

Расчет на прочность разъемной муфты на трубе с дефектом

И. В. Орыняк^а, С. А. Охримчук^б, Л. И. Венгловский^в, В. А. Стрижало^а,
С. М. Агеев^а, С. П. Чуйков^г, Э. В. Чечин^а, А. В. Богдан^а

^а Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

^б Государственное акционерное общество “Приднепровские магистральные трубопроводы”, Кременчуг, Украина

^в Машиностроительная компания “Навигатор Л”, Киев, Украина

^г Акционерное общество “Трест подводтросопровод”, Киев, Украина

Оценено снижение прочности трубы с искусственным дефектом. На основе аналитической и численной моделей рассмотрено влияние конструктивных особенностей разъемной муфты на ее несущую способность. Проанализирована совместная работа муфты с трубой, на которую нанесен искусственный поверхностный осевой дефект. Результаты анализа сопоставляются с данными эксперимента.

Ключевые слова: разъемная муфта, труба, дефект, остаточная прочность.

Введение. Проблема старения и истощения ресурса трубопроводов обусловлена в первую очередь появлением разного рода дефектов материала и изменением формы трубы. В случае принятия оператором решения о недостаточной прочности трубы с дефектом применяются меры, наиболее распространенными из которых является усиление трубы сварными муфтами. Однако для подводных переходов более приемлемый метод ремонта – использование разъемных муфт, которые относительно легко могут быть смонтированы водолазами. Условно разделим такие муфты на две группы: герметичные муфты и муфты с частично восстанавливаемой несущей способностью (МЧВНС). Муфты, относящиеся к первой группе, должны выдерживать номинальное внутреннее давление с такими же коэффициентами запаса прочности, как и основная труба. Муфты второй группы обладают ограниченной несущей способностью и при их использовании учитывается совместная работа дефектной трубы и муфты.

Следует отметить, что в литературных источниках отсутствуют теоретические данные о совместной работе трубы с дефектом и муфты. Обычно исследователи [1, 2] рассматривают работу двух (или трех) осесимметричных оболочек в упругой и пластической областях деформирования. Такие подходы имеют ограниченное практическое применение, например для анализа сплошной коррозии при намотке слоев усиления из композитных материалов. Что касается возможности учета локальных дефектов, то обычно приводятся только упрощенные подходы, где механически суммируются остаточная прочность дефектной трубы и несущая способность муфты [3, 4]. Причиной этого является, по нашему мнению, то, что до настоящего времени для анализа остаточной прочности труб с дефектами используются эмпирические форму-

лы, разработанные 40 лет назад в Институте им. Баттеля (США). Недостатки этих формул обсуждались в работах [5, 6].

Таким образом, отсутствие вышеуказанной общей теории затрудняет обоснование целесообразности и использования более экономичных МЧВНС, которые обычно рассматриваются только как временный вид ремонта. Однако, если данный вид ремонта приводит к полному восстановлению и при этом обеспечивается заданная долговечность, то он может использоваться в качестве постоянного.

Цель настоящего сообщения состоит в проведении анализа совместной работы разъемной муфты конструкции машиностроительной компании “Навигатор Л” с трубой, имеющей искусственный дефект, при нагружении внутренним давлением до разрушения. Результат работы – развитие общих теоретических принципов, которые могут быть полезны для совместного анализа МЧВНС и труб с дефектами заданных ограниченных размеров.

Исследование состоит из двух частей: экспериментальной, где на одной модели муфты и дефектной трубы проводились испытания до разрушения, и теоретической – развитие общего метода анализа, в частности прогноз разрушающего давления для конкретного эксперимента. В эксперименте размеры дефекта выбирались такими, чтобы совместная прочность муфты и дефектной трубы не превышала таковую целой бездефектной трубы. Зная остаточную прочность только трубы с дефектом и результаты эксперимента по определению разрушающего давления, можно оценить реальный упрочняющий эффект от использования муфты.

Ниже рассматриваются следующие вопросы.

1. Что необходимо выбирать в качестве предельной характеристики материала. Насколько дефект снижает прочность и какие размеры искусственного дефекта следует выбирать в эксперименте.

2. Как влияют конструктивные особенности муфты на ее несущую способность.

3. Какая общая прочность трубы с дефектом, которая усилена разъемной муфтой. Как результаты теоретических расчетов согласуются с экспериментальными данными.

Геометрия и свойства составляющих конструкции. Проанализируем геометрию и свойства конструкции, а именно: трубы с дефектом (рис. 1) и разъемной муфты (рис. 2). Наружный радиус трубы $R_H = 188,5$ мм, толщина стенки $t = 9$ мм. Размеры разъемной муфты: внутренний радиус трубы муфты $R_M = 190,5^{+0,5}$ мм; толщина стенки трубы муфты $t_M = 8$ мм; толщина ребер жесткости $t_p = 6$ мм; длина фланца $L_\phi = 250$ мм; высота фланца $h_\phi = 36$ мм; ширина фланца $b_\phi = 80$ мм; диаметр болтов $d_\sigma = 30$ мм. Материал трубы и муфты – сталь 20 ($\sigma_{0,2} = 250$ МПа, $\sigma_B = 460$ МПа).

Отметим, что для проведения эксперимента в качестве дефектной трубы использовалась трубная секция нефтепровода (в виде сосуда с доньшками) длиной 850 мм. На данную конструкцию предварительно наносился продольный поверхностный дефект длиной $2c \approx 200$ мм, шириной $2l = 15$ мм и глубиной $a = 4,8$ мм; относительная глубина дефекта $\varepsilon = a/t = 0,53$. Перед монтажом муфты в зоне дефекта наносилась специальная мастика, после чего на трубную секцию в указанном месте навивалась изолирующая прокладка,

состоящая из двух слоев композитной стеклополимерной ленты, смазанной адгезионным составом. Мастика и лента использовались с целью обеспечения изоляции дефектного участка трубы и создания радиального контакта между трубной секцией и муфтой.

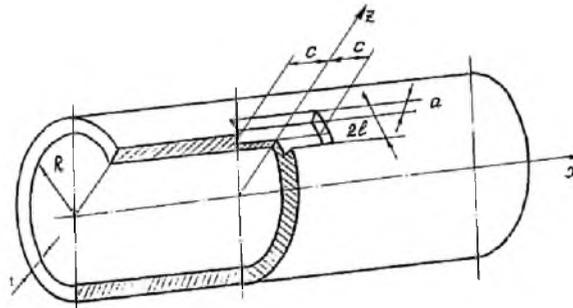


Рис. 1. Труба с осевым поверхностным дефектом.

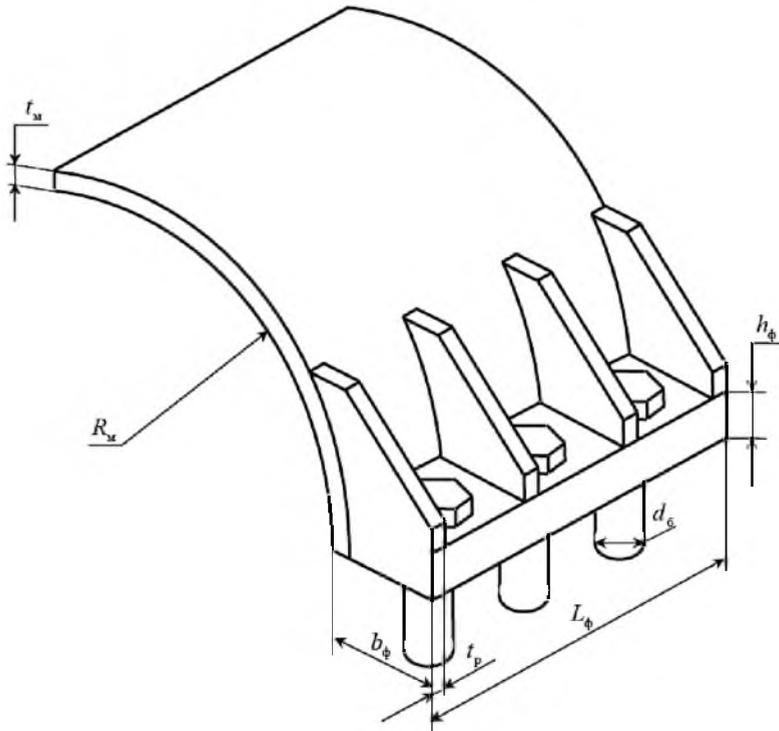


Рис. 2. Конструкция разъемной муфты.

Прочность трубы с дефектом. Методы расчета остаточной прочности труб с дефектами в условиях вязкого разрушения в основном базируются на ранних работах [7], выполненных в Институте им. Баттеля. Определенные в них эквивалентные напряжения с учетом дефекта сравниваются с предельными. Обычно в большинстве нормативных документов в качестве предельных напряжений выбирается некоторое промежуточное значение между пределом прочности и пределом текучести. В исследованиях, проводимых в Институте проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, сформулированы

альтернативные модели, в которых использовался предел прочности σ_B [8, 9]. В [10] на большом примере испытаний бездефектных труб, изготовленных из разных материалов, показано, что σ_B достаточно точно коррелирует с уровнем окружных разрушающих напряжений. Это позволило в дальнейшем использовать указанную характеристику также для анализа труб с дефектами. Аналогичный вывод получен в работе [11] после анализа данных более 300 натурных экспериментов по разрушению толстостенных труб с дефектами.

Рассмотрим прочность трубы с дефектом. Поскольку ширина дефекта $l \ll \sqrt{Rt}$, то согласно [5] она слабо влияет на предельное состояние. Предельное давление для такой трубы определяется следующим образом:

$$P_{LL} = \frac{\sigma_B t}{R} \alpha_{LL}(\lambda, \varepsilon), \quad (1)$$

где $\alpha_{LL}(\lambda, \varepsilon)$ – безразмерный коэффициент уменьшения прочности. Его значение показывает, во сколько раз прочность трубы с дефектом меньше прочности бездефектной и зависит от относительной глубины $\varepsilon = a/t$ и относительной длины $\lambda = c/\sqrt{Rt}$ дефекта, где c – половина длины дефекта; здесь и далее R – внутренний радиус трубы. Для трубы без дефекта имеем $\alpha_{LL}(\lambda, \varepsilon) = 1$. Выражение для $\alpha_{LL}(\lambda, \varepsilon)$, учитывающее прямоугольную форму дефекта, имеет вид [5]

$$\alpha_{LL} = \frac{1 + 2\lambda^2 \tau_0 (1 - \tau_0)}{1 + 2\lambda^2 (1 - \tau_0)}, \quad (2)$$

где $\tau_0 = 1 - \varepsilon$ – относительная толщина нетто-сечения.

Для рассматриваемого дефекта график зависимости $\alpha_{LL}(\lambda, \tau_0 = 0,467)$ показан на рис. 3. Там же приведены соответствующие графики для относительной толщины нетто-сечения $\tau_0 = 0,689$ и $0,799$. Поскольку относительная длина дефекта $\lambda = c/\sqrt{Rt} = 2,49$, то согласно формуле (2) и данным на рис. 3 коэффициент уменьшения прочности $\alpha_{LL} = 0,537$, значение предельного давления $P_{LL} = \frac{\sigma_B t}{R} \alpha_{LL} = 12,4$ МПа. Заметим, что размеры дефекта, особенно глубина и длина, выбирались такими, чтобы достичь существенного уменьшения прочности по сравнению с таковой трубы без дефекта.

Прочность разъемной муфты. Под прочностью разъемной муфты подразумевается часть давления ΔP , которую она способна выдержать, не разрушаясь. Это давление может быть выражено в эквивалентной толщине стенки $\Delta t = \Delta PR / \sigma_B$ или в эквивалентной передаваемой окружной силе $\Delta N = \Delta PR$.

Особенность конструктивного исполнения данного изделия состоит в том, что между двумя разъемными симметричными частями необходимо выполнить звено для передачи окружной силы ΔN . В нашем случае его роль играют болты и ребра жесткости. Этим элементам уделяется наибольшее внимание, поскольку от их прочности зависит несущая способность конструкции в целом. Ниже решаются следующие задачи.

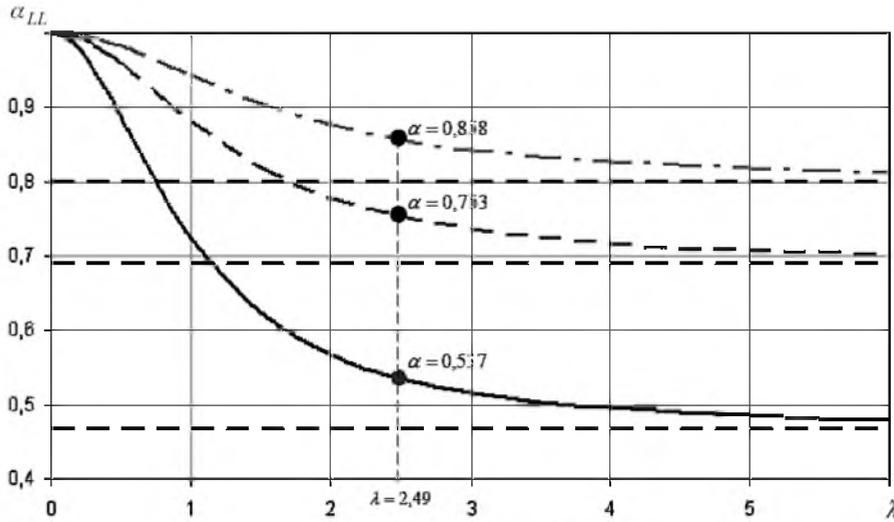


Рис. 3. Зависимость $\alpha_{LL} = f(\lambda)$. (Сплошная линия – без муфты; штриховая с двумя пунктирами – с эквивалентной толщиной стенки муфты 2 мм; штрихпунктирная – с эквивалентной толщиной стенки муфты 3 мм.)

1. Построить аналитическую модель с целью оценки роли каждого узла конструкции и прочности всей муфты.

2. Для сопоставления полученных результатов провести расчет методом конечных элементов (МКЭ).

Рассмотрим первую задачу (рис. 4). Поскольку охватывающая накладка муфты состоит из двух частей, болтовое соединение используется для передачи окружной силы ΔN . Если бы расстояние между осью болта и накладкой муфты было равно нулю ($\omega = 0$), то эквивалентная толщина фланцевого соединения муфты в этом месте составляла бы $t = S_{\phi} / L_{\phi} = 8,45$ мм, где S_{ϕ} – суммарная площадь трех болтов, $S_{\phi} = 3\pi R_{\phi}^2 = 2119,5$ мм². Следовательно, такое соединение не уменьшило бы прочность муфты, поскольку $t_m < 8,48$ мм, где t_m – толщина стенки муфты, $t_m = 8$ мм.

Рассмотрим более реальный случай, когда ось болта находится на некотором удалении от накладки муфты и у конструкции последней отсутствуют ребра жесткости (рис. 4). Тогда кроме осевых напряжений σ_N болты подвергаются действию изгибных σ_M , которые определяются по формулам:

$$\sigma_N = \Delta P R L_{\phi} / (3\pi R_{\phi}^2); \quad \sigma_M = M R_{\phi} / I = \Delta P R \omega L_{\phi} R_{\phi} / 3I, \quad (3)$$

где R_{ϕ} – радиус болтов; M – изгибающий момент, который создает усилие ΔN относительно оси болта, $M = \Delta N \omega$; ω – расстояние от оси болта до накладки муфты; I – момент инерции поперечного сечения болта относительно центральных осей, $I = \pi R_{\phi}^4 / 4$.

Введем в рассмотрение коэффициент увеличения напряжений для болтов с целью оценки эффективности их работы, представляющей собой отношение общих напряжений к “полезным” осевым:

$$k = (\sigma_N + \sigma_M) / \sigma_N \approx (1 + 4\omega / R_6) \approx 11,7. \quad (4)$$

Значение этого коэффициента получено в предположении упругой работы болта. Это несколько консервативно, поскольку предельное значение момента при пластическом деформировании будет $[M_{LL}] = 4\sigma_B R_6^3 / 3$ [12], что в 1,7 раза выше значения при упругом деформировании, равно согласно формуле (3) $[M_E] = \pi\sigma_B R_6^3 / 4$. Поэтому корректнее говорить о коэффициенте увеличения напряжений, равно $k = (1 + 10,7 / 1,7) \approx 7,3$. Таким образом, данная конструкция муфты не является эффективной, поскольку имеется очень большая доля “паразитных” изгибных напряжений в болтах.

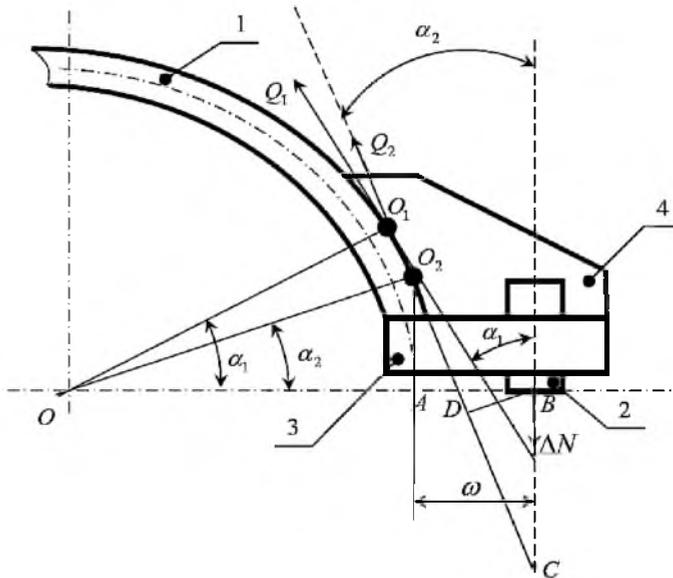


Рис. 4. Схема передачи усилий: 1 – охватываемая накладка муфты; 2 – болты; 3 – фланец; 4 – ребро жесткости.

Исследуем случай, когда конструкция муфты усилена ребрами жесткости (рис. 4). Работа ребер жесткости заключается в постепенной передаче части усилий N непосредственно к центру болтов через касательные Q , возникающие в зоне сварного соединения ребра жесткости и накладки муфты. Наиболее “выгодным” с точки зрения коэффициента увеличения напряжений ($k = \min$) является случай, когда касательное усилие не будет создавать “паразитного” момента, т.е. ось напряжений будет проходить через центр болта. Тогда коэффициент увеличения напряжений определяется следующим образом.

Рассматривается элементарная длина дуги dL в окрестности точки соприкосновения ребра жесткости с накладкой муфты. Элементарное касательное усилие dQ будет

$$dQ = \tau dF = \tau dL t_p, \quad (5)$$

где τ – максимально допустимое касательное напряжение.

Элементарное усилие dN и элементарный изгибающий момент dM соответственно равны: $dN = dQ \cos \alpha$, $dM = BDdQ$. Определение элементарных напряжений отдельно от каждого силового фактора для всех dL , начиная от более “выгодных” точек ($\sigma_N = \sum d\sigma_N$, $\sigma_M = \sum d\sigma_M$), позволяет найти коэффициент увеличения напряжений.

Если в ходе итерационного процесса напряжения в болте достигли допустимого значения $\sigma_b = 2\tau_b$ (согласно теории прочности Треска), то необходимо прекратить вычисления. Это значит, что именно болтовое соединение является слабым звеном. В противном случае дополнительное осевое усилие может передаваться аналогично случаю при отсутствии ребер жесткости. При проведении конкретных вычислений получено, что эквивалентные напряжения в болте σ_R , передаваемые через ребро жесткости, равны $1,43\tau_b$, причем величина напряжений растяжения составляет $0,51\tau_b$. Коэффициент увеличения напряжений $k = 2/(0,51 + (2 - 1,43)/7,3) = 3,3$.

Вторая задача решалась МКЭ с помощью программного комплекса ANSYS. В качестве характеристик материала конструкции использовались следующие: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\nu = 0,3$; $\sigma_b = 460$ МПа. Данная модель представляется в виде совокупности 3D конечных элементов SOLID45.

Упругий расчет. Поскольку цель расчетов состояла в определении коэффициента увеличения напряжений в болтах, величина приложенного давления не имела значения. Для определения значения этого коэффициента сравним полученные напряжения в болте с номинальными от действия внутреннего давления:

$$k = \frac{\sigma}{\sigma_n} \approx 8,4, \quad (6)$$

где σ – максимальные осевые напряжения в поперечном сечении болтов; σ_n – номинальные напряжения, $\sigma_n = \Delta PR_m L_\phi / (3S_\phi)$; ΔP – приложенное внутреннее давление, МПа; R_m – внутренний радиус охватывающих накладок муфты, мм; L_ϕ – длина фланцевого соединения муфты, мм; S_ϕ – площадь поперечного сечения одного болта, мм². Полученное значение коэффициента k несколько меньше такового, определенного по упругой расчетной схеме при отсутствии ребер жесткости, поскольку учитывает передачу усилий через ребра жесткости, что согласуется с вышеприведенной схемой.

Пластический расчет для идеально пластического материала. Проведем расчет, зафиксировав реальное значение предела прочности, постепенно увеличивая приложенное давление до наступления предельного состояния. Ему соответствует прекращение сходимости расчета с помощью ANSYS. При этом коэффициент увеличения напряжений $k = \sigma_b S_\phi / \Delta PR_m L_\phi \approx 2,7$. При передаче растягивающего усилия болты работают только на 30%. Таким образом, полученное значение коэффициента k соответствует предельному пластическому состоянию. Если перейти к эквивалентной толщине стенки, то она будет примерно равна $\Delta t = 8,45/2,7 = 3,12$ мм. Заметим, что если исходить из числа $k = 3,3$, то эквивалентная толщина стенки будет $\Delta t = 2,53$ мм.

Общая прочность дефектной трубы и разъемной муфты. Очевидно, что муфта оказывает подкрепляющее действие на трубу. Однако просто суммировать их несущие способности нельзя. Рассмотрим простой пример: пусть глубокий (например, глубиной $\varepsilon = 0,8$), но короткий дефект ослабляет несущую способность трубы на 10%, т.е. $\alpha_{LL} = 0,9$. Очевидно, что применение осесимметричной охватывающей накладке муфты, изготовленной из того же материала, что и труба, но с толщиной стенки, равной 10% толщины стенки последней, не восстановит полностью несущую способность трубы. Логичнее считать, что нетто-сечение трубы в зоне дефекта просто увеличилось на 10% и составляет $\tau_0 = 0,2 + 0,1 = 0,3$. Именно такой подход будем использовать при прогнозировании несущей способности трубы с муфтой, что согласуется с физической моделью разрушения, принятой при выводе уравнений предельного состояния вида (2) [5].

Процедура нахождения коэффициента уменьшения прочности α_{LL} для трубы, усиленной муфтой, аналогична той, с помощью которой было определено α_{LL} для трубы с дефектом (рис. 3). Поскольку относительная длина дефекта λ осталось неизменной, значение α_{LL} находим при одинаковом уровне $\lambda = 2,49$ (см. выражение (2) и рис. 3): $\alpha_{LL} = 0,753$ – для полезной толщины муфты, равной приблизительно 2 мм; $\alpha_{LL} = 0,858$ – для толщины муфты 3 мм. Величина предельного внутреннего давления конструкции, состоящей из дефектной трубы и разъемной муфты, для двух вышеуказанных случаев будет:

$$P_{LL} = 0,753 \sigma_{\text{в}} t / R = 17,4 \text{ МПа}; \quad (7)$$

$$P_{LL} = 0,858 \sigma_{\text{в}} t / R = 19,8 \text{ МПа}. \quad (8)$$

В эксперименте может быть получено значение предельного разрушающего давления, близкое к $P_{LL} = 19,8$ МПа.

Сравнение результатов теоретических расчетов с экспериментом. Выбор размеров исходного дефекта заключается в том, чтобы разрушение произошло именно в дефектной области, усиленной муфтой. Это позволяет оценить экспериментально усиливающий эффект от муфты.

В результате проведенного эксперимента было определено, что разрушение конструкции произошло при уровне давления $P_{\text{exp}} = 20,5$ МПа. “Полезную” толщину муфты согласно эксперименту можно легко рассчитать: $\Delta t \approx 3,3$ мм. Причем непосредственной причиной разрушения было прорастание искусственного дефекта по толщине стенки до потери герметичности. Заметим, что разрушающее давление для бездефектной трубы составляет $P = 23,1$ МПа.

Таким образом, можно утверждать, что достигнутое в эксперименте давление $P_{\text{exp}} = 20,5$ МПа есть результат совместной работы дефектной трубы и муфты. Поскольку труба с дефектом, но без муфты разрушается примерно при уровне напряжений $P_{LL} = 12,4$ МПа, можно считать, что муфта упрочняет конструкцию примерно на 8 МПа, или в терминах условной дополнительной толщины стенки – на 3,3 мм. Это, в свою очередь, является достаточно весомым аргументом для обоснования условий практического применения такой муфты.

С другой стороны, сравнение результатов эксперимента с прогнозными оценками показывает, что согласно теоретическим расчетам разрушающее давление на уровне 18...19 МПа является достаточно обоснованным, а построенные модели – адекватными. Поэтому разработанные общие подходы к анализу совместной работы муфты и дефектной трубы могут в дальнейшем использоваться при решении аналогичных задач.

Выводы

1. Анализ данных о разрушении бездефектных труб показывает, что в качестве предельных напряжений при расчете на прочность необходимо использовать предел прочности.

2. Уменьшение прочности трубы с дефектом по сравнению с бездефектной учитывается с помощью коэффициента предельного давления α , который зависит от геометрии дефекта трубы, а именно: отношения глубины дефекта к толщине стенки трубы t и относительной длины дефекта $\lambda = c/\sqrt{Rt}$.

3. Разработаны аналитическая и численная методики оценки несущей способности муфты.

4. Построена модель совместной работы дефектной трубы и муфты и определено предельное внутреннее давление всей конструкции, равное $P_{LL} = 19,8$ МПа. Согласно эксперименту, конструкция разрушилась при $P_{exp} = 20,5$ МПа, что дает очень хорошее соответствие с теоретическими расчетами.

Резюме

Оцінено зниження міцності труби зі штучним дефектом. На основі аналітичної та числової моделей розглянуто вплив конструктивних особливостей розімної муфти на її несучу здатність. Проаналізовано роботу муфти з трубою, на яку нанесено штучний поверхневий осьовий дефект. Результати аналізу зіставляються з даними експерименту.

1. *Wolodko J.* Simplified methods for predicting the stress-strain response of hoop wound composite reinforced steel pipe (IPC2006-10423) // Proc. of 6th Int. Pipeline Conf. (IPC'06, ASME, Sept. 25–29, 2006). – Calgary, 2006.
2. *Зандберг А. С., Тарлинский В. Д.* Механизм перераспределения нагрузок при ремонте трубопроводов с применением пластиковых муфт // Свар. пр-во. – 2000. – № 12. – С. 11 – 18.
3. *Lindholm U. S., Hill V. L., and Stephens D.* Thin-shell analysis for repair of pipeline corrosion defects // Pipeline Risk Assessment, Rehabilitation, and Repair Conference (Sept. 13–16, 1993). – 1993.
4. *Freire J., Vieira R., and Rosas M.* Measuring the remaining strength factor of a steel-adhesive-repair system (IPC2006-10533) // Proc. of 6th Int. Pipeline Conf. (IPC'06, ASME, Sept. 25–29, 2006). – Calgary, 2006.
5. *Орыняк И. В.* Leak and break models of ductile fracture of pressurized pipe with axial defects (IPC2006-10066) // Proc. of 6th Int. Pipeline Conf. (IPC'06, ASME, Sept. 25–29, 2006). – Calgary, 2006.

6. *Cosham A. and Hopkins P.* The Pipeline defect assessment manual (IPC2002-27067) // Proc. of 4th Int. Pipeline Conf. (IPC'02, ASME, Sept. 29 – Oct. 3, 2002). – Calgary, 2002.
7. *Kiefner J. F., Maxey W. A., Eiber R. J., and Duffy A. R.* Fracture stress levels of flaws in pressurized cylinders. Progress in flaw growth and fracture toughness testing // ASTM STP 536. – P. 461 – 481.
8. *Красовский А. Я., Орыняк И. В., Торон В. М.* Вязкое разрушение цилиндрических тел с аксиальными трещинами, нагруженных внутренним давлением // Пробл. прочности. – 1990. – № 2. – С. 16 – 20.
9. *Орыняк И. В. and Borodii M. V.* A ductile fracture model for a pipe with an axial surface crack // Eng. Fract. Mech. – 1994. – **49**, No. 2. – P. 287 – 294.
10. *Leis B. N. and Stephens D. R.* An alternative approach to assess the integrity of corroded line pipe. Pt. 1: Current status. Pt. 2: Alternative criterion // 7th Int. Conf. on Offshore Pipeline and Polar Engineering. – 1997. – Vol. 3. – P. 624 – 641.
11. *Staat M.* Plastic collapse analysis of longitudinally flawed pipes and vessels // Nuclear Eng. Design. – 2004. – **234**. – P. 25 – 43.
12. *Ходж Ф. Г.* Расчет конструкций с учетом пластических деформаций. – М.: Машгиз, 1963. – 256 с.

Поступила 09. 10. 2007