

Оценка предельного давления трубы с вмятиной

И. В. Орыняк^а, Л. С. Шлапак^б

^а Институт проблем прочности НАН Украины, Киев, Украина

^б Ивано-Франковский государственный университет нефти и газа, Украина

Отмечается актуальность определения предельной нагрузки вязкого разрушения для дефектов типа вмятин в трубопроводах. Предложена идеализированная модель предельного пластического состояния трубы с бесконечной в продольном направлении вмятиной. Для оценки влияния конечной длины вмятины разработана приближенная модель для прямоугольной вмятины. Получены и проанализированы практические формулы для расчета остаточной прочности в случае отсутствия осевых напряжений.

Ключевые слова: вмятина, труба, предельное давление.

Введение. Наличие дефектов в трубопроводах затрудняет оценку их прочности и долговечности. Механика разрушения обеспечивает научную базу для такого анализа. Для инженеров она представляет как общие схемы расчетов на прочность широкого класса конструкций и материалов, так и конкретные методы определения параметров напряженного состояния и характеристик материалов, которые используются в этих схемах. Для очень пластичных материалов, согласно современным подходам к оценке прочности [1, 2], расчеты необходимо проводить методами предельного равновесия теории пластичности.

Однако, к сожалению, инженерная практика оценки дефектов в трубопроводах очень часто базируется на эмпирических методах. Научное обоснование, хотя и не дает точных процедур или чисел, все же выделяет степень и границы влияния тех или иных параметров, тем самым предлагая экспериментатору шаблоны для эмпирических формул. В этом плане показательны известные формулы, полученные в Баттелевском институте для осевых поверхностных и сквозных трещин в трубах [3] в конце 60 годов по заказу атомной энергетики. Эти формулы положены в основу критериев пригодности для нефте- и газопроводов с коррозионными дефектами [4]. Их анализ методами предельного равновесия [5, 6] показал, что они достаточно эффективны, хотя, по нашему мнению, дают слишком консервативную асимптоту для очень глубоких несквозных дефектов. Эффективность формул можно объяснить как применением при их построении большого числа экспериментальных данных, так и малым количеством используемых параметров (входных данных). По-видимому, их невозможно модифицировать экспериментально для анализа при большом количестве входных данных (различная форма трещины, наличие дополнительных осевых усилий в трубе, появление 3-го порядка в дефекте, т.е. ширины, присутствие нескольких близких дефектов и т.д.). Теоретический анализ дает такие решения [6–9].

Особенную сложность представляют дефекты типа вмятин. Заметим, что принятые в компаниях British Gas, Shell, American Petroleum Institute документы [10, 11], нормирующие размеры вмятин, скорее, базируются на субъективном восприятии разработчиков, чем на тщательном анализе. Поэтому их требования достаточно противоречивы и не соответствуют стандартному подходу к оценке прочности, требующему учета трех групп факторов: свойств материала; геометрических размеров; приложенных нагрузок. В странах СНГ методы расчета вмятин [12] основаны на понятии теоретического коэффициента концентрации напряжений (ККН). На наш взгляд, такой подход не правильный, поскольку, во-первых, еще в 70 годах один из авторитетнейших специалистов по ККН Петерсон подчеркивал, что подходы, основанные на ККН, неприемлемы для статического анализа пластических сталей [13]; во-вторых, во всех основных документах нефте- и газовой промышленности задекларирована целесообразность расчетов по предельным состояниям, а не по предельным напряжениям [14]. Численные расчеты вмятин методами теории пластичности, по-видимому, не могут широко применяться в инженерной практике. Это связано как с принципиальными недостатками теории пластичности при больших деформациях, так и с большими затратами времени счета, и тем, что численные расчеты не дают качественного понимания опасности дефектов.

Цель настоящей работы заключалась в построении модели предельного пластического состояния трубы с вмятиной при действии внутреннего давления. Для получения простых формул наличие осевой силы не рассматривается.

Бесконечная в осевом направлении вмятина. Рассмотрим бесконечную в осевом направлении симметричную вмятину в трубопроводе, поперечный разрез которого и соответствующие геометрические размеры представлены на рис. 1, где точка A – граница деформированной части трубы; R – номинальный радиус срединной поверхности трубы. Для упрощения выкладок потребуем, чтобы длина деформированного участка BA была равной его начальной недеформированной длине:

$$l = \int_0^{\varphi_1} \sqrt{r^2(\varphi) + r'^2(\varphi)} d\varphi = R\varphi_0, \quad (1)$$

где φ – угловая координата, отсчитываемая по часовой стрелке; $r(\varphi)$ – радиус-вектор срединной поверхности вмятой части трубы, отсчитываемый от начального центра трубы (точка O).

Простейший случай вмятины, удовлетворяющей этому условию, иллюстрирует рис. 1. Здесь подразумевается, что радиус трубы на участке BA остается постоянным и равным R , причем на одной симметричной половине труба пластически деформировалась в двух точках B и A . Из геометрических соображений легко показать, что угол перегиба (скачок угла касательной к поверхности трубы) в точках A и B равен $\psi = \varphi_1$.

Запишем уравнение равновесия усилий на ось z , перпендикулярную срединной поверхности трубы:

$$P = \frac{N_\varphi}{\rho(\varphi)} + \frac{dQ_\varphi}{dS}, \quad (2)$$

где N_φ – нормальное окружное усилие; Q_φ – поперечное окружное усилие; dS – элемент длины в направлении касательной к поверхности; ρ – мгновенный радиус кривизны элемента dS . Заметим, что $\rho = \frac{dS}{d\theta}$, где $d\theta$ – прирост угла касательной к поверхности от начала элемента dS до его конца. Уравнения равновесия сил и моментов в направлении касательной имеют вид

$$\frac{dN_\varphi}{dS} + \frac{Q_\varphi}{\rho(\varphi)} = 0; \quad (3)$$

$$Q_\varphi = \frac{dM_\varphi}{dS}, \quad (4)$$

где M_φ – значение изгибающего момента в окружном направлении.

Система уравнений (2)–(4) является замкнутой, и для заданных условий допускает только одно решение, которое в общем случае конфигурации вмятины легко находится численно. Для получения аналитического решения с достаточной точностью можно пренебречь изменением усилия N_φ , вызванным наличием в уравнении (3) усилия Q_φ [15].

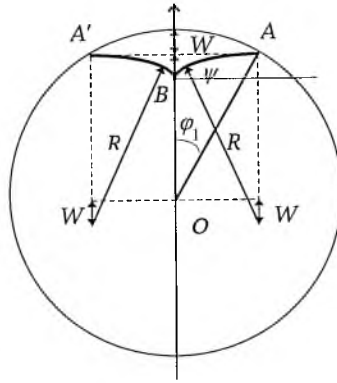


Рис. 1. Анализируемая форма вмятины.

Здесь мы только заметим, что величина N_φ в предельном состоянии сопоставима с величиной $\sigma_b t$, т.е. $N_\varphi = 0$ ($\sigma_b t$), где σ_b – предел прочности; максимальное значение момента $M_\varphi = 0$ ($\sigma_b t^2 / 4$). Поэтому, как видно из (1), (3) и (4), прирост N_φ на участке AB является величиной, сопоставимой с $\sigma_b t \cdot \frac{t}{4R}$, и им можно пренебречь, т.е. можно положить, что $N_\varphi = \text{const}$:

$$N_\varphi = PR. \quad (5)$$

Из уравнений (2) и (4) с учетом (5) следует, что допустимое давление определяется из выражения

$$[M_\varphi]^B - [M_\varphi]^A = \int_0^{\varphi_1} \int_0^\varphi \left(P - \frac{PR}{\rho(\varphi)} \right) dS dS, \quad (6)$$

где $[M_\varphi]^A$ и $[M_\varphi]^B$ – предельные моменты в точках A и B , соответственно. Согласно теории предельного равновесия, их значения равны

$$[M_\varphi]^B = -[M_\varphi]^A = \frac{\sigma_B t^2}{4} \left(1 - \left(\frac{PR}{\sigma_B t} \right)^2 \right). \quad (7)$$

Во внутренних точках участка BA для принятой геометрии вмятины $\rho(\varphi) = R$, и подынтегральное выражение тождественно равно нулю. Однако необходимо помнить, что в точке B происходит скачок выражения $(d\theta / dS) \delta S = -\varphi_1$, поэтому из (6) и (7) получаем

$$\alpha R \varphi_1^2 = \frac{t}{2} (1 - \alpha^2), \quad (8)$$

откуда легко найти значение α :

$$\alpha = \frac{PR}{\sigma_B t} = \sqrt{\frac{R^2}{t^2} \varphi_1^4 + 1} - \frac{R}{t} \varphi_1^2 \quad (9a)$$

или

$$\alpha = \sqrt{\lambda^4 + 1} - \lambda^2, \quad (9b)$$

где α – коэффициент снижения прочности трубы, обусловленный наличием дефекта в виде вмятины, $\lambda = l / \sqrt{Rt}$ – относительная длина дефекта. Зависимость α от половины относительной длины дефекта представлена на рис. 2. Величину α можно также выразить через стрелу прогиба дефекта W (рис. 1):

$$\alpha = \sqrt{\frac{R^2}{t^2} \arccos^4 \left(1 - \frac{W}{R} \right) + 1} - \frac{R}{t} \arccos^2 \left(1 - \frac{W}{R} \right). \quad (9b)$$

Формулы (9) дают искомые значения α в зависимости от геометрических размеров вмятины.

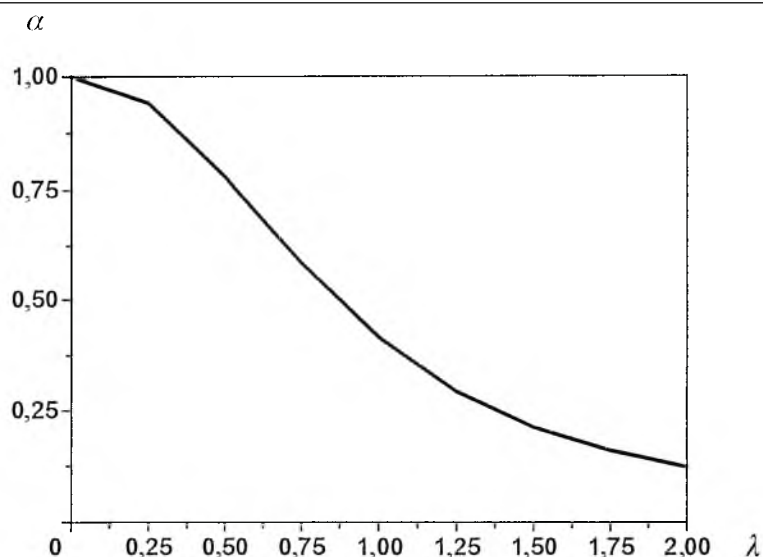


Рис. 2. Зависимость коэффициента снижения прочности трубы от относительной длины дефекта.

Ограниченная прямоугольная вмятина. Поскольку невозможно полностью проанализировать такую сложную проблему в пределах одной статьи, желательно иметь простое и понятное базовое решение, с которым можно сопоставлять последующие уточняющие решения.

С этой целью рассмотрим трубу с идеализированной прямоугольной вмятиной (рис. 3), где каждое поперечное сечение трубы плоскостью $x = \text{const}$ ($-a < x < a$, $a = BC = AD$ – полудлина вмятины) имеет вид, изображенный на рис. 1. В силу симметрии рассмотрим только четверть трубы ($x \geq 0$, $0 \leq S < \pi R$). Очевидный физический недостаток принятой формы вмятины состоит в том, что по отрезку CD срединная поверхность трубы терпит разрыв в направлении оси x . Однако всегда можно считать, что в действительности зона сопряжения по оси x имеет конечную ширину, которая намного меньше полудлины вмятины a .

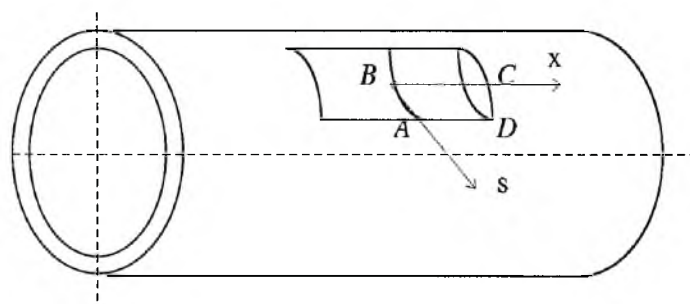


Рис. 3. Труба с идеализированной прямоугольной вмятиной.

Запишем дифференциальные уравнения равновесия в виде, в котором они будут использоваться в последующем анализе:

$$P = \frac{PR}{\rho(\varphi)} + \frac{dQ_\varphi}{dS} + \frac{dQ_x}{dx};$$

$$Q_\varphi = \frac{dM_\varphi}{dS}; \quad Q_x = \frac{dM_x}{dx}.$$
(10)

Уравнения (10) представляют собой основное содержание предлагаемой модели и требуют дополнительного комментария. Во-первых, благодаря выполнению требования (1) в каждом поперечном сечении трубы с вмятиной перемещения точек отрезка AD в окружном направлении минимальны. Поэтому величина касательных усилий принимается равной нулю. Здесь можно провести аналогию с работами [6, 9], где такое допущение сделано для поверхностных дефектов, исходя из наличия остаточной ненулевой нетто-толщины стенки трубы. Во-вторых, как и при анализе бесконечной осевой вмятины, полагаем, что значение N_φ определяется уравнением (5). В третьих, касательный момент $M_{\varphi x}$ также считается равным нулю. Это не принципиальное упрощение, его целесообразность обсуждалась ранее [7].

Метод решения задачи заключается в построении статически возможного решения [16], которое, как известно, приводит к нижней оценке значения P_{LL} . В отличие от рассмотренной выше одномерной задачи данная проблема является статически неопределимой и требует введения дополнительных гипотез о распределении Q_x , что будет сделано ниже.

Модель предполагает наличие конечных значений перерезывающих сил Q_x и Q_φ внутри некоторой предельной области S , на границе Γ которой $Q_x = Q_\varphi = 0$. Последнее условие приводит к тому, что моменты M_φ и M_z достигают экстремальных значений на границе Γ . Как и ранее [7], предположим, что предельная область S является прямоугольником $BCLKDA$ (рис. 4). Участок границы в окружном направлении описывается уравнением $S = l$. Это объясняется тем, что за пределами этой линии $\rho(\varphi) = R$, и уравнения (10) удовлетворяются при $Q_\varphi = Q_x \equiv 0$. Участок границы в осевом направлении описывается уравнением $x = x_0$, где значение x_0 будет определено ниже.

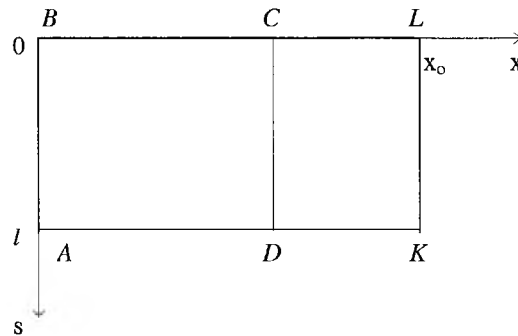


Рис. 4. Геометрическая модель предельной области.

Простейшим способом задания Q_x служит предположение, что величина dQ_x/dx – кусочно-постоянная. Положим, что

$$\left. \begin{aligned} dQ_x / dx = q_0 = \text{const} \quad \text{при } 0 \leq S \leq S_0 \\ dQ_x / dx = -q_0 = \text{const} \quad \text{при } l - 2S_0 \leq S < l \end{aligned} \right\} \text{при } x < a; \quad (11a)$$

$$\left. \begin{aligned} dQ_x / dx = -q_1 = \text{const} \quad \text{при } 0 \leq S \leq S_0 \\ dQ_x / dx = q_1 = \text{const} \quad \text{при } l - 2S_0 \leq S < l \end{aligned} \right\} \text{при } a < x < x_0. \quad (11б)$$

Поскольку по определению предельной области $Q_x(x=0) = Q_x(x=x_0) = 0$, то

$$q_1 = \frac{q_0 a}{x_0 - a}. \quad (12)$$

Для наглядности и уточнения сделанных предположений на рис. 5 представлены эпюры перерезывающих сил Q_x и Q_φ .

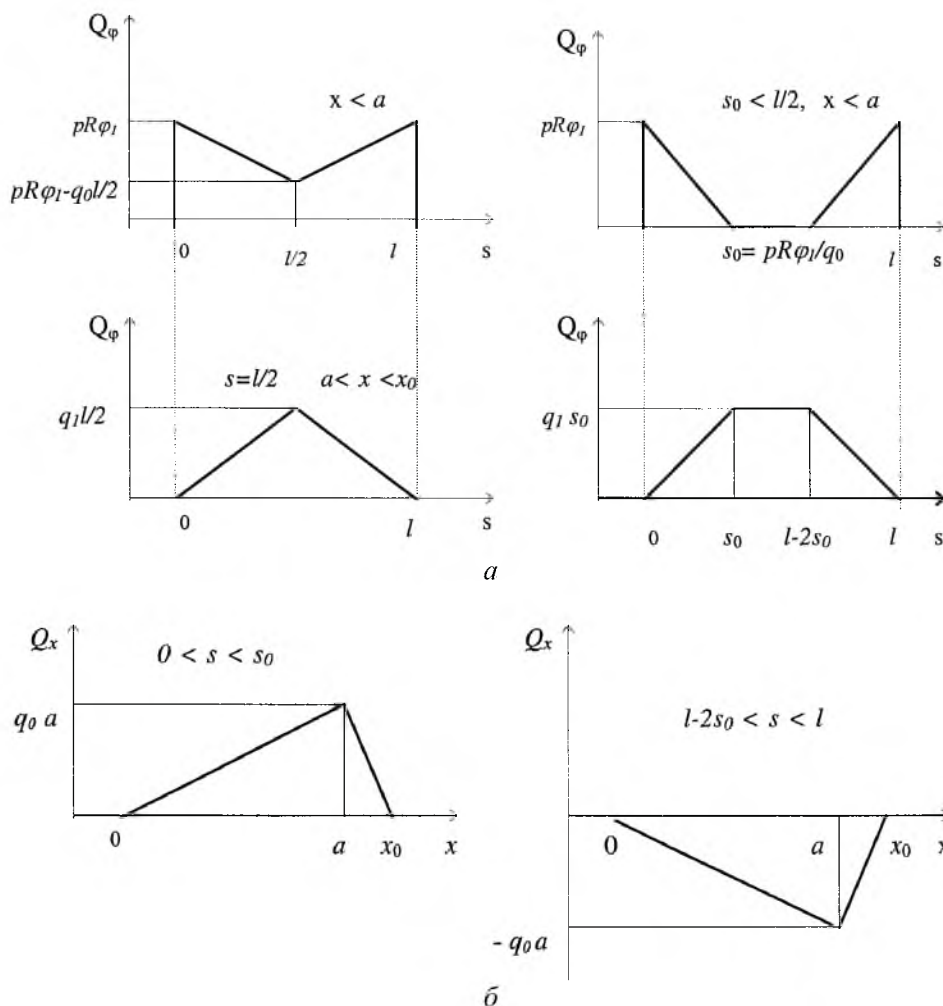


Рис. 5. Эпюры перерезывающих сил в направлении по окружности (а) и оси (б) трубы.

Предельное состояние будет достигаться, если одновременно на границе предельной области моменты достигают предельных значений:

$$\left. \begin{aligned} \int_0^l Q_\varphi(S) dS &= [M_\varphi(S=l)] - [M_\varphi(S=0)] \quad \text{при } 0 \leq x \leq x_0; \\ \int_0^{x_0} Q_x(x) dx &= [M_x(x=x_0)] - [M_x(x=0)] \quad \text{при } 0 \leq S \leq S_0 \vee l - 2S_0 \leq S \leq l. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Не учитывая возможного влияния экстремальных допустимых значений $[M_x]$ на $[M_\varphi]$, т.е. считая, что

$$[M_\varphi] = [M_x] = \pm \frac{\sigma_B t^2}{4} (1 - \alpha^2) = \pm [M], \quad (14)$$

где $\alpha = \frac{PR}{\sigma_B t}$ и для удобства введено обозначение $[M]$ (см., например, (7)),

получим следующую систему уравнений относительно неизвестных иско-
мых величин q_0, q_1, P, x_0 :

$$\left. \begin{aligned} PR\varphi_1 l - q_0 \frac{l^2}{4} &= 2[M], \\ q_1 \frac{l^2}{4} &= 2[M], \\ \frac{q_0 a^2}{2} + \frac{q_1 (x_0 - a)^2}{2} &= 2[M] \end{aligned} \right\} \quad \text{при } S_0 = \frac{l}{2}; \quad (15a)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{(PR\varphi_1)}{q_0} &= 2[M], \\ q_1 \frac{(PR\varphi_1)}{q_0} \left(1 - \frac{PR\varphi_1}{q_0}\right) &= 2[M], \\ \frac{q_0 a^2}{2} + \frac{q_1 (x_0 - a)^2}{2} &= 2[M] \end{aligned} \right\} \quad \text{при } S_0 < \frac{l}{2}. \quad (15b)$$

Совместное решение (15a), (15b) и (13) приводит к окончательному результату относительно величины α :

$$\alpha = \left(\sqrt{\lambda^4 + \mu^2} - \lambda^2 \right) / \mu, \quad (16)$$

где коэффициент μ определяется из уравнений

$$\mu = \sqrt[3]{\frac{2l^2}{a^2}}, \quad 2a \leq l; \quad (17)$$

$$\mu = \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{l^2}{2a^2}}, \quad 2a > l. \quad (18)$$

Поскольку уравнение (16) по своей структуре идентично уравнению (9б), это позволяет дать определение μ как коэффициента соотношения между реальной двухразмерной вмятиной и модельной бесконечной по оси трубы вмятиной. Вмятина конечных размеров может рассматриваться как бесконечная по оси трубы с эффективной безразмерной шириной, равной $\sqrt{\mu} \lambda$.

Заключение. Насколько известно авторам, данная работа представляет собой первую попытку моделирования предельного пластического состояния трубы с дефектом типа вмятины. Принятые упрощения (неучет действия продольной силы, предположение о форме вмятины и неизменности длины дуги вмятины (1) и др.) вводились с целью получения простого наглядного решения, которое может служить не только для количественной оценки опасности вмятины, но и использоваться в качестве реперного решения для последующего теоретического анализа.

Основными результатами модели для рассмотренных дефектов являются формулы (9) и (16), согласно которым характерными размерами вмятины, предопределяющими прочность трубы, есть безразмерная ширина вмятины $\lambda = \sqrt{l^2 / Rt}$ и отношение длины вмятины к ее ширине. Заметим, что, как следует из формул (9) и (16), при длине a , превышающей ширину l в 1,5 раза, вмятина с достаточной точностью может рассматриваться как бесконечная. В этом случае длина уже не оказывает практического влияния на остаточную прочность трубы.

Резюме

Відзначається актуальність визначення граничного навантаження в'язкого руйнування для дефектів типу вмятин в трубопроводах. Запропоновано ідеалізовану модель граничного пластичного стану труби з нескінченною в поздовжньому напрямку вмятиною. Для оцінки впливу обмеженої довжини вмятини запропоновано наближену модель для прямокутної вмятини. Отримано і проаналізовано практичні формули для розрахунку залишкової міцності за відсутності осьових напружень.

1. Ruiz Ocejo J., Gonzales-Posada M. A., Gorrochategui J., and Gutierrez-Solana F. Comparison between structural integrity assessment procedures for cracked components // Lifetime Management and Evaluation of Plant Structures and Component / Eds. J. H. Edwards, P. E. J. Flewitt, B. C. Gasper, et al. – Cambridge, UK, Sept. 1998. Publishers EMAS, UK. – P. 319 – 326.

2. Broek D. The Practical Use of Fracture Mechanics. – Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1989. – 522 p.
3. Даффи Ф., Эйбер Р., Макси И. О поведении дефектов в сосудах давления // Новые методы оценки сопротивления металлов хрупкому разрушению. – М.: Мир, 1973. – С. 301 – 332.
4. Manual for Determining the Remaining Strength of Corroded Pipelines. – ASME Code for Pressure Piping, B31G. – 1991.
5. Красовский А. Я., Орыняк И. В., Тороп В. М. Вязкое разрушение цилиндрических тел с аксиальными трещинами, нагруженных внутренним давлением // Пробл. прочности. – 1990. – № 2. – С. 16 – 20.
6. Orynyak I. V. 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.
7. Orynyak I. V. and Torop V. M. The ultimate ductile state model for a pipe with an axial through crack // Int. J. Fract. – 1996. – **80**. – P. 19 – 32.
8. Orynyak I. V. and Torop V. M. Modeling of the limit state of thin-walled pipes with multiple axial coplanar defects // Int. J. Pres. Ves. Piping. – 1997. – **70**, No. 2. – P. 111 – 115.
9. Orynyak I. V., Torop V. M., and Borodii M. V. Ductile fracture of a pipe with a part-through slot // Ibid. – 1996. – **65**, No. 2. – P. 171 – 180.
10. British Gas Engineering Standard BGC/PS/P11: Procedures for Inspection and Repair of Damaged Steel Pipelines (Designed to Operate at Pressure above 7 bar). – December, 1983.
11. ASME B31.8 and ASME B31.8a: Gas Transmission and Distribution Piping System. – 1991.
12. Методика оценки статической прочности и циклической долговечности магистральных нефтепроводов. – Уфа: Изд. ВНИИСПТнефти, 1990. – 94 с.
13. Петерсон Р. Коэффициенты концентрации напряжений. – М.: Мир, 1977. – 302 с.
14. Вислобіцький П. А. Розрахунки граничних станів колон труб та трубопроводів. – Київ: Логос, 1997. – 364 с.
15. Орыняк И. В., Розгонюк В. В., Шлапак Л. С. Залишкова міцність трубопровода з дефектами форми типу вм'ятин // Фіз.-хім. мех. матеріалів. – 1999. – № 5. – С. 84 – 87.
16. Качанов Л. М. Основы теории пластичности. – М.: Наука, 1969. – 420 с.

Поступила 23. 06. 2000