

## Пространственная задача о предельном состоянии магистрального трубопровода с коррозионным повреждением

В. В. Астанин, Н. М. Бородачев, Н. Ю. Кузнецов

Национальный авиационный университет, Киев, Украина

*Рассмотрена модификация метода определения предельного давления для газонефтепроводов с коррозионными повреждениями локального типа под действием внутреннего давления и с учетом температурного поля. Задача решается численно в трехмерной постановке. Конкретные числовые примеры иллюстрируют общую методику расчета и показывают удовлетворительное совпадение с экспериментом.*

**Ключевые слова:** предельное состояние, коррозионное повреждение, предельное давление, окружное и меридиональное напряжения, коэффициент интенсивности напряжений, метод конечных элементов, температурное поле, открытая труба и с днищами.

**Введение.** Ранее [1] рассматривался новый метод определения предельного давления для магистрального трубопровода с коррозионными повреждениями локального типа. Метод основан на совместном использовании критериев прочности материала механики сплошной среды и механики разрушения.

Как известно, существующие в настоящее время два основных метода расчета на прочность конструктивных элементов – по допускаемым напряжениям и по разрушающим нагрузкам – не в полной мере отвечают реальному предельному состоянию элемента конструкции, предшествующему стадии его разрушения. При некоторой нагрузке возле концентратора (в данном случае – коррозионного повреждения) в опасном сечении возникает зона такого предельного состояния материала, в которой наблюдается нарушение сплошности материала, эквивалентное образованию трещины. С дальнейшим ростом нагрузки зона увеличивается до тех пор, пока трещина не достигнет критической длины, после чего и происходит катастрофическое разрушение материала.

В [1] предлагается относительно простой и достаточно эффективный инженерный метод расчета опасного давления трубопровода с заданной коррозией. Задача носит модельный характер и решается численно с помощью метода конечных элементов (МКЭ) в плоской постановке. В данном сообщении метод распространяется на трехмерную постановку задачи.

**Постановка задачи.** Рассматривается труба большого диаметра, находящаяся под внутренним давлением (рис. 1,а). Труба имеет локальные коррозионные повреждения, которые могут располагаться как на наружной, так и на внутренней стороне.

Повреждение моделируется полуэллипсоидом (рис. 1,б), который в общем случае имеет полуоси разной величины. Это позволяет более точно моделировать реальное коррозионное повреждение.

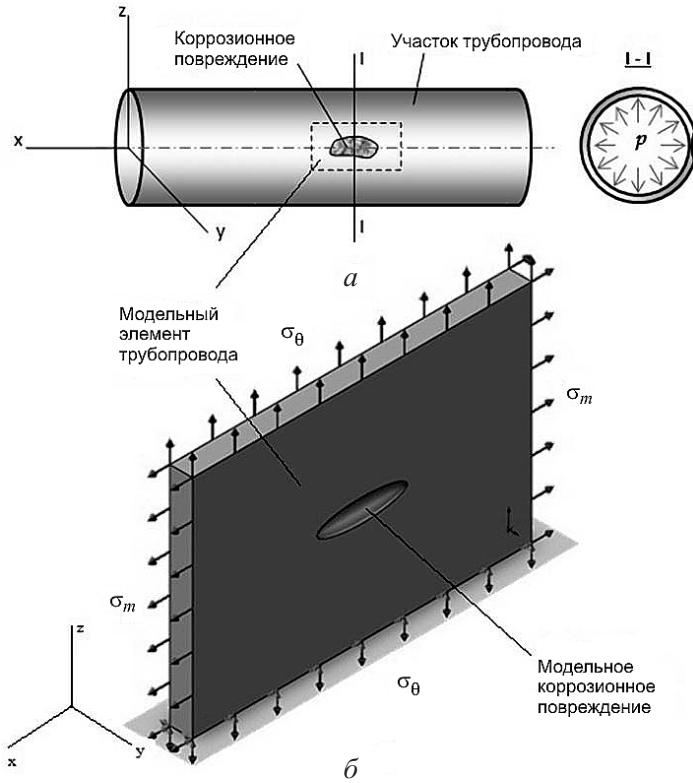


Рис. 1. Модель (а) и расчетная (б) схема элемента трубы.

Предварительно определяются напряжения и перемещения в различных сечениях рассматриваемого элемента трубы.

Материал считается однородным и изотропным, для него справедлив обобщенный закон Гука. Полагаем, что объемные силы отсутствуют, а влияние динамических эффектов не учитывается. В этом случае напряженно-деформированное состояние трубы описывается системой дифференциальных уравнений равновесия с соответствующими граничными условиями [2]:

$$\frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial \theta}{\partial x} + \nabla^2 u = 0; \quad \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial \theta}{\partial y} + \nabla^2 v = 0; \quad \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial \theta}{\partial z} + \nabla^2 w = 0, \quad (1)$$

где  $u, v, w$  – проекции вектора перемещений на оси  $x, y, z$ ;  $\nu$  – коэффициент Пуассона;  $\nabla^2$  – оператор Лапласа;  $\theta$  – объемное расширение,

$$\nabla^2 = \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right), \quad \theta = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}.$$

На той части поверхности тела, где заданы внешние нагрузки (часть  $S_1$ ), граничное условие имеет вид

$$\vec{n} \cdot \hat{T}|_{S_1} = \vec{F},$$

где  $\vec{n}$  – вектор единичной нормали к поверхности;  $\hat{T}$  – тензор напряжений;  $\vec{F}$  – поверхностная сила.

На той части тела, где задан вектор перемещений (часть  $S_2$ ), граничное условие будет таким:

$$\vec{u}|_{S_2} = \vec{u}_*,$$

где  $\vec{u}$  – вектор перемещений;  $\vec{u}_*$  – заданный вектор перемещений на поверхности  $S_2$ .

Получить точное аналитическое решение уравнений (1) для рассматриваемой задачи, по-видимому, невозможно. Поэтому напряжения и перемещения в трубе определяются численным методом с применением МКЭ. При решении задач теории упругости в перемещениях МКЭ используется вариационный принцип минимума потенциальной энергии системы [3]: среди всех возможных перемещений действительные перемещения сообщают полной потенциальной энергии  $\Pi$  абсолютный минимум, т.е.  $\delta\Pi = 0$ :

$$\Pi = \iiint_V A(u, v, w) dV - \iiint_V (\bar{X}u + \bar{Y}v + Zw) dV - \iint_{S_1} (\bar{X}_v u + \bar{Y}_v v + \bar{Z}_v w) dS.$$

Здесь  $A(u, v, w)$  – потенциальная энергия деформации, отнесенная к единичному объему,

$$A(u, v, w) = \frac{1}{2} \lambda \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \\ + \mu \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{1}{2} \mu \left[ \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right];$$

$\bar{X}$ ,  $\bar{Y}$ ,  $\bar{Z}$  – компоненты массовых сил, отнесенных к единице объема;  $\bar{X}_v$ ,  $\bar{Y}_v$ ,  $\bar{Z}_v$  – компоненты заданных внешних сил, отнесенных к единице площади поверхности;  $V$  – объем тела;  $S_1$  – часть поверхности тела, на которой заданы внешние нагрузки;  $\lambda$ ,  $\mu$  – постоянные Ламе,

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1+2\nu)(1-\nu)}, \quad \mu = G,$$

где  $E$  – модуль продольной упругости;  $G$  – модуль сдвига.

Справочные данные по трубам приведены в [4–6]. Методы расчета трубопроводов с различными дефектами и коррозионными повреждениями описаны в [1, 7–10].

Идея предлагаемого ранее [1] метода определения предельного состояния материала заключается в построении двух функций, одна из которых устанавливает зависимость зоны предельного состояния от внутреннего давления, а другая – зависимость критического размера этой зоны от внутреннего давления. В результате взаимодействия этих функций получено решение задачи о критическом состоянии трубы.

В настоящем сообщении рассматриваются три варианта решения задачи: для открытой трубы без учета и с учетом температурного поля и для трубы с днищами без учета температурного поля.

**Результаты численных расчетов.** *Открытая труба.* Расчетная схема элемента трубы показана на рис. 1,б. К граням элемента приложены нормальное окружное  $\sigma_\theta$  и меридиональное  $\sigma_m$  напряжения.

Напряжение  $\sigma_\theta$  можно определить из уравнения Лапласа:

$$\frac{\sigma_\theta}{\rho_\theta} + \frac{\sigma_m}{\rho_m} = \frac{p}{t},$$

где  $\rho_\theta$ ,  $\rho_m$  – радиусы кривизны в окружном и меридиональном направлениях;  $p$  – внутреннее давление;  $t$  – толщина стенки трубы.

Поскольку для цилиндрического участка трубы имеем  $\rho_m = \infty$ , из уравнения Лапласа получим

$$\sigma_\theta = \frac{pD}{2t},$$

где  $D$  – диаметр трубы.

При определении напряжения  $\sigma_m$  будем учитывать, что полная относительная деформация вдоль продольной оси трубы равна нулю, т.е.  $\varepsilon_m = 0$ .

Из обобщенного закона Гука  $\varepsilon_m$  определяется следующим образом:

$$\varepsilon_m = \frac{1}{E} [\sigma_m - \nu(\sigma_\theta + \sigma_r)].$$

Учитывая, что  $\varepsilon_m = 0$ , получаем

$$\sigma_m = \nu(\sigma_\theta + \sigma_r).$$

Поскольку предлагается численный метод решения задачи, необходимо задаться геометрическими и механическими характеристиками данной трубы: материал – сталь 17Г1С, диаметр  $D=1020$  мм, толщина стенки  $t=10$  мм, модуль упругости  $E=2,1 \cdot 10^5$  МПа, модуль сдвига  $G=7,9 \cdot 10^4$  МПа, коэффициент Пуассона  $\nu=0,28$ , предел прочности  $\sigma_B=520$  МПа, предел текучести  $\sigma_T=360$  МПа, критический коэффициент интенсивности напряжений  $K_{1c}=50$  МПа  $\cdot$  м<sup>0,5</sup>. Коррозионное повреждение моделируется полуэллипсоидом с полуосями  $a=20$  мм,  $b=5$  мм и глубиной  $c=1, 2, 3$  мм, т.е. последовательно задаемся глубиной коррозионного повреждения, равной 10, 20 и 30% толщины стенки.

Вначале зададимся глубиной повреждения  $c=2$  мм (20%) и напряжением  $\sigma_\theta=300$  МПа. Элемент трубы (рис. 1) рассчитываем МКЭ и получаем значения напряжений и перемещений в необходимых сечениях.

Разбиваем его на 71764 конечных элемента, при этом решается система из 333639 алгебраических уравнений. Характер сетки вблизи коррозионного повреждения показан на рис. 2.

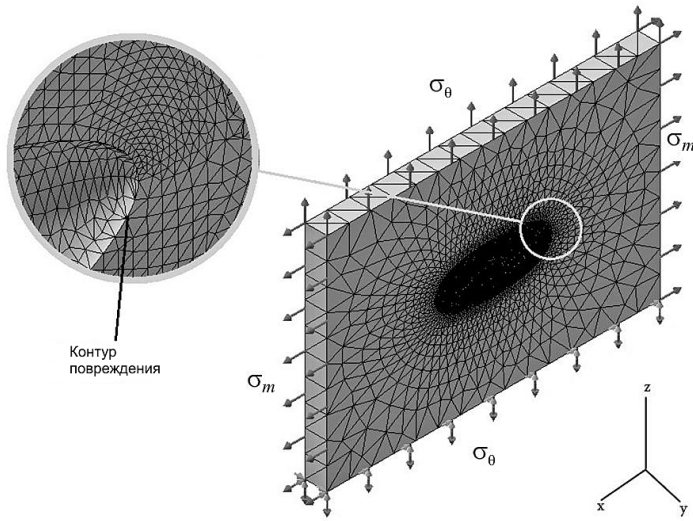


Рис. 2. Конечноэлементная сетка рассчитываемого элемента.

Результаты расчета позволяют определить размеры и контуры зон предельного состояния элемента при различных уровнях окружного напряжения  $\sigma_\theta$  (рис. 3).

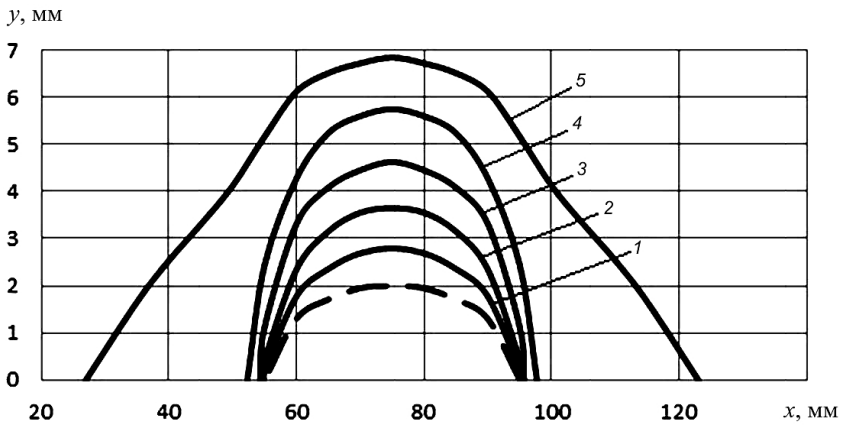


Рис. 3. Размеры и контуры зон предельного состояния элемента при различных уровнях  $\sigma_\theta$ : 1 –  $\sigma_\theta = 300$  МПа; 2 –  $\sigma_\theta = 350$  МПа; 3 –  $\sigma_\theta = 400$  МПа; 4 –  $\sigma_\theta = 450$  МПа; 5 –  $\sigma_\theta = 500$  МПа. (Штрихом обозначена зона исходного коррозионного повреждения.)

На рис. 4 приведена зависимость напряжений  $\sigma_\theta$  от размера зоны  $a$  предельного состояния вдоль координаты  $y$ , при интерполировании которой полиномом получим искомую функцию  $g(x)$ :

$$g(x) = 0,1707x^4 - 1,1014x^3 - 1,7275x^2 + 66,713x + 248,44. \quad (2)$$

Исходя из того что материал в зоне предельного состояния практически исчерпал несущую способность, эту зону можно рассматривать как трещину и к ней применить методы механики разрушения. Модель квазихрупкого

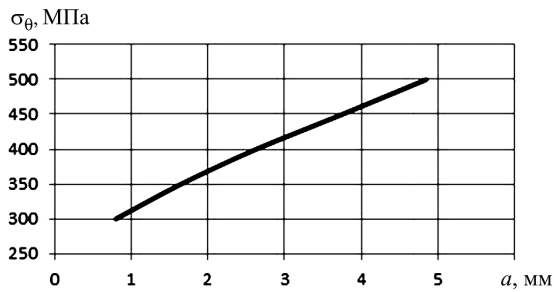


Рис. 4. Зависимость напряжения  $\sigma_{\theta}$  от размера зоны  $a$  предельного состояния.

разрушения будем рассматривать, когда исчерпание несущей способности высокопрочных материалов сопровождается существенными пластическими деформациями в тонком слое вблизи поверхности трещины.

Поскольку напряженное состояние у фронта трещины в данном случае полностью определяется коэффициентом интенсивности напряжений  $K_1$ , эта величина положена в основу силовых критериев (критерий Ирвина и др.) линейной механики разрушения.

Коэффициент интенсивности напряжений будем определять по формуле

$$K_1 = \frac{\sqrt{2\pi G}}{4(1-\nu)} \frac{u(x_0, +0) - u(x_0, -0)}{\sqrt{c-x_0}}, \quad (3)$$

где  $u(x_0, +0)$  и  $u(x_0, -0)$  – перемещения, перпендикулярные плоскости трещины в точках на ее поверхностях.

В рассчитываемый элемент с коррозионным повреждением добавляем трещину (размер контура показан на рис. 3 и соответствует 300 МПа). Характер сетки вблизи трещины иллюстрирует рис. 5. При этом имеет место сгущение сетки в окрестности трещины. Рассматриваемый элемент с повреждением и трещиной разбиваем на 105609 элементов и решаем систему из 524670 алгебраических уравнений.

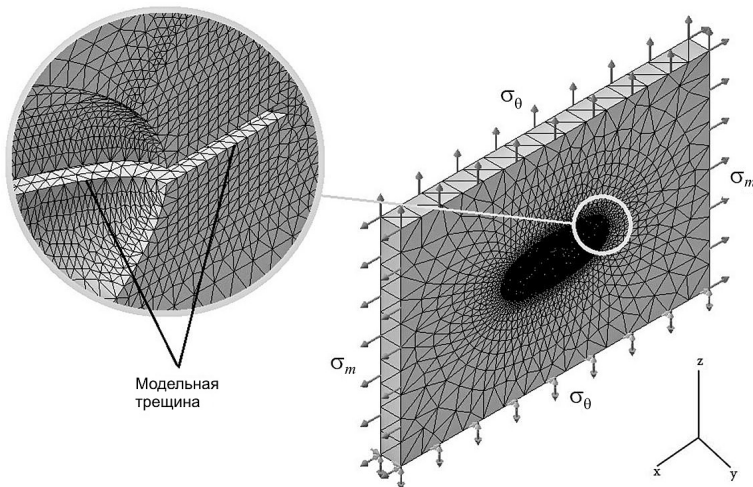


Рис. 5. Конечноэлементная сетка рассчитываемого элемента с трещиной.

**Перемещения в вершине трещины  
и величины коэффициента интенсивности напряжений ( $c = 2$  мм)**

$a$ , мм	$u(x, +0)$ , мм	$u(x, -0)$ , мм	$K_1$ , МПа·м <sup>0,5</sup>
0,7966	0,02332	0,02179	10,520
1,6476	0,02370	0,02172	13,614
2,6283	0,02415	0,02180	16,158
3,7499	0,02473	0,02187	19,802

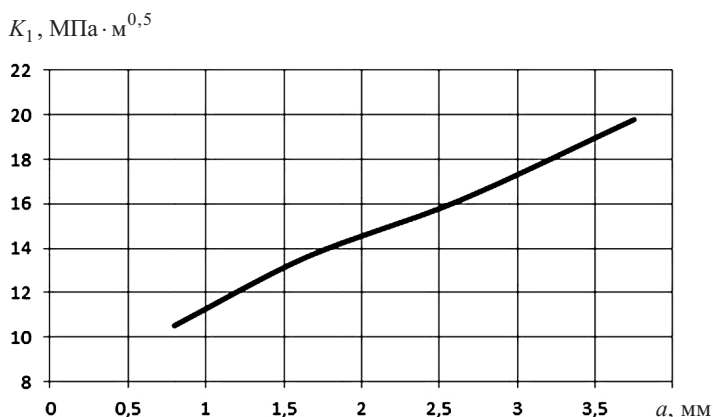


Рис. 6. Зависимость коэффициента интенсивности напряжений от длины трещины.

Результаты вычислений коэффициента интенсивности напряжений по формуле (3) для случая  $\sigma_\theta = 100$  МПа приведены в таблице.

По данным таблицы строим график зависимости коэффициента  $K_1$  от длины трещины  $a$  (рис. 6), которую представим в виде интерполяционного полинома:

$$K_1(x) = 5,8496 + 7,3315x - 2,0805x^2 + 0,298x^3.$$

Данная зависимость справедлива лишь при  $\sigma_\theta = 100$  МПа. Чтобы она была справедлива при любом значении  $\sigma_\theta$ , ее необходимо преобразовать следующим образом:

$$K_1(x) = (5,8496 + 7,3315x - 2,0805x^2 + 0,298x^3) \frac{\sigma_\theta}{100}.$$

Применяя к этому выражению условие разрушения Ирвина, получаем  $f(x)$  в виде

$$f(x) = \frac{100K_{1c}}{5,8496 + 7,3315x - 2,0805x^2 + 0,298x^3}. \quad (4)$$

Далее совместно решается графически или аналитически уравнение

$$g(x) - f(x) = 0 \quad (5)$$



и находится критическое значение внешних воздействий, при котором будет наблюдаться полное разрушение участка трубы.

Графическое решение уравнения (5) представлено на рис. 7. Абсцисса и ордината точки пересечения кривых 1 и 2 дают соответственно значения критической длины трещины  $a_{кр} = 1,78$  мм и критического напряжения  $\sigma_{\theta кр} = 357,3$  МПа.

Аналогично были проведены расчеты для глубины коррозионного повреждения 10 и 30% толщины стенки (рис. 8).

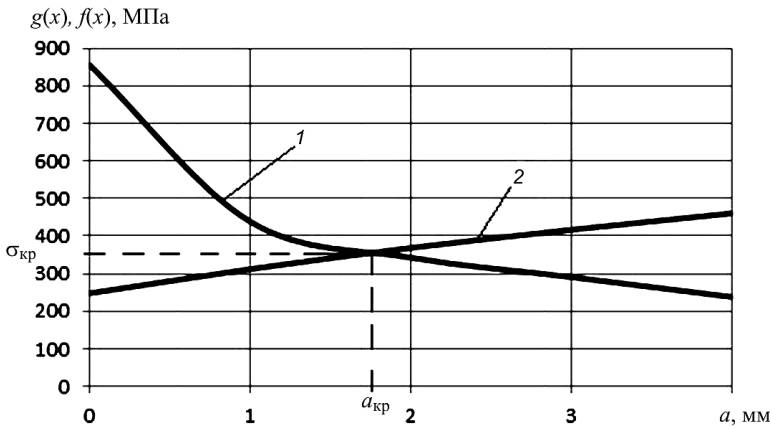


Рис. 7. Графическое решение уравнения (5): 1 – функция  $f(x)$ ; 2 – функция  $g(x)$ .

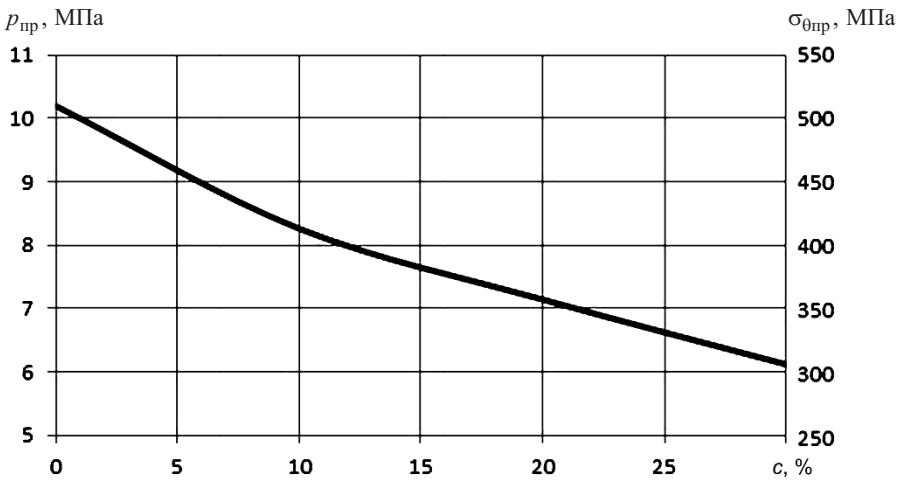


Рис. 8. Изменение предельного давления  $p_{пр}$  и напряжения  $\sigma_{\theta пр}$  от величины коррозионного повреждения  $c$ .

На рис. 9 представлены результаты, полученные на основании предложенного метода, решения задачи в плоской постановке [1] и данных по ГОСТу [7]. По предлагаемому методу предельное давление больше при решении задачи в объемной постановке, чем в плоской и по ГОСТу. Это, по-нашему мнению, объясняется тем, что полуэллиптическая трещина, которой моделируется повреждение по ГОСТу, является более острым концентратором, чем полуэллипсоид авторов.



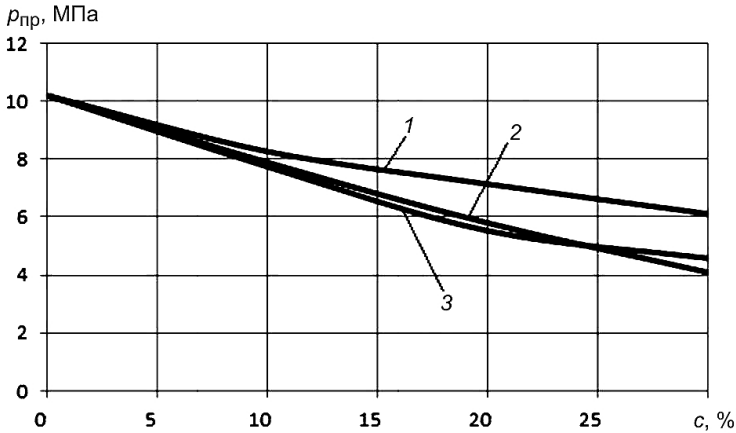


Рис. 9. Зависимость предельного давления  $p_{пр}$  от величины коррозионного повреждения  $c$ : 1, 2 – соответственно задача в объемной и плоской постановках [1]; 3 – данные по ГОСТу [7].

Полуэллипсоид и в частном случае полусфера являются модельными геометрическими фигурами, которые часто используются в механике сплошных сред при решении задач о концентрации напряжений, расчете элементов конструкций с повреждениями и т.п.

При решении данной задачи в плоской постановке [1] имели в виду случай плоской деформации, так как полагали, что длина коррозионного повреждения достаточно большая.

При решении задачи в пространственной постановке считали, что повреждение имеет конечную длину, а это ближе к действительности. Варьируя полуосями полуэллипсоида, можно достаточно точно приблизиться к форме реального повреждения.

Решения по ГОСТу [7] можно рассматривать как частный случай предлагаемого решения, когда одна из полуосей полуэллипсоида равна нулю. В результате получается полуэллиптическая трещина. Однако на практике коррозионные повреждения редко имеют вид трещины.

*Труба с днищами.* Модельная схема трубы показана на рис. 10. В данном случае в стенках трубы кроме окружных нормальных напряжений  $\sigma_{\theta}$  будут возникать также меридиональные нормальные напряжения  $\sigma_m$ .

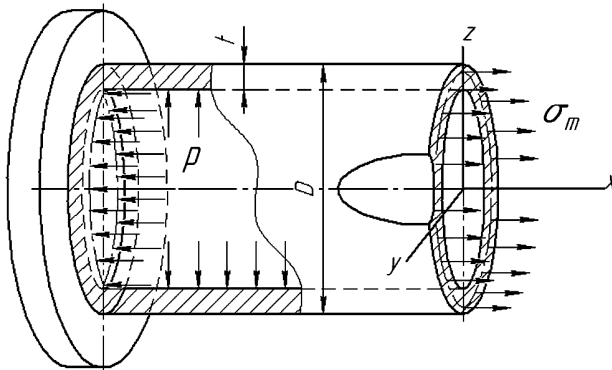


Рис. 10. Модельная схема трубы с днищами.

Условие равновесия в данном случае имеет вид

$$p \frac{\pi D^2}{4} - \sigma_m \pi t D = 0,$$

откуда  $\sigma_m = \frac{pD}{4t}$ .

Таким образом, полученные меридиональные напряжения вдвое меньше, чем окружные. Из сравнения формул  $\sigma_m$  в случае для открытой трубы и трубы с днищами следует, что во втором случае указанные напряжения больше, чем в первом.

Расчет предельного состояния трубы осуществляется как и для открытой трубы, только при определении размеров зоны предельного состояния используется IV теория прочности.

Полученные результаты приведены на рис. 11. Видно, что учет меридиональных нормальных напряжений приводит к увеличению предельного давления для трубы с днищами.

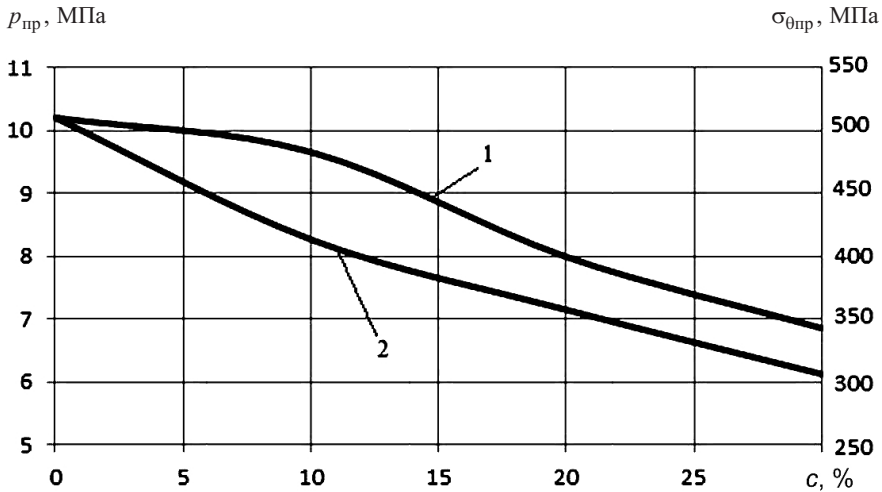


Рис. 11. Изменение предельного давления  $p_{пр}$  и напряжения  $\sigma_{0пр}$  от величины коррозионного повреждения  $c$ : 1 – труба с днищами; 2 – открытая труба.

Это можно объяснить следующим образом. Для трубы с днищами расчетное напряжение по IV теории прочности меньше, чем для открытой. В результате для закрытой трубы область предельного состояния будет иметь меньшие размеры. Поскольку эту область в дальнейшем заменяем трещиной, получим меньшее значение коэффициента интенсивности напряжений. Благодаря этим двум факторам предельное давление для трубы с днищами выше соответствующего значения для открытой трубы.

*Открытая труба с учетом влияния температурного поля.* В качестве примера зададим температуру внутренней поверхности трубы  $10^\circ\text{C}$ , что соответствует температуре газа, перекачиваемого по магистральным трубопроводам. Температура на наружной поверхности трубы принята  $-40^\circ\text{C}$ . В случае необходимости можно задать другой температурный режим.

Рассматриваются два варианта расчета: коррозионное повреждение имеет место на внутренней и внешней поверхностях трубы.

Расчетная схема элемента трубы изображена на рис. 1. Напряжение  $\sigma_m$  определяется с учетом влияния температурного поля:

$$\sigma_m = \nu(\sigma_\theta + \sigma_r) - \alpha ET,$$

где  $\alpha$  – коэффициент линейного температурного расширения;  $T$  – температура.

Результаты расчета  $p_{пр}$  представлены на рис. 12. Там же для сравнения приведен график изменения величины предельного давления для открытой трубы, но без учета влияния температуры.

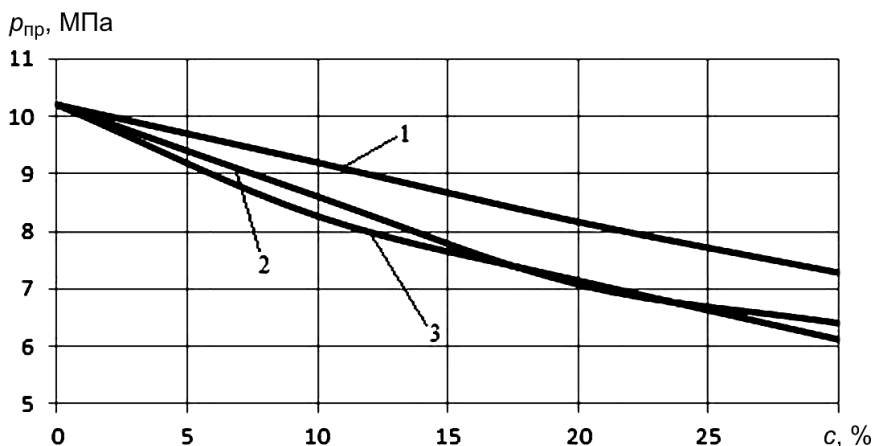


Рис. 12. Зависимость предельного давления  $p_{пр}$  от величины коррозионного повреждения  $c$  с учетом влияния температурного поля на внешней (1) и внутренней (2) поверхностях и без учета влияния температурного поля (3).

В данном случае использовалось температурное граничное условие, когда задавалась температура на внутренней и наружной поверхностях трубы. Однако можно использовать и более сложное температурное граничное условие, чтобы приблизиться к реальным условиям, в которых находится труба.

Из приведенных зависимостей следует, что менее благоприятным является случай, когда коррозионное повреждение расположено на внутренней поверхности трубы. Разница между предельными давлениями, соответствующими этим двум случаям, может достигать 12,3%.

Коррозионные повреждения, расположенные на внутренней поверхности трубы, мало влияют на предельное давление, в то время как повреждения на внешней поверхности существенно повышают его величину.

**Результаты эксперимента.** Для подтверждения работоспособности и точности рассматриваемой модификации предлагаемого метода был проведен специальный эксперимент, в котором, как и в [1], моделировалась работа участка трубопровода, нагруженного внутренним давлением, с модельным коррозионным повреждением. Испытания проводили на оборудовании и по схеме, описанным ранее [1].

Размеры трубы с днищами: диаметр – 219 мм, толщина стенки – 5,65 мм [5]. Модельное повреждение было выполнено механическим путем в виде фрезерованного паза размером  $3,25 \times 10 \times 100$  мм. Общая длина трубы с двумя фланцами по краям толщиной 20 мм составляет 1 м. Фланцы были приварены по всему периметру к трубе. Один из фланцев имел резьбовые отверстия для штуцеров подвода масла от испытательной машины ZDMU-30 и дренажа во время заполнения трубы жидкостью (водой). После заполнения трубы водой дренажное отверстие закрывалось заглушкой.

Трубу испытывали вплоть до разрушения (рис. 13). Фрагмент трубы рассчитывали по предлагаемому методу с учетом кривизны стенки (рис. 14). При определении предельного давления в этом случае к рассчитываемому элементу необходимо прикладывать не только окружное  $\sigma_\theta$  и меридиональное  $\sigma_m$  нормальные напряжения, но и радиальное напряжение  $\sigma_r = -p$ . Для расчета принимали следующие механические характеристики стали:  $\nu = 0,28$ ,  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $G = 8 \cdot 10^4$  МПа,  $\sigma_B = 490$  МПа,  $\sigma_{0,2} = 370$  МПа,  $K_{1c} = 42 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{0,5}$ .

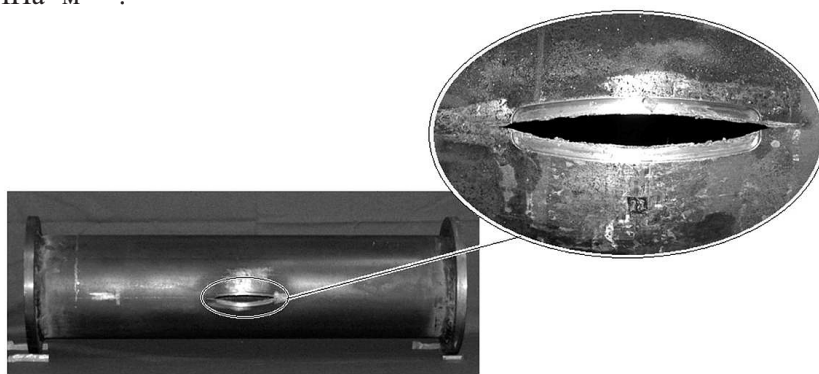


Рис. 13. Труба после испытаний.

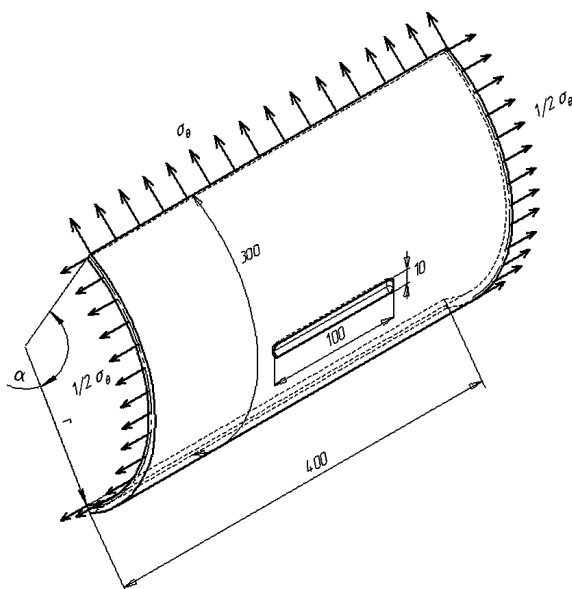


Рис. 14. Расчетная схема фрагмента трубы в зоне повреждения с учетом кривизны стенки.

Результаты эксперимента такие: значение критического напряжения  $\sigma_{\text{окр}} = 301$  МПа, что соответствует предельному давлению  $p_{\text{пр}} = 16,38$  МПа (166,9 атм). Численный расчет позволил получить значения предельного давления  $p_{\text{пр}} = 13,92$  МПа (141,8 атм). Расхождение в полученных результатах составляет 15%, что представляется удовлетворительным при принятых допущениях и идеализации схемы.

**Заключение.** Предложен численно-геометрический метод определения предельного состояния магистральных трубопроводов с коррозионными повреждениями в пространственной постановке.

Метод является обобщением и дальнейшим продолжением результатов, изложенных в работе [1].

Предлагаемый подход к решению задачи базируется на рассмотрении напряженно-деформированного состояния выделенного элемента с привлечением основных положений механики разрушения.

Для трубы сравнительно небольшого диаметра с днищами проведено сравнение результатов по предлагаемому методу с полученными на основе натуральных испытаний. Отмечено довольно хорошее совпадение теоретических результатов с экспериментальными.

Сравнительная простота метода позволяет рекомендовать его в качестве инженерной методики определения фактического коэффициента запаса прочности для магистрального трубопровода с имеющимися или заданными коррозионными повреждениями.

## Резюме

Розглянуто модифікацію методу визначення граничного тиску для газонафтопроводів із локальною корозією під дією внутрішнього тиску та з урахуванням дії температурного поля. Використано числовий розв'язок задачі в тривимірній постановці. Конкретні числові приклади ілюструють використання загальної методики і показують задовільний збіг з експериментом.

1. Астанин В. В., Бородачев Н. М., Богдан С. Ю. и др. Прочность трубопроводов с коррозионными повреждениями // Пробл. прочности. – 2009. – № 5. – С. 73 – 85.
2. Лурье А. И. Теория упругости. – М.: Наука, 1970. – 939 с.
3. Washizu K. Variational Method in Elasticity and Plasticity. – Oxford; New York; Toronto: Pergamon Press, 1975. – 412 p.
4. ГОСТ 3845-75. Трубы металлические. Метод испытания гидравлическим давлением. – Введ. 30.12.75.
5. ГОСТ 20295-85. Трубы стальные сварные для магистральных газонефтепроводов. – Введ. 25.11.85.
6. СНиП 2.05.06-85. Магистральные трубопроводы. – М.: ГУП ЦПП, 1998. – 52 с.
7. ДСТУ-Н Б В.2.3-21:2008. Визначення залишкової міцності магістральних трубопроводів з дефектами. – Київ: Міжрегіонбуд України, 2008. – 88 с.

8. Красовский А. Я., Орьяк И. В., Торон В. М. Вязкое разрушение цилиндрических тел с аксиальными трещинами, нагруженных внутренним давлением // Пробл. прочности. – 1990. – № 2. – С. 16 – 20.
9. ВБН В2.3 00018201.04-2000. Расчеты на прочность действующих магистральных трубопроводов с дефектами. – Киев: Госнефтегазпром Украины, 2000. – 56 с.
10. ВРД 39-1.10-004-99. Методические рекомендации по количественной оценке состояния магистральных газопроводов с коррозионными дефектами, их ранжирования по степени опасности и определению остаточного ресурса. – М.: ОАО “Газпром”, 2000. – 56 с.

Поступила 24. 11. 2010