

П.С. МАРЧЕНКО, канд. техн. наук,

С.А. ГОНДАРЕВА, ОАО «УкрНИИхиммаш», г. Харьков, Украина

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПАТРУБКА ШТУЦЕРА С ГИЛЬЗОЙ

Використавши кусково-лінійну апроксимацію діаграми пружно-пластичного деформування матеріалу тонкостінної циліндричної оболонки, котру називають гильзой, обчислено контактний тиск, який виникає між стінками гильзи та патрубка штуцера під дією внутрішнього тиску та термічного розширення. Отримані розрахункові формули, котрі дають можливість оцінювати міцність такого патрубка та місць приварювання гильзи.

Используя кусочно-линейную аппроксимацию диаграммы упруго пластического деформирования материала тонкостенной цилиндрической оболочки, которую называют гильзой, вычислено контактное давление, которое возникает между стенками гильзы и патрубка штуцера под действием внутреннего давления и температурных расширений. Получены расчетные формулы, которые позволяют оценить прочность такого патрубка и мест приварки гильзы.

Using piecewise-linear approximation of the diagram of elastic - plastic deformation of a material of a thin-walled cylindrical environment, a so-called sleeve, the contact pressure arising between a wall of a sleeve and a branch pipe of the union under action of internal pressure and temperature expansions is calculated. Having taken advantage of normative safety factors, the settlement formulas are received, allowing to estimate durability of a branch pipe and zones welding sleeves.

Иногда при изготовлении сосудов или аппаратов возникает необходимость с внутренней стороны патрубка штуцера 2 (рис. 1 а) установить тонкостенную цилиндрическую оболочку, так называемую гильзу 1.

Как правило, гильза изготавливается из коррозионностойкой стали аустенитного класса, которая имеет коэффициент линейного расширения больше, чем материал патрубка 2.

В месте соединения гильзы 1 с корпусом 3 и фланцем 4 делается наплавка такого же материала высотой δ .

Решение такой задачи при другом сочетании материалов или с учетом зазора между гильзой и патрубком не имеет принципиального отличия и не приводится здесь только в силу громоздкости изложения.

При нагревании такого соединения гильза 1 расширяется в осевом и радиальном направлении больше, чем патрубок 2, что приводит к образованию осевой нагрузки сварного шва N_c , контактного давления p_k и, при трении этих деталей друг о друга, осевой нагрузки трения τ_k (рис. 1 б,в).

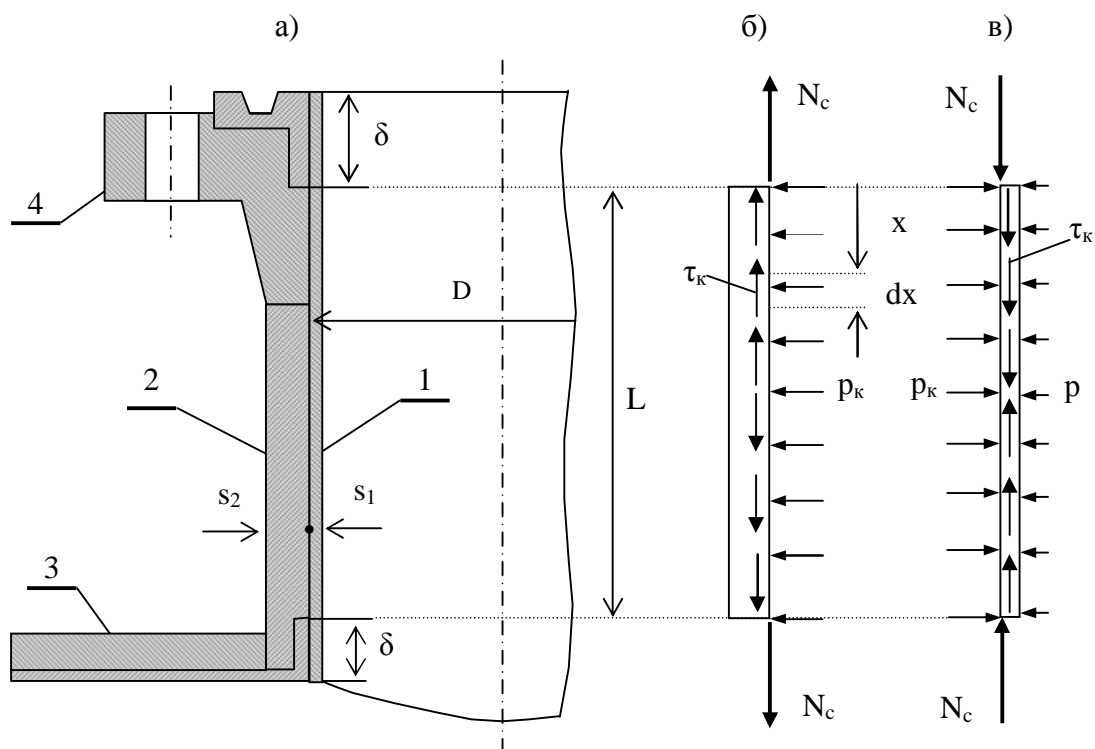


Рис. 1. Расчетная схема соединения гильзы с патрубком штуцера

Для определения нагрузок N_c и p_k необходимо приравнять осевые и радиальные перемещения гильзы и патрубка:

$$\Delta_{1o} = \Delta_{2o}, \quad \Delta_{1r} = \Delta_{2r}, \quad (1)$$

где Δ_{1o} – осевое удлинение гильзы

$$\Delta_{1o} = \alpha_1(t - t_0)L + \frac{N_o L}{\pi(D - s_1)E_1 s_1} - \nu \frac{pD(D - 2s_1)}{4E_1 s_1} + \nu \frac{p_k D^2}{4E_1 s_1};$$

Δ_{2o} – осевое удлинение патрубка

$$\Delta_{2o} = \alpha_2(t - t_0)L - \frac{N_o L}{\pi(D + s_2)E_2 s_2} - \nu \frac{p_k D^2}{4E_2 s_2};$$

Δ_{1r} – радиальное расширение гильзы

$$\Delta_{1r} = \alpha_1(t - t_0)\frac{D}{2} - \nu \frac{N_o D}{2\pi(D - s_1)E_1 s_1} + \frac{pD(D - 2s_1)}{4E_1 s_1} - \frac{p_k D^2}{4E_1 s_1};$$

Δ_{2r} – радиальное расширение патрубка

$$\Delta_{2r} = \alpha_2(t - t_0) \frac{D}{2} + \nu \frac{N_o D}{2\pi(D + s_2)E_2 s_2} + \frac{p_k D^2}{4E_2 s_2};$$

N_o – неизвестная осевая нагрузка гильзы (растягивающая с плюсом, а сжимающая с минусом); L – расчетная длина гильзы (рис. 1); p – расчетное давление; t – расчетная температура стенки гильзы и патрубка; t_0 – температура сборки сосуда или аппарата ($t_0 \approx 20$ °C); D – внутренний диаметр патрубка; s_1, s_2 – толщина стенки гильзы и патрубка; E_1, E_2 – модуль продольной упругости материала гильзы и патрубка при расчетной температуре; α_1, α_2 – коэффициенты линейного расширения материала гильзы и патрубка при расчетной температуре; ν – коэффициент Пуассона.

После преобразования первого из условий (1) получаем:

$$N_o = N_t + N_p - N_{pk}, \quad (2)$$

где N_t – составляющая осевой нагрузки патрубка, возникающая при нагревании

$$N_t = \pi (D - s_1) s_1 E_1 (\alpha_2 - \alpha_1) (t - t_0) / C_1,$$

N_p – составляющая осевой нагрузки патрубка, возникающая под действием расчетного давления

$$N_p = \nu \pi D (D - s_1) (D - 2 s_1) p / (4 C_1 L);$$

N_{pk} – составляющая осевой нагрузки патрубка, возникающая под действием контактного давления

$$N_{pk} = \nu \pi D^2 (D - s_1) C_2 p_k / (4 C_1 L);$$

C_1, C_2 – коэффициенты, которые учитывают толщину гильзы и патрубка

$$C_1 = 1 + \frac{E_1 s_1 (D - s_1)}{E_2 s_2 (D + s_2)}, \quad C_2 = 1 + \frac{E_1 s_1}{E_2 s_2}.$$

Используя второе из уравнений (1) и зависимость (2) можно вычислить

контактное давление по формуле:

$$p_k = \frac{4E_1s_1}{D^2C_2C_3} \Delta_H, \quad (3)$$

где C_3 – коэффициент, который учитывает соотношение диаметра и длины гильзы

$$C_3 = 1 - \frac{v^2D}{2L};$$

Δ_H – радиальное перемещение, которое необходимо компенсировать контактным давлением

$$\Delta_H = (\alpha_1 - \alpha_2)(t - t_0) \frac{D}{2} + \frac{pD(D - 2s_1)}{4E_1s_1} - v \frac{C_1D(N_t + N_p)}{2\pi(D - s_1)E_1s_1}.$$

Поскольку на гильзу изнутри действует давление p , а снаружи контактное давление p_k (см. рис. 1,в), окружное сжимающее напряжение в ней можно вычислить по формуле:

$$\sigma_1 = \frac{p_k D - p(D - 2s_1)}{2s_1}.$$

Очевидно, что зависимость (3) будет справедлива только в упругой области деформаций, когда $\sigma_1 \leq R_{p0.2}$, где $R_{p0.2}$ – расчетное значение предела текучести, при котором остаточные деформации составляют 0,2 %.

Принимается по [1] для материала гильзы при расчетной температуре.

Приравнявая $\sigma_1 = R_{p0.2}$, можно определить предельное значение контактного давления, при котором гильза не имеет пластических деформаций:

$$p_{кпр} = [2s_1 \cdot R_{p0.2} + p \cdot (D - 2s_1)] / D.$$

Воспользовавшись формулой (3), можно также определить предельное значение радиального перемещения, при котором начинаются пластические деформации:

$$\Delta_{\text{нпр}} = \frac{p_{\text{кпр}} D^2 C_2 C_3}{4E_1 s_1}.$$

Иными словами, если $\Delta_n > \Delta_{\text{нпр}}$, то на участке $\Delta_{\text{н1}} = \Delta_n - \Delta_{\text{нпр}}$ в гильзе имеют место пластические деформации.

Для гильзы, изготовленной из коррозионностойкой стали аустенитного класса, диаграмму упруго-пластического деформирования можно аппроксимировать зависимостью, приведенной на рис. 2.

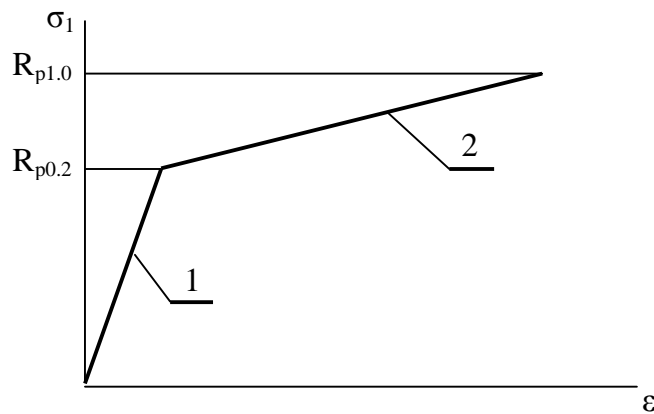


Рис. 2. Аппроксимация диаграммы деформирования материала гильзы

При такой аппроксимации полагаем, что на участке 1 (рис. 2) при напряжении $0 < \sigma_1 \leq R_{p0.2}$ имеется линейная зависимость $\sigma_1 = E_1 \cdot \varepsilon$, где ε – относительная деформация гильзы в окружном направлении.

На участке 2 (рис. 2) при $R_{p0.2} < \sigma_1 \leq R_{p1.0}$, также имеется линейная зависимость между приращением напряжения $\Delta\sigma_1$ и приращением деформации $\Delta\varepsilon$:

$$\Delta\sigma_1 = E_y \cdot \Delta\varepsilon,$$

где E_y – модуль упрочнения, который можно вычислить по формуле

$$E_y = E_1 / \kappa_y;$$

κ_y – коэффициент упрочнения

$$\kappa_y = 0,008 E_1 / (R_{p1.0} - R_{p0.2});$$

$R_{p1.0}$ – расчетное значение предела текучести, при котором остаточные де-

формации составляют 1,0 %. Принимается по [1] для материала гильзы при расчетной температуре.

В таком случае, при $R_{p0.2} < \sigma_1 \leq R_{p1.0}$, контактное давление представляет собой сумму

$$p_k = p_{кпр} + p_{к1}, \quad (4)$$

где $p_{к1}$ – приращение контактного давления, возникающее при деформировании гильзы на участке 2 (рис. 2), которое можно вычислить по формуле

$$p_{к1} = \frac{4E_y s_1}{D^2 C_2 C_3} \Delta_{н1},$$

в которой при вычислении коэффициента C_2 необходимо использовать E_y вместо E_1 , а при вычислении коэффициента C_3 следует принимать $\nu = 0,5$.

Очевидно, что граница применимости формулы (4) будет $\sigma_1 \leq R_{p1.0}$.

Полученное по формуле (3) или (4) значение контактного давления p_k позволяет вычислить окружное напряжение в патрубке (рис. 1 б) по формуле

$$\sigma_2 = p_k D / 2 s_2.$$

Чтобы сохранить требуемые запасы прочности, необходимо принять условие $\sigma_2 \leq [\sigma]_2$, где $[\sigma]_2$ – допускаемое напряжение материала патрубка. Принимается по [1] или другой аналогичной нормативной документации при расчетной температуре стенки патрубка.

Для расчета прочности соединения гильзы с патрубком будем полагать, что при нагревании рассчитываемого соединения гильза 1 (рис. 1) расширяется в обе стороны от середины патрубка.

Такое удлинение гильзы сопровождается трением о стенки патрубка, что приводит к возникновению осевой нагрузки трения $\tau_k = \mu \cdot p_k$, где $\mu = 0,10 - 0,15$ – коэффициент трения (сталь по стали со смазкой – 0,10 или без смазки – 0,15).

При этом контактное давление p_k и, следовательно, осевая нагрузка трения τ_k распределены практически равномерно по всей площади контакта гильзы с патрубком (рис. 1 б, в).

Тогда на расстоянии x от края гильзы осевую нагрузку гильзы можно вычислить по формуле

$$N_o = -N_c - x \pi D \tau_k .$$

При такой осевой нагрузке на элементарном участке длиной dx приращение деформаций гильзы и патрубка можно вычислить по формулам:

$$d\Delta_{1oN} = \frac{N_o dx}{\pi(D - s_1)E_1 s_1}, \quad d\Delta_{2oN} = -\frac{N_o dx}{\pi(D + s_2)E_2 s_2} .$$

Суммируя эти элементарные удлинения, можно получить следующие формулы:

$$\Delta_{1oN} = -\frac{N_c L}{\pi(D - s_1)E_1 s_1} - \mu \frac{p_k D L^2}{4(D - s_1)E_1 s_1},$$

$$\Delta_{2oN} = \frac{N_c L}{\pi(D + s_2)E_2 s_2} + \mu \frac{p_k D L^2}{4(D + s_2)E_2 s_2} .$$

Приравнивая полученные значения удлинений $\Delta_{1oN} = \Delta_{2oN}$, можно получить

$$N_c = N_k,$$

где N_k – суммарное значение осевой нагрузки, возникающей под действием трения гильзы о патрубок, которое вычисляется по формуле

$$N_k = \mu \pi D L p_k / 4 .$$

Поскольку нагрузка τ_k всегда действует в сторону противоположную осевой нагрузке патрубка N_o , то для вычисления осевой нагрузки сварного шва следует использовать условие

$$N_c = N_o \pm N_k . \tag{5}$$

В уравнении (5) следует принимать знак плюс тогда, когда $N_o < 0$ и знак минус тогда, когда $N_o > 0$. Кроме того, зависимость (5) говорит о том, что при $N_k = |N_o|$ осевая нагрузка трения τ_k может полностью разгрузить сварной шов

и $N_c = 0$. Если же осевая нагрузка сварного шва по абсолютной величине $|N_c| > 0$, то для расчета зоны наплавки на срез следует принять расчетное значение

$$N_{ср} = \min\{|N_c|; N_{срр}\},$$

где $N_{срр}$ – предельная осевая нагрузка сварного шва, которую без учета упрочнения можно вычислить по формуле

$$N_{срр} = \pi (D - s_1) s_1 R_{p0.2}.$$

При оценке статической прочности зон соединения гильзы с корпусом и фланцем (высоты наплавки δ на рис. 1) необходимо принять условие

$$\tau \leq [\tau],$$

где τ – напряжение среза зоны наплавки

$$\tau = N_{ср} / (\pi D \delta),$$

$[\tau]$ – допускаемое напряжение среза

$$[\tau] = [\sigma] / 2;$$

$[\sigma]$ – меньшее из допускаемых напряжений материала гильзы и патрубка при расчетной температуре стенки. Принимается по [1] или другой аналогичной нормативной документации.

Если требуется произвести оценку циклической прочности зон соединения гильзы с корпусом и фланцем, можно воспользоваться экспериментальными данными, принятыми в [2] для сварных соединений теплообменных труб с трубными решетками:

$$\tau \leq \varphi_c [\sigma], \tag{6}$$

где φ_c – коэффициент уменьшения циклической прочности сварных соединений труб с решетками

$$\varphi_c = 0,95 - 0,2 \lg N;$$

N – число циклов нагружения сварного шва ($N \leq 50000$).

Для вычисления допускаемого числа циклов нагружения формулу (6) можно преобразовать к виду

$$[N] = e^{\xi},$$

где $[N]$ – допускаемое число циклов нагружения для зон присоединения гильзы к патрубку; e – основание натуральных логарифмов; ξ – показатель, который зависит от напряжения τ и вычисляется по формуле

$$\xi = (0,95 - \tau/[\sigma]) \ln 10 / 0,2 .$$

Вывод.

Полученные зависимости позволяют произвести расчет на прочность как самого патрубка под действием контактного давления p_k , которое, как показали расчеты, в несколько раз больше расчетного давления p , так и зон приварки гильзы к корпусу и фланцу штуцера.

Список литературы: 1. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность: ГОСТ 14249-89. – [Введен в действие от 18.05.89]. – М. : Государственный комитет СССР по стандартам, 1989. – 79 с. 2. Аппараты выпарные. Нормы и методы расчета на прочность: РД 26-01-55-84. – [Введен в действие от 23.05.1984]. – Х.: УкрНИИхиммаш, 1984. – 112 с.

Поступила в редколлегию 25.03.10