

НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ РЕМОНТНЫХ МУФТ

Худякова Л.П., Мельникова Н.А.
ГУП «ИПТЭР»

Для ремонтных муфт могут реализовываться две схемы нагружения (рисунок 1, а, б). Первая схема реализуется при сквозном повреждении трубы, т.е. когда между стенкой трубы и муфтой действует внутреннее давление P . При этом за расчетную схему можно принять цилиндр длиной ℓ_m , нагруженный по торцам удельной поперечной силой Q_0 (рисунок 2, а) и удельным изгибающим моментом M_0 . Работу ремонтной муфты при несквозном повреждении трубы можно моделировать в виде цилиндра переменной толщины, нагруженного внутренним давлением (рисунок 2, б). Этой же расчетной схеме может соответствовать ремонтная неприваренная (по торцам) муфта.

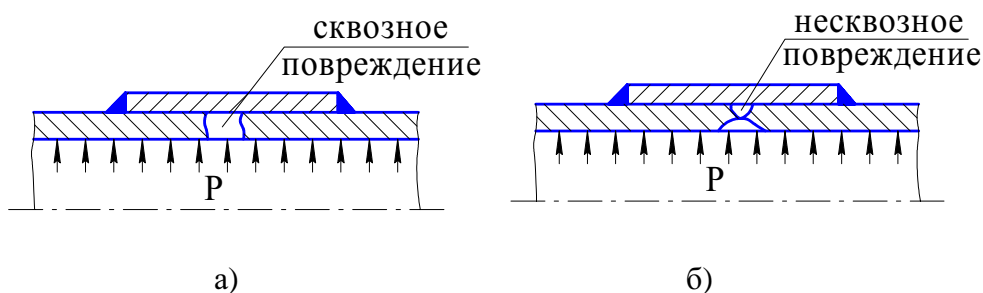


Рисунок 1 – Цилиндрические муфты при сквозном (а) и несквозном (б) повреждениях трубы

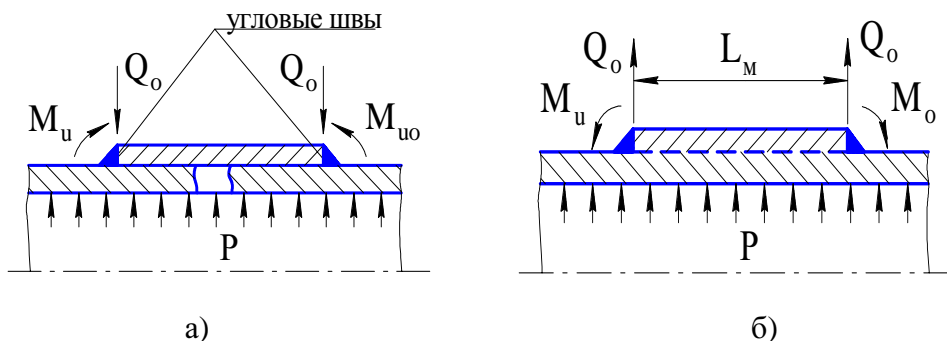


Рисунок 2 – Краевые силы Q_0 и моменты M_0 в зонах стыков муфт с трубой

Для решения поставленных задач воспользуемся теорией оболочек.

Вначале рассмотрим случай, когда толщина цилиндра постоянная. В этом случае прогиб цилиндра ω описывается уравнением следующего вида [1]:

$$\frac{d^4 \omega}{dx^4} + 4\beta^4 \cdot \omega = \frac{Z}{D}, \quad (1)$$

где x - координаты в продольном направлении трубы с началом в точке O сопряжения муфты с трубой; Z - интенсивность нагрузки, действующей в радиальном направлении (давление); θ и D - параметры оболочки. Величины $\theta \approx 1,285/\sqrt{R \cdot \delta_m}$, где R - срединный радиус муфты; δ_m - толщина стенки муфты.

Цилиндрическая жесткость D определяется по формуле:

$D \approx 0,09 \cdot E \cdot \delta_m^3$, где E - модуль упругости.

Согласно теории оболочек общее решение этого уравнения имеет следующий вид:

$$\omega = \exp x(C_1 \cdot \cos x + C_2 \cdot \sin x) + \exp(-x)(C_3 \cdot \cos x + C_4 \cdot \sin x) + f(x), \quad (2)$$

где $\bar{x} = \theta \cdot x$; $f(x)$ - частное решение уравнения; C_1, C_2, C_3, C_4 - постоянные интегрирования.

Для случая, показанного на рисунке 2, торцы цилиндра не могут смещаться, и поэтому в них возникают изгибающий момент M_0 и распорная сила Q_0 . Если длина муфты ℓ достаточно велика $\ell_m > 2R_{вн}$, то уравнение (2) принимает вид [1]:

$$\omega = \frac{\exp(-\bar{x})}{2\beta^3 D} [\theta M_0 (\sin \bar{x} - \cos \bar{x}) - Q_3 \cos \bar{x}]. \quad (3)$$

Краевые силы Q_0 и моменты M_0 определяются из условий, что прогиб и наклон на торцах муфты ($x = 0$) должны быть равными нулю.

В этом случае M_0 , и Q_0 приближенно равны:

$$M_0 = \mu \cdot \rho \cdot R \cdot \delta_m; \quad Q_0 = 0,778P \sqrt{R \cdot \delta_m}, \quad (4)$$

где μ - коэффициент Пуассона; R - срединный радиус трубы.

Эти формулы справедливы при условии

$$\theta \cdot \ell_m > 2 - 3. \quad (5)$$

В случае, если $\theta \cdot \ell_m < 2 - 3$, необходимо учитывать взаимное влияние краевых эффектов на их торцах.

На основании численных расчетов и данных работы [1] для коротких муфт получены следующие значения изгибающего момента M_o и поперечной силы Q_o :

$$M_o = \frac{P}{2\theta^2} \cdot K_M \approx \mu \cdot \rho \cdot R \cdot \delta_m \cdot K_M, \quad (6)$$

$$Q_o = \frac{P}{\theta} \cdot K_Q \approx 0,778 \sqrt{R \cdot \delta_m} \cdot K_Q, \quad (7)$$

где K_M и K_Q - функции, зависящие от θ_1 .

Для выполнения инженерных расчетов можно пользоваться следующими формулами для оценки K_M и K_Q :

$$K_M = \theta \cdot \ell / 3; \quad K_Q = \theta \cdot \ell / 2. \quad (8)$$

Значения K_M и K_Q , рассчитанные по формуле (8), и данные работы [1] сопоставлены на рисунке 3.

Таким образом, значения изгибающего момента M_o и поперечной силы Q_o с учетом длины муфты будут равны:

$$M_o = \frac{P D}{4\theta} m_{\ell_d}; \quad Q_o = \frac{P D}{2} m_{\ell_d}, \quad (9)$$

где $m_{\ell_d} = \frac{\ell_m}{D} =$ - относительная длина муфты.

Переходя к напряжениям, на основании полученных формул, легко найти коэффициенты концентрации напряжений от изгибающих $\alpha_{\sigma_{z_0}}$.

На рисунке 4 представлены зависимости коэффициентов концентрации напряжений α_{σ_z} от изгибающих моментов по отношению к осевым напряжениям в трубе, от действия внутреннего давления при $\delta = \delta_m$ от m_{ℓ_d} и $\eta \left(\eta = \frac{\delta_m}{D} \right)$.

Эти зависимости получены на основании уравнений краевой задачи [46]. Как видно, величина m_{ℓ_d} заметно уменьшает α_{σ_z} при $m_{\ell_d} < 0,2$.

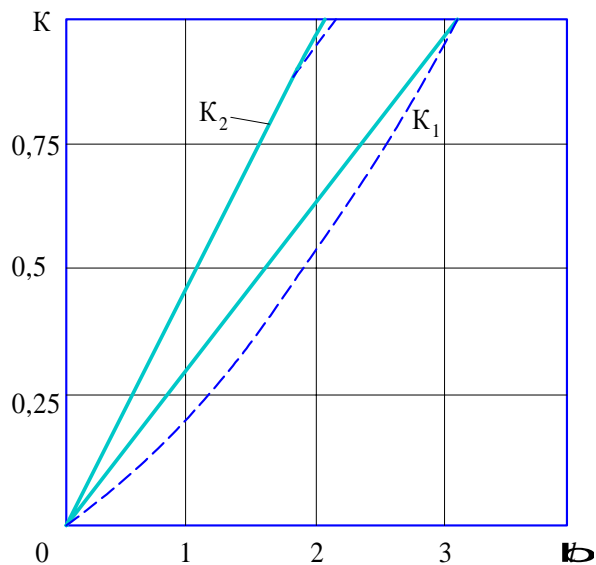


Рисунок 3 - Зависимости K от θ :

— по формулам (8); - - - по данным [1]

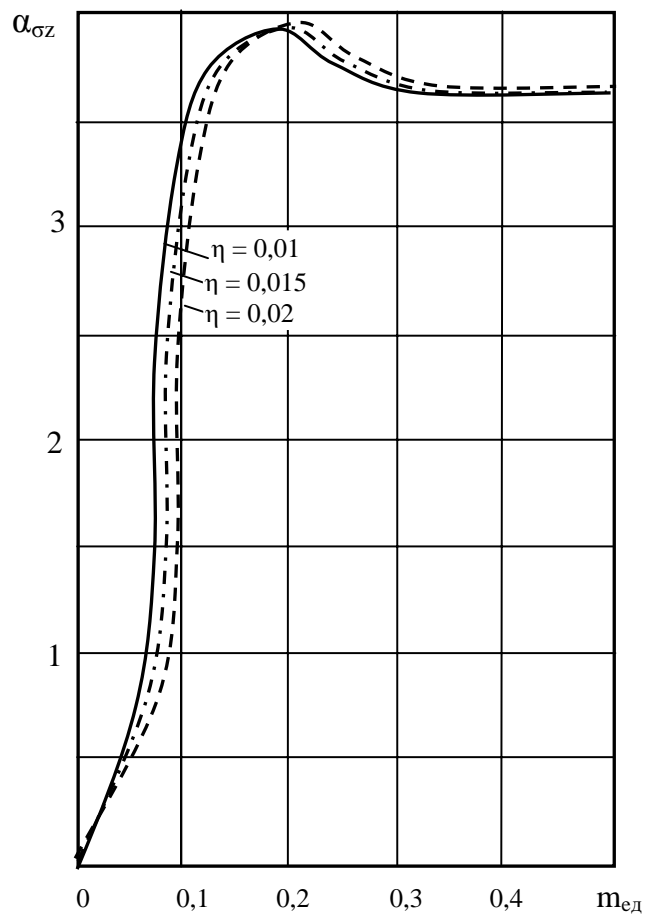


Рисунок 4 – Зависимость α_{σ_z} от m_{ℓ_d}

Для приближенной оценки (с точностью не более 10 %) α_{σ_z} получена следующая формула:

$$\alpha_{\sigma_z} = \frac{2m_{\ell_d}}{\sqrt{\eta}}. \quad (10)$$

Эта формула справедлива при $m_{\ell_d} \leq 6 \cdot \mu \sqrt{\eta}$. В случае, когда $m_{\ell_d} > 6 \cdot \mu \sqrt{\eta}$, величина α_{σ_z} сохраняет максимальное значение, равное $\approx 12\mu$. При $\mu = 0,3$ $\alpha_{\sigma_z} = 3,6$.

Зависимость (10) отражена на рисунке 5, где величиной $m_{\ell_{dx}}$ обозначено значение m_{ℓ_d} , равное:

$$m_{\ell_{dx}} = 6 \cdot \mu \sqrt{\eta_m}. \quad (11)$$

Заметим, что напряжения от краевых сил Q_0 для нефтепроводов более чем на порядок меньше напряжений от изгибающего момента (рисунок 6). Поэтому в дальнейшем в расчетах ими можно пренебрегать.

Если толщина муфты отличается от толщины стенки трубы, величина α_{σ_z} определяется по формуле

$$\alpha_{\sigma_z} = \frac{12\mu}{m_\delta}, \quad (12)$$

где $m_\delta = \frac{\delta_m}{\delta}$.

Формула (12) получена после соответствующих преобразований уравнения (4) для оценки предельного момента M_0 . Зависимость (12) отражена на рисунке 7а.

Из полученных данных вытекают следующие важные выводы:

- максимальный коэффициент концентрации напряжений реализуется в зоне сварных стыков муфты с трубой, равной по величине 12μ (для $\delta = \delta_m$);
- коэффициент концентрации напряжений в зоне сварных стыков муфт практически не зависит от типа конструкций цилиндрических муфт, применяемых в трубопроводном транспорте;

- относительная длина муфты m_{ℓ_d} начинает оказывать влияние на коэффициент концентрации напряжений α_{σ_z} при значении $m_{\ell_d} \approx 0,2$. В этой области значений m_{ℓ_d} при $m_{\ell_d} > 0,2$ даже имеет место некоторое повышение α_{σ_z} . При $m_{\ell_d} < 0,2$ величина α_{σ_z} резко снижается и становится равной нулю при $m_{\ell_d} = 0$.

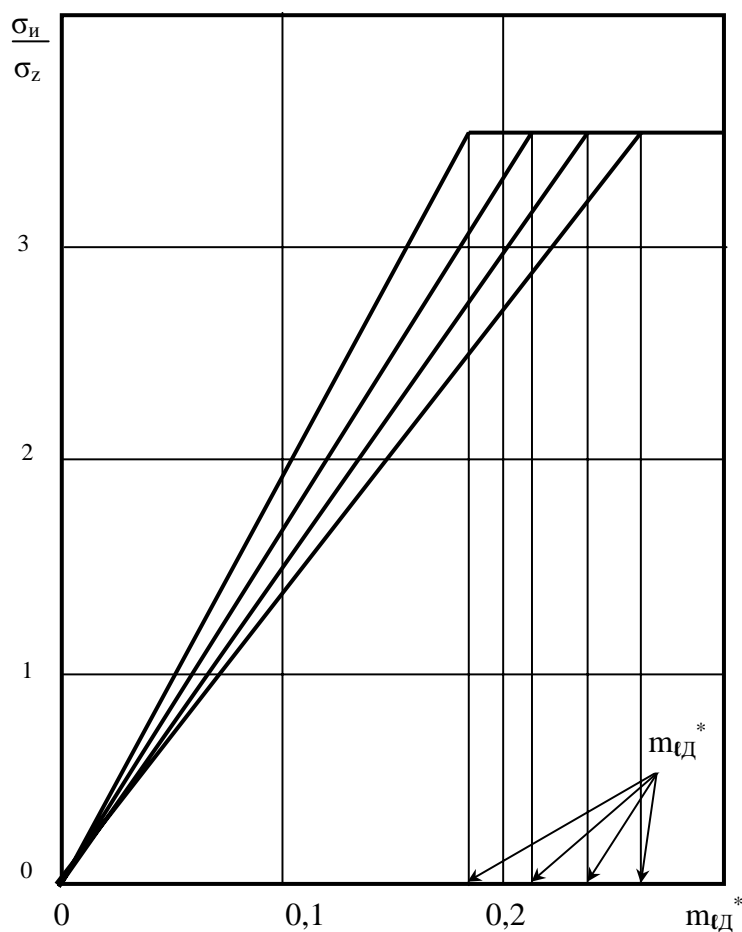


Рисунок 5 – Отношение изгибных напряжений в зоне сварного стыка муфты к продольным напряжениям в трубе от действия внутреннего давления

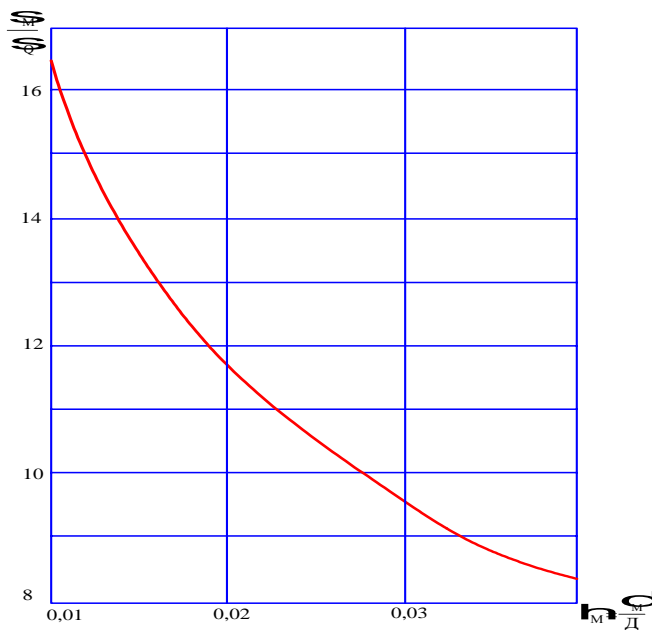
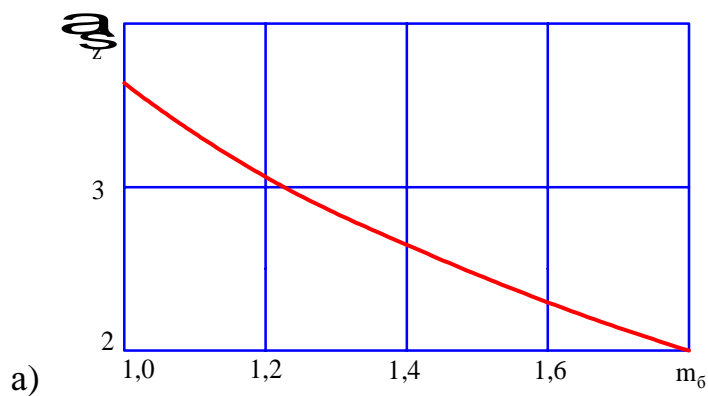
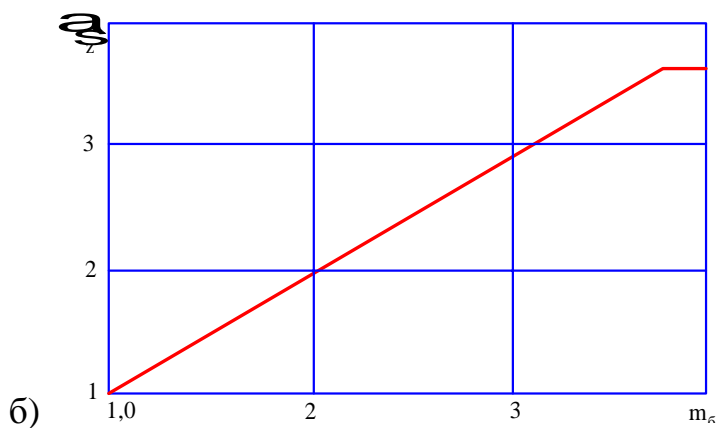


Рисунок 6 – Соотношение напряжений от M_0 и Q_0 в зависимости от η_M



а)



б)

а) для схемы на рисунке 1, а; б) для схемы на рисунке 1, б
Рисунок 7 – Зависимость α_{σ_z} от m_δ

Далее рассмотрим второй случай работы муфты (см. рисунок 2, б).

В этом случае на основании теории оболочек с переменной толщиной стенок [47] получена следующая формула для определения α_{σ_z} в металле трубы в области стыка с муфтой:

$$\alpha_{\sigma_z} = \frac{\sigma M_o}{\delta^2} \Big/ \frac{PR}{2\delta} = m_{\delta}^{0,95}, \quad (13)$$

где $m_{\delta} = \frac{\delta_m + \delta}{\delta}$.

Эта зависимость отражена на рисунке 7, б.

Очевидно, что значение α_{σ_z} , определяемое по формуле (13), не должно превышать величины 12μ в связи с тем, что при достаточно больших значениях m_{δ} ($m_{\delta} > 3,9$) торцы труб, применяющиеся к муфте, практически получаются заземленными.

Численные расчеты показывают, что формула (13) справедлива в области значений $m_{\ell_d} > 0,2$. При $m_{\ell_d} < 0,2$ коэффициенты концентрации напряжений m_{ℓ_d} , в отличие от предыдущего случая, возрастают примерно по линейному закону. Это объясняется тем, что уменьшение m_{ℓ_d} способствует повышению жесткости усиленного участка трубы. Поскольку на практике для самой короткой муфты, применяемой для усиления кольцевых швов ($\ell_m = 560$ мм, см. рисунок 1.3), при диаметре трубопровода $D = 1400$ мм величина m_{ℓ_d} составляет 0,4, указанный эффект повышения α_{σ_z} можно не учитывать.

Таким образом, получены расчетные зависимости для оценки коэффициентов концентрации напряжений в ремонтных цилиндрических муфтах.

Литература

1. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. – М.: Наука, 1966. – 635 с.
2. Канторович З.Б. Основы расчета химических машин. – М.: Машгиз, 1960. – 743 с.