалов с пониженной твердостью.

* 6.10.1.11.2 Если требуется применение материалов с пониженной твердостью, должны выполняться требования пунктов 6.10.1.11.2.1-6.10.1.11.2.4.

Если требуется применение материалов с пониженной твердостью, и применяются металлические материалы, не рассматриваемые в стандартах [26] или [25], тогда они должны иметь предел текучести не выше 620 Н/мм**²** (90000 psi) и твердость не выше HRC 22. Сварные элементы должны пройти термическую обработку после сварки, чтобы все сварные швы и зоны термического воздействия соответствовали данным требованиям по пределу текучести и твердости.

Требованиям пункта 6.10.1.11 должны соответствовать, как минимум, следующие детали:

а) корпуса, работающие под давлением;

б) валы (включая гайки рабочих колес, соприкасающиеся с перекачиваемой средой, втулки, рубашка вала);

в) все резьбовые соединения, соприкасающиеся с перекачиваемой средой; 6.10.1.11.2.3 Сменные кольца щелевых уплотнений рабочих колес, которым

требуется объемная закалка до твердости выше HRC 22 для корректной эксплуатации насоса, не должны применяться, если требуется применение материалов с пониженной твердостью. Рабочие колеса могут быть поставлены с интегрированными щелевыми поверхностями с поверхностной закалкой или твердым покрытием, либо со сменными кольцами щелевых уплотнений с поверхностной закалкой или твердым покрытием.

6.10.1.11.2.4 Детали, контактирующие с перекачиваемой средой и подлежащие сварке, включая машинную обработку и прихватку (например, съемные уплотнительные кольца), при необходимости, должны быть подвержены отпуску, с тем чтобы как сварные швы, так и зоны термического воздействия соответствовали требованиям настоящего пункта к пределу текучести и твердости.

* + - 1. Не допустимо использовать сталь, изготовленную с грубым аустенитным

размером зерна (например, ASTM A515). Должны использоваться только полностью закаленные или нормализованные стали, мелкозернистые согласно ГОСТ 5639.

* + - 1. Если разнородные металлы с существенно отличающимися электрохимическими потенциалами контактируют в присутствии раствора электролита, могут возникнуть гальванические пары, что приводит к серьезной коррозии менее благородного металла в паре. Поставщик должен выбирать материалы для исключения условий возникновения электрохимической коррозии. Если такие условия невозможно избежать, тогда заказчик и поставщик должны согласовать выбор материалов, а также необходимые меры предосторожности.

П р и м е ч а н и е — Справочник инженеров по коррозии NACE, как один из возможных источников справочной информации по выбору материалов в таких ситуациях.

* 6.10.1.14 Медь или медные сплавы не должны использоваться для деталей насосов или вспомогательных устройств, контактирующих с перекачиваемыми жидкостями. Исключение составляют никель-медный сплав (UNS N04400), подшипниковый баббит и нержавеющие стали с дисперсионным отвердением.

# Отливки

* + - 1. Поверхности отливок должны очищаться для проведения их визуального контроля по [27]. Очистка может производиться с помощью пескоструйной, дробеструйной или химической обработки, а также любым другим стандартным методом. Заусенцы, остатки литников и литейных прибылей должны удаляться.
      2. Использование жеребеек в отливках, предназначенных для работы под давлением, должно быть сведено к минимуму. Жеребейки должны быть чистыми и свободными от коррозии (разрешается нанесение гальванического покрытия), а по составу совместимы с материалом отливки. Жеребейки не должны использоваться при отливке рабочих колес.
      3. Запрещается ремонтировать чугунные отливки работающих под давлением деталей, а также отливки рабочих колес путем сварки, наплавления, проковки, вставкой пробок или пропиткой, за исключением стальных отливок из свариваемых марок стали которые могут быть отремонтированы методом сварки или наплавки в соответствии с 6.10.3.
      4. Не допускается ремонтировать отливки с помощью таких методов, как заливка, заварка или заделка, чтобы в результате образовывались изолированные пустоты внутри тела отливки.
* 6.10.2.5 Если оговорено договором и в случае проведения ремонта отливок на предприятии поставщика, ремонтные процедуры, включая карты сварки (заварки, наплавки

и т.п.), должны быть согласованы с заказчиком. Данное пожелание заказчика должно быть отражено в договоре до начала проведения ремонтных мероприятий. Производимый на стадии изготовления отливок ремонт должен контролироваться на основе нормативных документов на них.

6.10.2.6 Работающие под давлением детали из углеродистой стали должны проходить процедуру нормализации и отпуска или закалки и отпуска.

# Сварка

* + - 1. Сварка и ремонт сваркой должны проводиться в соответствии с требованиями, указанными в таблице 7. Применение других операций допускается с одобрения заказчика. Для справок можно использовать контрольный список для проверки сварки и материалов, приведенный в Приложении K.

Таблица 7 — Требования к сварке

|  |  |
| --- | --- |
| Требование | Применяемые требования или стандарты |
| Квалификация сварщика/оператора | ASME BPVC IX или ИСО 9606 (все части), или национальные стандарты государств, принявших настоящий стандарт (например, в Российской Федерации это ГОСТ Р 53687, ГОСТ Р 53688, ГОСТ Р 53690,  ГОСТ Р 54006) |
| Квалификация процедуры сварки | Технические спецификации к материалам. Если процедуры сварки в них не указаны, то применяется ИСО 15609 (все части), ASME BPVC IX или ANSI/ASME B31.3  ГОСТ Р ИСО 15609 (все части) |
| Сварка конструкций не  подвергающихся давлению, таких как опорные плиты или опоры | ИСО 10721-2 |
| Проверка кромки листов с использованием магнитнопорошковой или  капиллярной дефектоскопии | ASME BPVC VIII, раздел 1, UG-93(d)(34) или ГОСТ 21105, ГОСТ 18442 |

Продолжение таблицы 7

|  |  |
| --- | --- |
| Требование | Применяемые требования или стандарты |
| Термообработка сварных соединений после сварки | Применимая спецификация материала, EN 13445-4, ASME BPVC VIII, Раздел 1, UW 40 или ANSI/ASME  B31.3 |
| Термообработка сварных соединений корпусов после сварки | Применимая спецификация материала, EN 13445-4 или ASME BPVC VIII, Раздел I |
| П р и м е ч а н и е – В рамках донного стандарта AWS D1.1/D1.1M эквивалентно ИСО 10721-2 | |

* + - 1. Поставщик несет ответственность за выполнение надлежащей термообработки и неразрушающий контроль всех сварных швов, чтобы обеспечить их соответствие требованиям применяемых квалификационных процедур (см. 6.10.3.1 и 8.2.2.3).
      2. Корпуса, работающие под давлением, изготовленные из материалов, обработанных прокатом, или из комбинации литых и прокатанных материалов, должны соответствовать требованиям, указанным в пунктах 6.10.3.3.1 - 6.10.3.3.4.

П р и м е ч а н и е — Эти требования не распространяются на патрубки корпусов и вспомогательные соединения (см. 6.10.3.4).

* + - * 1. Кромки листов должны проверяться с использованием магнитопорошковых или капиллярных методов неразрушающего контроля, как указано в [29], UG-93(d)(3) или ГОСТ 21105, ГОСТ 18442.
        2. Доступные поверхности сварных швов должны проверяться с использованием магнитно-порошковой или капиллярной дефектоскопии, после очистки, и затем повторно после термообработки сварных соединений или, для аустенитных сталей, после аустенизирующего отжига.
        3. Сварные швы, работающие под давлением, включая сварные швы горизонтальных и вертикальных фланцев корпуса и узлов корпуса двигателя/ротора или защитных оболочек должны быть с полным проплавлением.
        4. Если для сохранения герметичности насоса в процессе его эксплуатации требуется обеспечение стабильности размеров сварной корпусной детали, то термообработка сварных соединений должна быть проведена независимо от их толщины.
      1. Сварные соединения с корпусами, работающими под давлением, должны соответствовать требованиям пунктов 6.10.3.4.1 - 6.10.3.4.5.
         1. Присоединение всасывающих и нагнетательных патрубков должно осуществляться сварными швами с полным проплавлением, с применением воротниковых

(приварных встык) фланцев. Не допускается применение сварных соединений для разнородных металлов.

* + - * 1. Привариваемые к корпусам из легированной стали вспомогательные трубопроводы должны изготавливаться или из стали с такими же свойствами, как и материал корпусов, или из низкоуглеродистой аустенитной нержавеющей стали. Другие материалы, совместимые с материалами корпуса и условиями эксплуатации, могут быть использованы после согласования с заказчиком.
        2. Термическая обработка сварных соединений, если она требуется, должна проводиться после окончания сварки всех швов, включая сварные швы вспомогательных трубопроводов.
* 6.10.3.4.4 Если оговорено договором, конструкции сварных соединений должны направляться на утверждение заказчику перед их изготовлением. Чертежи должны содержать информацию по конструкции, размерам и материалам сварных соединений, а также о термообработке до и после сварки.
* 6.10.3.4.5 Сварные швы всасывающих и нагнетательных патрубков должны проверяться с использованием магнитопорошковой или капиллярной дефектоскопии после вырубки корня шва и зачистки, а также еще раз после термообработки сварных соединений или, в случае аустенитных нержавеющих сталей, после аустенизирующего отжига. Заказчик должен отдельно оговаривать проведение следующих дополнительных проверок: а) магнитопорошковой или капиллярной дефектоскопии сварных швов

вспомогательных соединений;

б) ультразвуковой или радиографической дефектоскопии любых сварных швов корпуса.

# 6.10.4 Эксплуатация при низких температурах

* 6.10.4.1 Заказчик должен указать минимальную расчетную температуру металла и действующее давление, для определения требований к испытаниям материалов на ударную вязкость.

П р и м е ч а н и е — Обычно в качестве минимальной расчетной температуры металла принимается минимальная возможная температура окружающей среды или минимальная возможная температура перекачиваемой жидкости, в зависимости от того, какое из этих значений ниже. Однако заказчик может установить минимальную расчетную температуру металла на основе особых свойств перекачиваемой жидкости, например, с учетом явления авто-охлаждения при падении давления.

6.10.4.2 Во избежание хрупких разрушений, конструкционные материалы насоса для эксплуатации при низких температурах должны соответствовать минимальной расчетной температуре металла в соответствии с установленными требованиями. Заказчик и поставщик должны согласовать все необходимые меры предосторожности, с учетом

условий эксплуатации, технического обслуживания, транспортировки, монтажа, ввода в эксплуатацию и испытаний.

Возможность применения конструкционных материалов насоса при температурах ниже точки хрупкого перехода металла зависит от способа изготовления материала, методов обработки и процедур сварки (если используются). Опубликованные в международно признанных стандартах на металлические материалы, таких как ASME BPVC и ANSI, расчетные данные по предельно допустимым нагрузкам основаны на минимальных значениях прочности при растяжении. Некоторые стандарты не делают разницы между кипящими, полуспокойными и спокойными сталями, а также между сталями с крупно- и мелкозернистой микроструктурой. В связи с этим, поставщик должен проявлять особую осторожность при выборе марок, методов изготовления и процедур сварки материалов для деталей, предназначенных для эксплуатации при температуре от минус 29 °C (минус 20 °F) до 40 °C (100 °F).

* 6.10.4.3 Заказчик должен указать, если испытания материала на ударную вязкость должны выполняться по по [29], по ГОСТ 9454, или по национальным стандартам государств, принявших настоящий стандарт (например, в Российской Федерации есть стандарт ГОСТ Р 148-1).

6.10.4.4 Основная толщина образца металла, используемого для испытаний на ударную вязкость, должна быть больше, чем:

а) номинальная толщина наибольшего стыкового сварного соединения;

б) наибольшая номинальная толщина деталей, работающих под давлением, исключая:

1. опорные детали конструкции, например, лапы или кронштейны;
2. детали увеличенной толщины, необходимые для обеспечения жесткости ротора и уменьшения прогиба вала;
3. детали конструкции, необходимые для крепления или присоединения рубашек охлаждения.

в) одна четвертая от номинальной толщины фланцев (соединений корпуса), с учетом того, что мембранные напряжения не являются доминирующими.

* 6.10.4.5 Если требуются испытания материала на ударную вязкость по [28], то должны применяться требования 6.10.4.5.1 и 6.10.4.5.2.
  + - * 1. Все стали для деталей, работающих под давлением, для которых указана минимальная рабочая температура металла (6.10.4.1) ниже температуры минус 29 °C (минус 20 °F), должны пройти испытания на ударную вязкость по Шарпи с V-образным надрезом, как для металла основы, так и для сварных соединений, если только испытания

для них не требуются согласно [28].

* + - * 1. Детали, работающие под давлением, из углеродистых и низколегированных сталей, для которых указана минимальная рабочая температура в диапазоне от минус 29 °C (минус 20 °F) до плюс 40 °C (плюс 100 °F), должны подвергаться испытаниям на ударную вязкость в соответствии с 6.10.4.5.2.1 и 6.10.4.5.2.2.

Не испытываются детали с основной толщиной (6.10.4.4) 25 мм (1 дюйм) и менее.

Для деталей с основной толщиной (6.10.4.4) более 25 мм (1 дюйм) испытания на ударную вязкость проводятся по [28]. Минимальная расчетная рабочая температура металла без испытаний на ударную вязкость может быть уменьшена, как указано на рисунке [28]. Если материалы не являются исключением из вышеуказанных требований, результаты их испытаний на ударную вязкость по Шарпи с V-образным надрезом должны отвечать минимальным требованиям по энергии удара согласно [28].

# Таблички и стрелки направления вращения

* + 1. Паспортная табличка должна быть надежно закреплена в доступном для обзора месте на насосе, агрегате или других основных комплектующих.
    2. На паспортную табличку должна быть нанесена следующая информация (единицы измерения должны соответствовать использованным в опросных листах единицам):

а) номер технологической позиции заказчика; б) обозначение модели насоса и его типоразмер; в) серийный номер насоса;

г) номинальная подача; д) номинальный напор;

е) давление гидравлических испытаний корпуса; ж) частота вращения;

з) максимальное допустимое рабочее давление (MAWP);

и) значение температуры, принятое для определения максимального допустимого рабочего давления MAWP**.**

П р и м е ч а н и е — Дополнительные требования к данным на паспортной табличке приведены в

9.1.1.9 (насос с магнитной муфтой) и 9.2.5 (насосы с экранированным электродвигателем).

* + 1. В дополнение к нанесенным на паспортную табличку сведениям, на корпус насоса должен наноситься его серийный номер. Метод нанесения номера должен обеспечивать его нестираемость.
    2. Стрелки, показывающие направление вращения, должны быть отлиты на

корпусе каждой основной вращающейся единицы насосного агрегата или прикреплены к ней на видном месте.

* + 1. Таблички и указатели направления вращения (при наличии) должны быть изготовлены из аустенитной нержавеющей стали или медно-никелевого сплава (UNS N04400 или его эквивалент). Крепежные болты или заклепки должны быть из того же материала, из которого изготовлена табличка или указатель направления вращения. Запрещается приваривать таблички и указатели направления вращения к корпусу.
    2. Для вертикальных насосов, если входной и напорный патрубки имеют одинаковые размеры, направление потока должно быть четко обозначено на корпусе