**Энгельсский технологический институт (филиал)
федерального государственного бюджетного
образовательного учреждения
высшего образования
«Саратовский государственный технический университет
имени Гагарина Ю.А.»**

Кафедра «Технология и оборудование химических,
нефтегазовых и пищевых производств»

РАСЧЕТ ЦЕЛЬНЫХ ФЛАНЦЕВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ

**Методические указания к практическим занятиям
для студентов направлений**

всех форм обучения

Энгельс 2023

ВВЕДЕНИЕ

Плотные разъемные соединения, применяемые в пищевой и химической аппаратуре, должны отвечать следующим требованиям:

- обеспечивать герметичность соединения при рабочих давлении и температуре;
- быть прочными;
- обеспечивать быструю и многократную сборку и разборку соединения;
- быть технологичными в изготовлении;
- быть достаточно дешевыми.

Наиболее распространенным видом разъемного соединения в пищевой аппаратуре являются фланцевые соединения. Кроме того, находят применение и бесфланцевые соединения (муфтовые, ниппельные, раструбные и чековые).

Муфтовые резьбовые соединения применяются только для трубопроводов низкого давления (до 5-6 кг/см^2) для воды, пара и других неагрессивных средств. Муфты без резьбы (на клее) используются для соединения неметаллических труб небольшого диаметра.

Ниппельные соединения (накидные гайки) очень удобны для трубопроводов высокого давления (до 100-150 атм) и сравнительно небольших (до 100 мм) диаметров.

Раструбные соединения применяются для соединения царг керамиковой и подобной аппаратуры и трубопроводов. К недостаткам таких соединений следует отнести ненадежность соединения, невозможность его применения при значительных давлениях и трудность демонтажа соединения. Поэтому в настоящее время неметаллическую аппаратуру предпочитают снабжать свободными стальными фланцами.

Чековые соединения применяются в условиях сильной коррозии или в зоне высоких температур, где возможно загорание или разрушение резьбы. Однако плотные разъемные соединения частей химических аппаратов достигаются в основном с помощью фланцев.

1. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

С точки зрения расчета на прочность все фланцы разделяются на две группы:

- свободные фланцы;
- цельные фланцы.

К свободным относятся все конструктивные типы фланцев, в которых кольцо или свободно посажено на трубу (обечайку), или скрепление его с трубой (обечайкой) не обеспечивает работу материала трубы заодно с фланцем. К свободным относят и фланцы на резьбе, и фланцы на развальцовке, а также все приварные без сквозной проварки.

К цельным фланцам относят литые и кованые фланцы, а также приварные фланцы, конструкция и размеры швов которых гарантируют участие трубы в работе фланца (фланцы с шейкой; приварные в стык и фланцы со сквозной проваркой).

Существуют следующие конструктивные разновидности фланцев (рис.1).

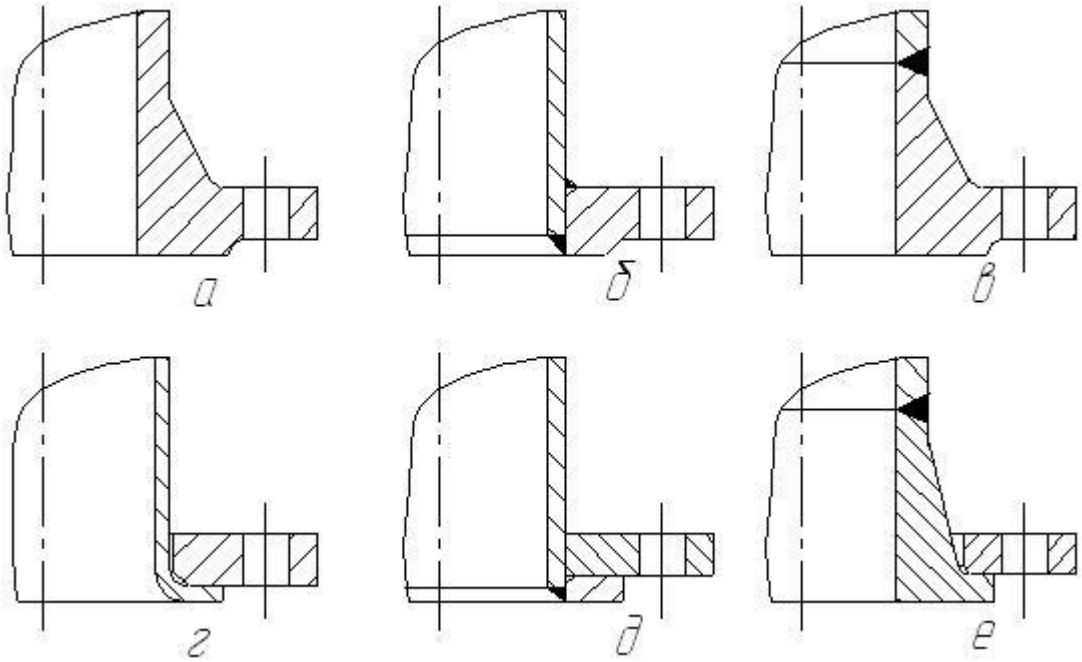


Рис.1. Типы фланцевых соединений:
а) литые или кованные («цельные») – отлитые или откованные заодно с трубой или обечайкой; б) плоские приварные («цельные»); в) приварные с шейкой («цельные») (приварные в стык); г) свободные на отбортовке – применяются на аппаратуре из мягких цветных металлов ($P_y \leq 6$ атм); д) свободные на бортовом кольце ($P_y \leq 25$ атм); е) свободные на приварном буртике – применяются в ответственных случаях при давлениях в несколько сот атмосфер и температуре до 530°С

Кроме того, существует большое количество специальных типов фланцев для неметаллических труб, съемные и разборные фланцы, фланцы высокого давления и т.д.

Для того чтобы не делать фланцы особо на каждый диаметр трубы (обечайки) и каждое давление, весь непрерывный ряд размеров и давлений разбит по ступеням (интервалам) на ряд условных проходов D_y и условных давлений P_y, т.к. разумно для нескольких близких диаметров труб обходиться одними присоединительными размерами фланца.

Из соображения взаимозаменяемости была принята унификация присоединительных размеров, т.е. любой тип фланца при данных D_y и P_y должен иметь одинаковые присоединительные размеры.

Кроме того, стандартом предусматриваются пять температурных интервалов, вызывающих снижение условного давления P_y:

- при t=121-300 °С P_y снижается до 80%;
- при t=301-400 °С P_y снижается до 64%;

- при t=401-425 °C $P_у$ снижается до 54%;
- при t=426-450 °C $P_у$ снижается до 43%;
- при t=451-475 °C $P_у$ снижается до 34%;

(т.е., если, например, $P_у$=10 МПа, то при t=200°C это $P_у$ соответствует только $P_у$=8 МПа и т.д.)

Примечание: Форма фланцев в большинстве случаев круглая. На трубах небольшого диаметра фланцы делают иногда квадратными (для уменьшения габаритов), овальными, фигурными. Число болтов z во фланцах должно быть кратным четырем (за исключением овальных фланцев z=2).

2. ТРЕБОВАНИЯ К ПРОКЛАДКАМ И ИХ ВЫБОР

Прокладки предназначены для уплотнения зазора между привалочными поверхностями фланцев и должны отвечать следующим требованиям:

- быть достаточно эластичными и не изменять свою эластичность в процессе эксплуатации;
- не портить привалочные поверхности фланцев;
- должны быть доступными и дешевыми.

При выборе прокладочного материала необходимо учитывать температуру, давление и агрессивность уплотняемой среды. Наиболее употребительными материалами для прокладок являются пенька, картон, резина, паронит, асбест, а также металлы и сплавы (пенька, картон применяются для воды и пассивных сред при P≤4 атм и t≤120°C, паронит – преимущественно для воды и пара при P≤50 атм и t≤450°C, асбестовый картон – самый распространенный в химической аппаратуре прокладочный материал; кислотоупорный асбест применяется при P≤25атм и t≤500 °C, металлические прокладки – для аппаратуры высокого давления).

Кроме того, находят широкое применение в качестве прокладочного материала полиэтилен, фторопласт и т.д.

При затяжке соединения прокладка должна быть сжата с такой силой, чтобы прокладочный материал, деформируясь, заполнил бы все неровности привалочных поверхностей, обусловленные микрогеометрией поверхности.

В результате сжатия под действием усилия затяга в прокладке возникает напряжение, минимально необходимая величина которого называется посадочным напряжением q_0 (Н/м^2).

Усилие затяга, необходимое для достижения желаемой герметичности, зависит от ширины прокладки, ее толщины, механических свойств прокладочного материала, конструкции прокладки, ее формы и чистоты обработки привалочных поверхностей.

Исследования показали, что величина q_0 зависит не только от материала прокладки, но и от ее толщины (более толстые прокладки являются более мягкими и q_0 для них меньше).

Поскольку усилие затяга при данной величине q_0 пропорционально площади прокладки, то нерационально располагать прокладку на всю

поверхность фланца; при этом, чем больше давление в аппарате, тем у́же должна быть прокладка.

Благодаря повороту сечения фланца от нагрузки его болтовым усилием при затяжке соединения, внешняя часть прокладки сжата сильнее внутренней, а, следовательно, прокладка работает неодинаково по своей ширине. Поэтому при определении эффективной ширины прокладки $b_э$ учитывается только часть действительной ширины прокладки $b_о$.

Величина эффективной ширины прокладки $b_э$ зависит от формы привалочной поверхности. Форма привалочной поверхности существенно влияет на величину болтового усилия $P_б$. Наиболее употребительными формами привалочных поверхностей являются (ГОСТ 6971-54) плоская, плоская с рисками, шип-паз, под шлифованное кольцо овального сечения, под линзу.

3. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

При конструировании аппаратов, как правило, применяют стандартные фланцевые соединения для аппаратов, труб и трубной арматуры (фланцы стандартизированы для труб и трубной арматуры и отдельно для аппаратов). Поэтому расчет фланцев, как правило, носит поверочный характер. Специальные фланцевые соединения подлежат разработке только в обоснованных случаях, когда отсутствуют стандартные фланцевые соединения (по рабочим условиям или другим соображениям).

Конструирование и расчет фланцевого соединения рекомендуется выполнять в следующей последовательности (ОСТ 26-373-78) [1].

Задают (выбирают):

- рабочее давление P и температуру t;
- внутренний диаметр фланцевого соединения $D_{в.ф.}$;
- тип фланцевого соединения в зависимости от P и t (плоские приварные фланцы при $P \leq 2{,}5$ МПа и $t \leq 300^oC$, приварные в стык фланцы при $P > 2{,}5$ МПа , $t > 300^oC$; при $P \leq 4$ МПа и $t \leq 300^oC$ применяют болты, при $P > 4$ МПа и $t > 300^oC$ применяют шпильки) ;
- конструкционный материал фланцев и болтов (шпилек) в зависимости от P, t и типа фланца (табл.13.5, табл.13.11 в [1]);
- конструкцию и материал прокладки в зависимости от P и t (табл.13.24 в [1]);
- ширину прокладки $b_п$ в зависимости от ее конструкции, материала и диаметра $D_{в.ф.}$ (из табл. 13.25 в [1] выбирается меньшее значение);
- принимают $D_у \geq D_{в.ф.}$ (из ряда ближайший к $D_{в.ф.}$), $P_у \geq P$ (из ряда ближайший к P) по табл.13.1 в [1].

Для принятых $D_у$ и $P_у$ по табл.13.2 в [1] для выбранного типа фланца назначаем все присоединительные размеры (рис.2).

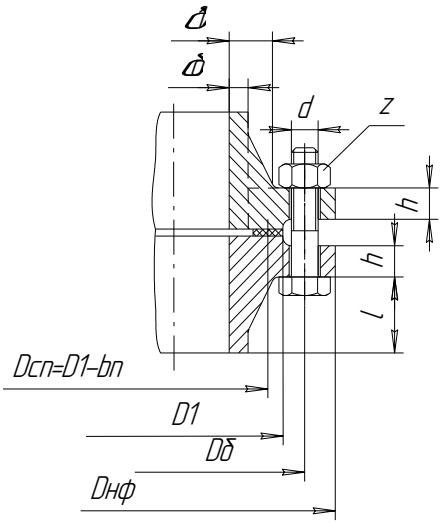


Рис.2. Фланцевое соединение (приварные в стык фланцы)

При расчете фланцевых соединений приходится решать две задачи:

- задачу плотности соединения;
- задачу прочности соединения;

Задача о прочности соединения решается определенно. Плотность же (герметичность) фланцевых соединений очень сильно зависит от качества изготовления и сборки соединения. Изменение качественных характеристик прокладочного материала даже в одной партии сравнительно велики. Поэтому расчет на плотность более приблизителен.

4. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО ПОД ДЕЙСТВИЕМ ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ

А. *Расчет на плотность* (определение необходимого болтового усилия и проверка диаметров болтов и прокладки на прочность)

- Определяется нагрузка, действующая на фланцевое соединение от внутреннего избыточного давления P, Н:

$$Q_P = \frac{\pi \cdot D_{сп}^2}{4},$$

где P- избыточное давление, Па;

$D_{сп}$ – средний диаметр прокладки, м ($D_{сп}=D_1-b_п$).

- Вычисляется реакция прокладки в рабочих условиях (минимально необходимое усилие на прокладку, требуемое для сохранения плотности соединения при наличии рабочего давления), Н:

$$R_п = \pi \cdot D_{сп} \cdot b_э \cdot m \cdot P,$$

где $b_э$ - эффективная ширина прокладки, м (для плоских прокладок $b_э=0{,}5b_п$ при $b_п \le 15$ мм, $b_э = 0{,}06\sqrt{b_п}$ при $b_п>15$ мм; для прокладок овального и восьмиугольного сечений $b_э=0{,}125b_п$);

m - коэффициент, принимаемый в зависимости от конструкции (формы) прокладки и ее материала по табл. 13.28 в [1].

- Определяется усилие, приходящееся на все болты и возникающее от температурных деформаций

При повышенной температуре среды ($t_ф > t_б$) свободные деформации $\varepsilon_ф=\alpha_ф t_ф$ и $\varepsilon_б=\alpha_б t_б$ оказываются разными, что приводит к образованию дополнительных температурных усилий в болтах. При этом, если $\alpha_б t_б>\alpha_ф t_ф$, то усилие от температурной деформации Q_t (-), т.е. температурное усилие в болтах сжимающее, что может привести к нарушению герметичности соединения. Поэтому необходимо проверять, чтобы общее усилие в болтах не было меньше значения, обеспечивающего герметичность соединения.

Если $\alpha_ф t_ф > \alpha_б t_б$, то усилие от температурной деформации Q_t (+), т.е. направлено на увеличение усилия в болтах, созданного при затяге соединения, что может привести к разрыву болтов.

а) усилие от температурной деформации для приварных фланцев из одного материала, Н:

$$Q_t = \gamma \cdot z_б \cdot f_б \cdot E_б \cdot (\alpha_ф \cdot t_ф - \alpha_б \cdot t_б);$$

б) усилие от температурной деформации для приварных фланцев из разных материалов, Н:

$$Q_t = z_б \cdot f_б \cdot E_б \cdot \left(\frac{\alpha_{ф_1} + \alpha_{ф_2}}{2} \cdot t_ф - \alpha_б \cdot t_б \right);$$

в) усилие от температурной деформации для фланцев со свободными кольцами, Н:

$$Q_t = z_б \cdot f_б \cdot E_б \cdot \left(\frac{\alpha_ф \cdot t_ф + \alpha_к \cdot t_к}{2} \cdot t_ф - \alpha_б \cdot t_б \right);$$

где $\alpha_б$, $\alpha_к$, $\alpha_ф$ – коэффициент температурного линейного расширения материала болтов, кольца и фланца соответственно, 1/°С;

$f_б$ – расчетная площадь поперечного сечения болта, м^2, табл.13.27 в [1];

$z_б$ – число болтов;

$E_б$ – модуль продольной упругости материала болтов, Па;

$t_ф$, $t_б$, $t_к$ – расчетные температуры элементов фланцевого соединения (фланца, болтов, кольца), °С;

γ - безразмерный коэффициент, учитывающий податливость прокладки и фланцевых колец в направлении от болтов (γ=0,1-0,3); определяется по (13.28) и (13.29) в [1].

- Вычисляется болтовая нагрузка в условиях монтажа, т.е. усилие, необходимое для первоначального сжатия прокладки при затяге фланцевого

соединения, с тем, чтобы прокладочный материал, деформируясь, заполнил все неровности привалочных поверхностей.

При P≤0,6 МПа → $P_{б1} = \max\left\{\pi \cdot D_{сп} \cdot b_э \cdot q_0;\quad \alpha \cdot Q_p + R_n;\quad 0{,}4 \cdot [\sigma]_б^{20^0 C} \cdot z_б \cdot f\right\}$,

где q_0 – посадочное напряжение, Н/м^2; зависит от материала и конструкции прокладки; табл. 13.28 в [1];

α - коэффициент жесткости фланцевого соединения, рассчитывается по (13.27) в [1]; для фланцев с овальными и восьмиугольными прокладками и фланцев со свободными кольцами α=1;

$[\sigma]_б^{20^0 C}$ - допускаемое напряжение материала болтов при 20 °С; табл.13.22 в [1].

При P>0,6 МПа → $P_{б1} = \max\left\{\pi \cdot D_{сп} \cdot b_э \cdot q_0;\quad \alpha \cdot Q_p + R_n\right\}$.

- Определяется болтовая нагрузка в рабочих условиях, Н:

$$P_{б_2} = P_{б_1} + (1-\alpha) \cdot Q_p + Q_t,$$

причем величина Q_t учитывается только при Q_t>0.

- Проверяем условие прочности болтов (шпилек):

$$\begin{cases} \dfrac{P_{б_1}}{z_б \cdot f_б} \le [\sigma]_б^{20^0 C} \\ \dfrac{P_{б_2}}{z_б \cdot f_б} \le [\sigma]_б^{t} \end{cases}$$

В случае несоблюдения любого из этих условий следует изменить материал или увеличить число болтов, но так, чтобы оно оставалось кратно четырем.

- Проверяем условие прочности прокладки (проверяется только для неметаллических прокладок):

$$\frac{P_{б_1}}{\pi \cdot D_{сп} \cdot b_п} \le [q]_п,$$

где $[q]_п$ - допускаемое напряжение для материала прокладки, Па.

В случае несоблюдения этого условия следует увеличить ширину прокладки $b_п$ в пределах значений, приведенных в табл.13.25 в [1].

Б. *Расчет на прочность* (определение прочных размеров фланцев)

1. Расчет цельных фланцев (литые, кованые, плоские приварные, приварные в стык и бурты свободных фланцев)

- Приведенные изгибающие моменты в диаметральном сечении фланца, Н·м:

в условиях монтажа: $M_{01} = 0{,}5 \cdot P_{б_1} \cdot (D_б - D_{сп})$,

в рабочих условиях:

$$M_{02} = 0{,}5\left[P_{б_2} \cdot (D_б - D_{сп}) + Q_р \cdot (D_{сп} - D_{вф} - \delta_0)\right]\frac{[\sigma]^{20^0 C}}{[\sigma]^t}.$$

При расчете бурта фланца со свободным кольцом расчет ведут как приварного в стык, но вместо $D_б$ следует подставлять D_1.

За расчетное значение M_0 принимают большее из значений M_{01}, M_{02}.

- Максимальное, с учетом концентрации напряжение в сечении δ_1 втулки фланца (бурта), МПа, наблюдается в месте соединения втулки с плоскостью фланца (бурта):

$$\sigma_{1,1}^{M_0} = \frac{T \cdot M_0 \cdot \omega}{D^* \cdot (\delta_1 - c)^2},$$

где T - безразмерный параметр, определяемый по рис.13.16 в [1];

ω - безразмерный параметр;

M_0 – расчетное значение приведенного изгибающего момента, Н·м;

D^* - ориентировочный диаметр фланца, м.

Безразмерный параметр T можно также определить по формуле:

$$T = \frac{K^2 \cdot (1 + 8{,}55 \cdot \lg K) - 1}{(1{,}05 + 1{,}945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)},$$

где $K = \frac{D_{нф}}{D_{вф}}$ - для плоских приварных и приварных в стык;

$K = \frac{D_1}{D_{вф}}$ - для буртов свободных фланцев.

Ориентировочный диаметр фланца D^*, м:

$$D^* = f\left(\frac{D_{вф}}{\delta_1}; \frac{\delta_1}{\delta_0}\right) \approx D_{вф}.$$

Безразмерный параметр ω:

$$\omega = [1 + 0{,}9 \cdot \lambda(1 + \psi_1 \cdot j^2)]^{-1},$$

где λ - коэффициент, определяемый по рис.13.14 в [1] в зависимости от P, МПа;

$\psi_1 = 1{,}28 \cdot \lg K$ - безразмерный параметр;

Промежуточная величина j, определяется по формуле:

$$j = h/\delta,$$

где h – ориентировочная толщина фланца, м:

$h = \lambda \cdot \sqrt{D_{вф} \cdot \delta_э}$ (или из табл.13.2 в [1] для заданных $D_у$ и $P_у$);

где $\delta_э$ – эквивалентная толщина втулки фланца (бурта),м :

$\delta_э = X \cdot \delta_0$ (для плоского приварного фланца $\delta_э = \delta_0$),

где X – коэффициент, определяемый по рис.13.13 в [1] в зависимости x и β.

Вспомогательные величины x и β определяются по формулам:

$x = \dfrac{\ell}{D_{вф} \cdot \delta_0}$ (для плоских приварных фланцев ℓ=0, x=0);

$\beta = \dfrac{\delta_1}{\delta_0}$ (β=1 – для плоских приварных фланцев).

- Максимальное напряжение в сечении δ_0 втулки фланца, МПа, наблюдается в месте соединения втулки с обечайкой или днищем:

$$\sigma_{1,0}^{M_0} = \psi_3 \cdot \sigma_{1,1}^{M_0},$$

где ψ_3- параметр, определяемый по рис.13.18 в [1] ($\psi_3 = f(\beta, x)$.

Для плоских приварных фланцев (β=1, x=0 $\rightarrow$ $\psi_3 = 1$)

$$\sigma_{1,0}^{M_0} = \sigma_{1,1}^{M_0}.$$

- Максимальное напряжение в кольце фланца от действия M_0, МПа,

$$\sigma_k^{M_0} = \frac{M_0[1 - \omega \cdot (1 + 0{,}9 \cdot \lambda)] \cdot \psi_2}{D_{вф} \cdot h^2},$$

где ψ_2- параметр, определяемый по рис.13.17 в [1] ($\psi_2 = f(K)$.

- Напряжение во втулке фланца в сечении δ_0 от внутреннего давления фланца, МПа,

$\sigma_{2,0}^{P} = \dfrac{P \cdot D_{вф}}{2 \cdot (\delta_0 - c)}$ - кольцевые напряжения;

$\sigma_{1,0}^{P} = \dfrac{P \cdot D_{вф}}{4 \cdot (\delta_0 - c)}$, - меридиональные напряжения.

- Проверяем условия прочности фланца (бурта):

а) в сечении δ_1: $\sigma_{экв(1)}^{IV} = \sqrt{(\sigma_{1,1}^{M_0})^2 + (\sigma_k^{M_0})^2 - \sigma_{1,1}^{M_0} \cdot \sigma_k^{M_0}} \le [\sigma_k]$;

б) в сечении δ_0:

$\sigma_{экв(0)}^{IV} = \sqrt{(\sigma_{1,0}^{M_0} + \sigma_{1,0}^{P})^2 + (\sigma_{2,0}^{P})^2 - (\sigma_{1,0}^{M_0} + \sigma_{1,0}^{P}) \cdot \sigma_{2,0}^{P}} \le \varphi[\sigma_0]$.

В случае несоблюдения любого из этих условий следует увеличивать толщину фланца h (толщину бурта).

- Проверяем условие жесткости фланца (бурта) – угол поворота фланца (бурта), рад :

$$\theta = \frac{\sigma_k^{M_0} \cdot D_{вф}}{E_ф \cdot h} \le [\theta].$$

Рекомендуемые значения [θ]:

- для плоских приварных фланцев (буртов) и приварных в стык фланцев при $D_{вф}$ >2000 мм [θ]=0,013 рад;
- для приварных в стык фланцев при $D_{вф}$ <2000 мм [θ]=0,009 рад;

Примечание: В случае Q_t <0 необходимо проверить выполнение следующего условия:

$$[\sigma]_б^t \cdot z_б \cdot f_б > |Q_t| + P_{б_2}.$$

2. Расчет кольца свободного фланца (рис.3)

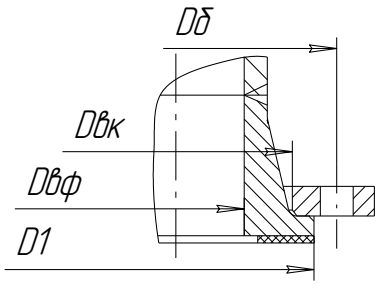


Рис.3. Свободный фланец

- Приведенные изгибающие моменты в диаметральном (меридиональном) сечении свободного кольца, Н·м,

в условиях монтажа: $M_{01} = 0{,}5 \cdot P_{б_1} \cdot (D_б - D_{вк})$,

в рабочих условиях: $M_{02} = 0{,}5 \cdot P_{б_2} \cdot (D_б - D_{вк}) \dfrac{[\sigma_k]^{20^0 C}}{[\sigma_k]^t}$.

За расчетное значение M_0 принимается большее из значений M_{01}, M_{02}.

- Условие прочности свободного кольца, МПа,

$$\sigma_k^{M_0} = \frac{M_0 \cdot \psi_2}{D_{вк} \cdot h_к^2} \le [\sigma_k].$$

- Условие жесткости фланца исходя из обеспечения герметичности соединения, рад,

$$\theta = \frac{\sigma_k^{M_0} \cdot D_{вк}}{E_к \cdot h_к} \le [\theta_к] = 0{,}026.$$

5. ОСОБЕННОСТИ ПРОГРАММЫ РАСЧЕТА

Программа расчета цельных фланцев составлена на языке Visual Basic для следующих, наиболее часто встречающихся типов цельных фланцев :

1) литые или кованые;
2) плоские приварные;
3) приварные с шейкой (приварные в стык).

При проведении расчета программа будет запрашивать необходимые исходные данные. Обозначения исходных данных и результатов строго соответствуют обозначениям, представленным выше, в методике расчета. Программа снабжена справкой для облегчения работы пользователя.

После ввода пользователем числовых значений исходных параметров программа предлагает результаты расчета на дисплее, а при желании пользователь может получить копию на бумажном носителе, нажав на клавишу «печать».

Схема алгоритма расчета представлена в приложении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств. Практикум [Электронный ресурс]: учебное пособие/ А.Н. Остриков [и др.].— Электрон. текстовые данные.— Воронеж: Воронежский государственный университет инженерных технологий, 2014.— 200 с.— Режим доступа: http://www.iprbookshop.ru/47446

2. Мефодьев М.Н. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств: курс лекций / Мефодьев М.Н., Мезенов А.А. — Новосибирск: Новосибирский государственный аграрный университет, 2011. — 109 с. — Текст: электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS: [сайт]. — URL: https://www.iprbookshop.ru/64755.html

3. Сарилов М.Ю. Теоретические основы расчета машин и аппаратов переработки нефти и газа : учебное пособие / Сарилов М.Ю., Рубцова К.Л.. — Комсомольск-на-Амуре : Комсомольский-на-Амуре государственный университет, 2019. — 61 с. — ISBN 978-5-7765-1410-4. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: https://www.iprbookshop.ru/102103.html.

4. Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств. Учебник для вузов. / под ред. Острикова А.Н.– 2-е изд. перераб. И доп. – СПб.: Изд. РАПП, 2009. – 408с. Экземпляры всего:4

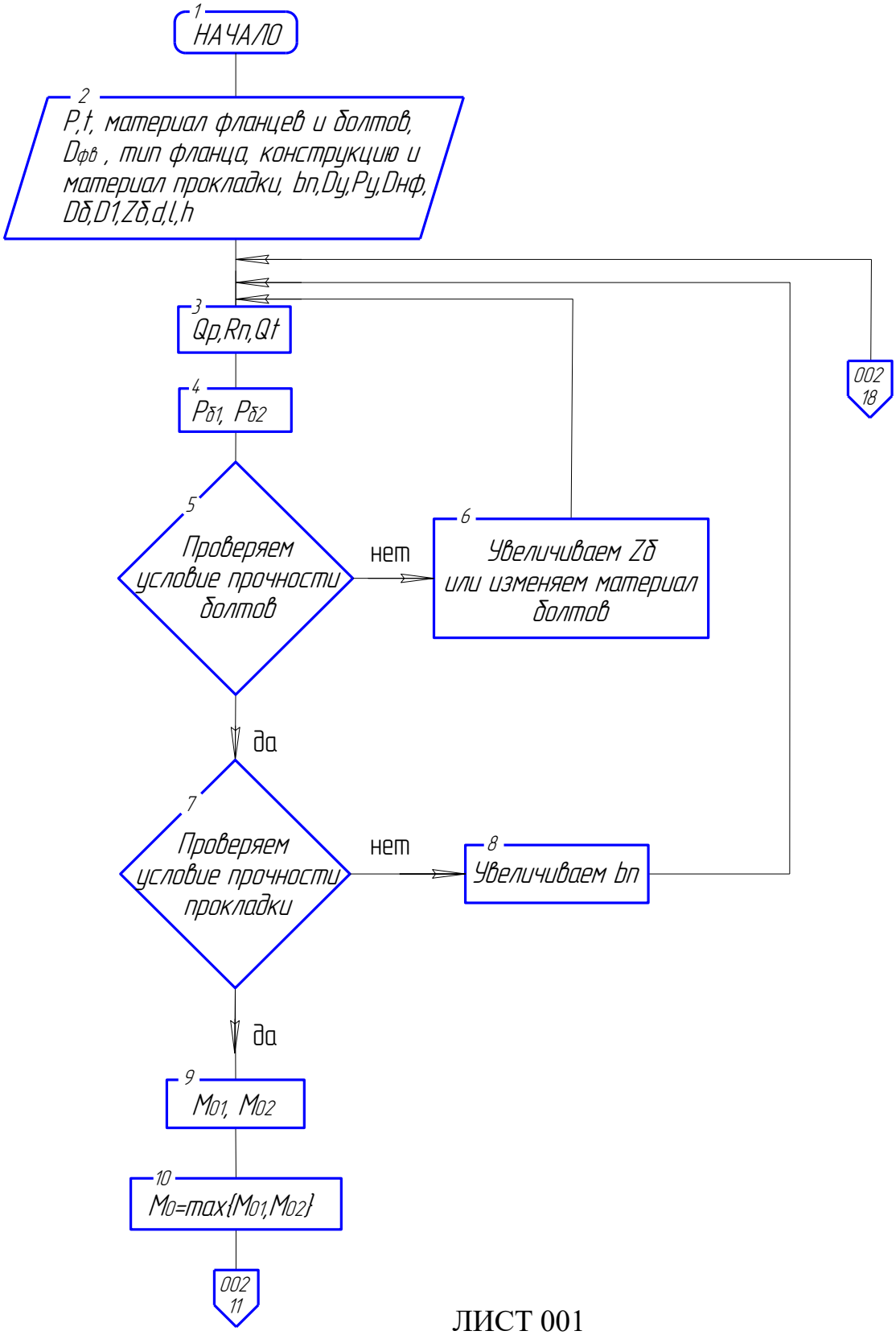
5. Виноградов, С.Н., Таранцев, К.В. Конструирование и расчет элементов тонкостенных сосудов: Учебное пособие. - Пенза: Изд-во ПГУ, 2004. - 136 с. Режим доступа: http://window.edu.ru/resource/878/36878/files/stup104.pdf

6. ГОСТ 14249-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. – М.: Изд. Стандартов, 1989. Введ. 01.07.89. – 62 с. Режим доступа: http://standartgost.ru/g/ГОСТ_14249-89

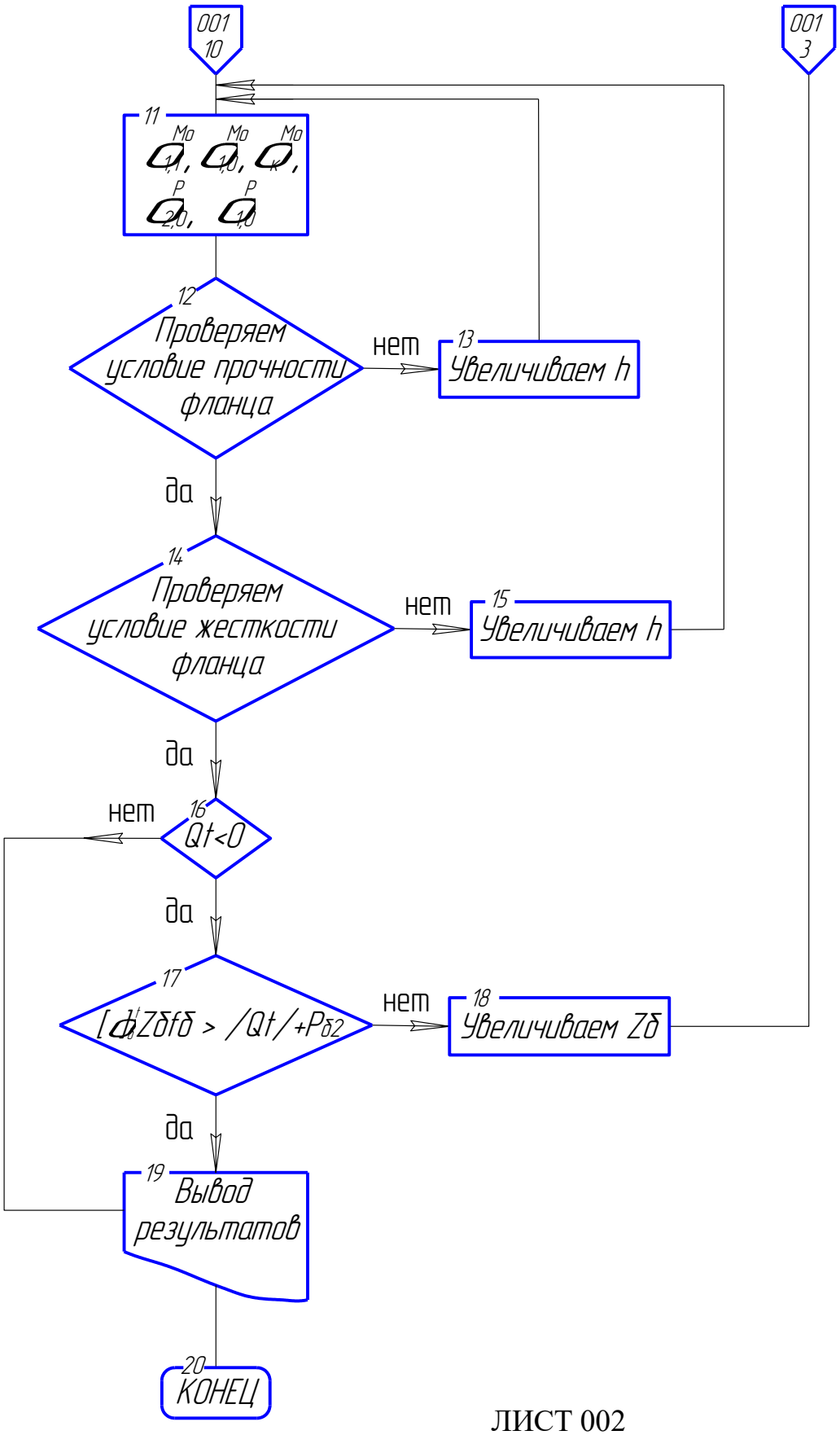
7. ГОСТ Р 51273-99. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Определение расчетных усилий для аппаратов колонного типа от ветровых нагрузок и сейсмических воздействий– М.: Госстандарт России, 1999. Введ. 06.05.99. – 11 с. Режим доступа: http://standartgost.ru/g/ГОСТ_Р_51273-99

ПРИЛОЖЕНИЕ

СХЕМА АЛГОРИТМА РАСЧЕТА



ЛИСТ 001


001
10
001
3
11
12
Проверяем условие прочности фланца
нет
13
Увеличиваем h
да
14
Проверяем условие жесткости фланца
нет
15
Увеличиваем h
да
16
Qt<0
нет
да
17
нет
18
Увеличиваем Zб
да
19
Вывод результатов
20
КОНЕЦ

ЛИСТ 002