

КАМІНСЬКИЙ

Анатолій Олексійович – доктор фізико-математичних наук, завідувач відділу механіки руйнування матеріалів Інституту механіки ім. С.П. Тимошенка НАН України, fract@inmech.kiev.ua

БАСТУН

Володимир Миколайович – доктор технічних наук, головний науковий співробітник Інституту механіки ім. С.П. Тимошенка НАН України

ФОМІЧОВ

Сергій Костянтинович – доктор технічних наук, декан зварювального факультету, завідувач кафедри електрозварювальних установок НТУУ «КПІ»

БЕСПАЛОВА Олена Іванівна

– доктор фізико-математичних наук, провідний науковий співробітник Інституту механіки ім. С.П. Тимошенка НАН України

УРУСОВА Галина Петрівна

– кандидат фізико-математичних наук, старший науковий співробітник Інституту механіки ім. С.П. Тимошенка НАН України

БОГДАНОВА

Ольга Станіславівна – кандидат фізико-математичних наук, старший науковий співробітник Інституту механіки ім. С.П. Тимошенка НАН України

МІНАКОВ

Сергій Миколайович – кандидат технічних наук, старший викладач НТУУ «КПІ»

УДК 539.3:432

КОМПЛЕКСНИЙ ПІДХІД ДО ПРОБЛЕМИ ДІАГНОСТИКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ ТА УСУНЕННЯ ЇХ ПОШКОДЖЕНЬ

У статті розглянуто комплексний підхід до розроблення засобів експрес-діагностики технічного стану лінійної частини магістральних трубопроводів, який включає застосування експериментальних і розрахункових методів визначення напружено-деформованого стану трубопроводів на небезпечних ділянках, у тому числі за наявності дефектів типу тріщин, та до оцінки ймовірності виникнення аварійної ситуації. Така оцінка дає можливість оперативно приймати обґрунтовані рішення щодо продовження експлуатації трубопроводу або його зупинки для виконання ремонтних робіт. Запропонований підхід ґрунтується на використанні сучасних вимірювальних пристроїв та застосуванні положень теорії тонких оболонок, механіки матеріалів і механіки руйнування. Наведено приклади усунення деяких найпоширеніших пошкоджень у вигляді поздовжніх тріщин.

Ключові слова: магістральні трубопроводи, лінійна частина, діагностика технічного стану, пошкодження, безпека експлуатації.

Вступ

Україна є одним із найбільших транзитерів нафти й газу із Сибіру (Російська Федерація) до країн Центральної та Західної Європи. При цьому більша частина магістральних трубопроводів, що пролягають територією України, вже вичерпали розрахунковий термін експлуатації. Разом з тим питання енергетичної безпеки України та виконання транспортних зобов'язань перед країнами Європи потребують забезпечення надійної роботи трубопровідного транспорту за допомогою оперативного контролю та діагностики технічного стану магістральних трубопроводів, а також своєчасного усунення аварійних ситуацій у разі їх виникнення. Одними з головних чинників, що найбільше впливають на безпеку експлуатації магістральних трубопроводів, є високий рівень напружень і деформацій, викривлення лінійної частини внаслідок дії різних факторів, деградація матеріалу, утворення тріщин.

Магістральні газо- та нафтопроводи — це складні інженерні споруди, найважливішим елементом яких є лінійна частина великої протяжності. Під час експлуатації лінійна частина зазнає дії різних навантажень, таких як внутрішній тиск, осьові напруження, спричинені сезонними коливаннями температури, а також згинальні моменти, зумовлені зсувами ґрунту в гірських районах та змінами умов закріплення трубопроводу в місцях водних переходів унаслідок розмивання берегів, порушенням баластування на заводнених територіях. На ділянках з високим рівнем стискальних напружень можуть траплятися випадки втрати поздовжньої або локальної стійкості, які призводять до викривлення лінійної частини трубопроводу у вигляді арок або утворення гофрів, що неприпустимо.

Одним із найпоширеніших видів пошкодження трубопроводів є тріщини, які виникають в основному металі та зварних швах під час будівництва й експлуатації внаслідок корозії, наявності дефектів труб, порушень режимів експлуатації тощо. У зв'язку з тим, що магістральні трубопроводи, особливо газопроводи, накопичують значну кількість енергії внаслідок високого тиску транспортованого продукту (5–10 МПа) та великого діаметра (1020–1420 мм) труб, можуть виникати протяжні руйнування у вигляді тріщин. У випадку крихких руйнувань тріщина поширюється без зниження тиску газу зі швидкістю 600–1000 м/с, що перевищує швидкість його декомпресії. Найбільша з відомих протяжність крихкого руйнування сягає 2400 м [1]. При цьому тріщина рухається по синусоїдальній траєкторії в осьовому напрямку. Завдяки високій швидкості поширення тріщини можуть виникати її розгалуження з утворенням інших тріщин, які надалі об'єднуються в одну магістральну. Останнім часом завдяки використанню сталевих труб з підвищеною в'язкістю руйнування вдалося значно зменшити протяжність тріщин та швидкість їх поширення. Слід також зазначити, що руйнування нафтопроводів, які супроводжуються витіканням транспортованої речовини, призводять до тяжких екологічних

наслідків, суттєво погіршуючи стан навколишнього середовища.

Крім візуального огляду щодо наявності тріщин оперативна діагностика технічного стану лінійної частини магістральних трубопроводів здійснюється за допомогою індикаторів і номограм деформацій [2–4], застосування яких не потребує залучення вимірювальних та переносних портативних приладів [5], заснованих на використанні залежності магнітної проникності матеріалу трубопроводу від наявності механічних напружень. Недоліком індикаторів деформацій є відносно низька точність визначення рівня напружень і деформацій, що можна розглядати лише як наближену оцінку, а в портативних приладах не враховується вид напруженого стану. Крім того, здійснення за їх допомогою суцільного контролю на трубопроводах великої протяжності пов'язане зі значними витратами часу на виконання чималого кількості вимірювань, які до того ж потребують попереднього очищення поверхні труби в місцях їх проведення, та труднощами з доставкою приладів до місць огляду в разі складних погодних умов і важкодоступної місцевості. Зважаючи на велику протяжність трубопроводів, проведення суцільної діагностики технічного стану їх лінійної частини є дуже непростим завданням.

Ураховуючи викладене, актуальною стає потреба в розробленні ефективних засобів експрес-діагностики технічного стану лінійної частини магістральних трубопроводів, які включають застосування експериментальних і розрахункових методів визначення напружено-деформованого стану трубопроводів на небезпечних ділянках, зокрема за наявності дефектів типу тріщин, та оцінку ймовірності виникнення аварійної ситуації. Така оцінка необхідна для оперативного прийняття обґрунтованого рішення щодо можливості продовження експлуатації трубопроводу або його зупинки для виконання ремонтних робіт. Для вирішення поставленого завдання запропоновано комплексний підхід, побудований на сучасних положеннях теорії тонких оболонок, механіки матеріалів та механіки руйнування. Наведено

прикладі усунення тріщиноподібних пошкоджень невеликої довжини за допомогою бандажів і накладок.

Діагностика технічного стану лінійної частини трубопроводу

Діагностику передбачається здійснювати в такий спосіб [6, 7]. Рівень напружень і деформацій у трубопроводі, що підлягає контролю, визначають у два етапи. На першому етапі проводять суцільний контроль означеної ділянки трубопроводу шляхом візуального огляду індикаторів деформацій, що не потребує застосування вимірювальних приладів, визначають рівень поздовжньої деформації, передають ці дані за допомогою мобільного зв'язку до діагностичного центру, де їх опрацьовують, використовуючи заздалегідь розроблену комп'ютерну програму, і визначають відповідний напружено-деформований стан, на основі чого приймають рішення щодо потреби в уточненні рівня напружень та деформацій.

На другому етапі контролю за допомогою вимірювального приладу MESTR-411 [8, 9] здійснюють вибіркоче уточнення лише на тих ділянках трубопроводу, де на першому етапі було зафіксовано небезпечний рівень напружень і деформацій або тенденцію до їх зростання. Відомості про такі чинники технічного стану трубопроводу, як наявність дефектів та зміни механічних властивостей матеріалу, накопичуються в діагностичному центрі й можуть бути використані під час прийняття технічних рішень і уточнюватися при вибіркових перевірках.

Прилад MESTR-411 забезпечує визначення рівня напружень в умовах двовісного напруженого стану, характерного для тонкостінних оболонок, якими є магістральні трубопроводи. У ньому використано магнітно-пружний ефект, що виявляється в залежності магнітних властивостей феромагнітних матеріалів від рівня механічних напружень.

Апробацію запропонованого способу провели під час випробувань відрізка натурної труби завдовжки 68 м, діаметром 1,42 м та товщиною

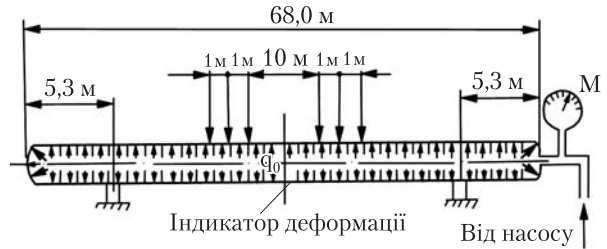
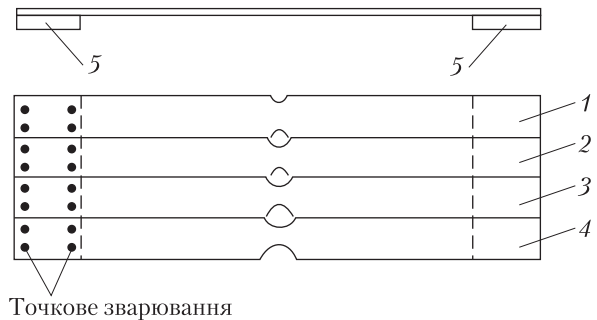


Рис. 1. Схема навантаження випробовуваного відрізка труби



Точкове зварювання

Рис. 2. Індикатор деформацій: 1–4 – елементи з концентраторами напружень різного рівня; 5 – з'єднувальні планки

стілки 21,6 мм, виготовленої зі сталі фірми Mannesmann. Матеріал мав такі механічні характеристики: модуль Юнга $E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,3$, границя текучості $\sigma_T = 460$ МПа, границя міцності $\sigma_e = 620$ МПа.

Трубу заповнили водою під тиском $p = 100$ атм (10 МПа) і навантажили шістьма бетонними плитами вагою $P = 5,2$ т кожна, що імітують баластні вантажі. Схему навантаження труби наведено на рис. 1.

Для визначення поздовжньої деформації було використано індикатор деформацій – пристрій, що складається з чотирьох елементів з концентраторами напружень різного рівня концентрації і двох з'єднувальних планок (рис. 2). Елементи і планки виготовлено з тонколистової нержавіючої сталі аустенітного класу 1X18H10T. Таруванням встановлено такі величини деформації при розриві елементів під час розтягування (з розкидом не більш ніж $\pm 0,02\%$): № 1 – 0,10%, № 2 – 0,15%, № 3 – 0,23%, № 4 – 0,31%.



Рис. 3. Прилад MESTR-411

За допомогою точкового зварювання індикатор деформацій перед навантаженням труби було закріплено в нижній частині її середнього перерізу в площині згину. Після навантаження візуальним оглядом було виявлено розрив елемента № 2, що свідчить про те, що деформація розтягу на цій ділянці перебуває в межах 0,15–0,23%. Одночасно проводили тензометрію, за даними якої ця деформація дорівнює 0,20%.

Згідно з розрахунковою процедурою, зробленою відповідно до розглянутого випадку, досліджуваний відрізок трубопроводу моделювали тонкостінною циліндричною ізотропною оболонкою скінченної довжини l з радіусом середньої поверхні R ($l \gg R$) та товщиною h . Середина поверхні оболонки розглядалася в системі координат (s, θ) , де s — координата, що змінюється вздовж осі оболонки ($s = \text{const}$), θ — центральний кут у площині поперечного перерізу. Оболонка в умовах експлуатації навантажена внутрішнім тиском, виштовхувальною силою, зосередженими перерізувальними силами, що моделюють дію баластних вантажів, та осьовими стискальними напруженнями. Напружено-деформований стан оболонки розглядався в рамках відомих припущень класичної теорії Кірхгофа — Лява [10]. На основі цих припущень було сформульовано двовимірну крайову задачу відносно змінних s і θ з умовами періодичності в коловому напрямку та певними умовами на торцях $s = 0$ і $s = l$.

Задачу розв'язують так.

1. Усі фактори напружено-деформованого стану апроксимують у вигляді тригонометричних рядів Фур'є за коловою координатою з невідомими функціональними коефіцієнтами, які залежать від змінної s . Аналогічно подають і задані зусилля, причому для отримання збіжних рядів Фур'є, що апроксимують зосереджені зусилля у вигляді δ -функцій Дірака, використовують процедуру σ -множників Ланцоша [11].

2. Для визначення невідомих функціональних коефіцієнтів для кожного номера гармоніки k ряду Фур'є формують одновимірну крайову задачу за меридіональною координатою з відповідно умовами на краях $s = 0, s = l$.

3. Отриману одновимірну крайову задачу розв'язують за допомогою чисельного методу ортогональної прогонки Годунова [12].

4. Розв'язки одновимірних задач для окремих значень гармонік k підсумовують відповідно до прийнятої апроксимації рядами Фур'є.

Цю методику розв'язання задач статичної оболонки обертання загального виду викладено в роботі [13]. Відповідний обчислювальний комплекс мовою FORTRAN дозволяє визначити в довільній точці оболонки такі фактори напружено-деформованого стану, як поздовжні та колові напруження (σ_s, σ_θ) і деформації ($\epsilon_s, \epsilon_\theta$), поздовжнє (T_s) і колове (T_θ) зусилля, згинальні моменти в поздовжньому (M_s) і коловому (M_θ) напрямках, крутильний момент (H) (у разі його наявності), меридіональні (u) і колові (v) переміщення та прогин (w).

За допомогою пакета прикладних програм було отримано значення поздовжньої деформації $\epsilon_s = 0,17\%$ у місці розташування індикатора деформацій. Використані при цьому базові дані включають вказані вище геометричні параметри труби, механічні характеристики матеріалу, діючі навантаження та граничні умови. Отже, отримана розрахунковим шляхом величина поздовжньої деформації перебуває в межах визначеного експериментально інтервалу.

Прилад MESTR-411 (рис. 3) і відповідна методика визначення напружень рекомендовані компанією «Газпром» для вимірювання параметрів напружено-деформованого стану

магістральних трубопроводів. Методику доопрацьовували на об'єктах газового комплексу в рамках програми «Високонадійний трубопровідний транспорт», її рецензування проведено в МНВО «Спектр» (Москва), Державній академії нафти і газу ім. І.М. Губкіна (Москва) та Фізико-механічному інституті ім. Г.В. Карпенка НАН України (Львів).

Апробацію приладу MESTR-411 проводили під час випробувань трубопроводу діаметром 168 мм під внутрішнім тиском, порівнюючи з даними тензометрії. Розподілення колових напружень у зоні зварного шва, визначене за допомогою вимірювального приладу та тензометрії, наведено на рис. 4. Як можна бачити, обидві криві розташовані досить близько одна до одної, що свідчить про надійність приладу.

Як приклад застосування першого етапу пропонованого способу [7] розглянемо відрізок газопроводу, труби якого виготовлені з тієї ж самої сталі і мають такі самі розміри, що й у наведеному вище випадку випробувань натурної труби, за винятком товщини, яка становить 18 мм. Відрізок труби занурено у воду, внаслідок чого виникає виштовхувальна сила $f_A = 15,5$ кН/м. Він зазнає також дії шести зосереджених сил $P = 5,2$ т кожна, внутрішнього тиску $p = 75$ атм та осьових стискальних напружень, що спричинило утворення вигину у вигляді арки з вершиною в перерізі $\theta = 0$. Розташування сил таке саме, як на рис. 1. Огляд індикаторів деформації показав, що в індикаторі, наближеному до цього перерізу, виявився розірваний елемент № 1. Це свідчить про те, що розтягувальна деформація ϵ_s в цьому місці не перевищує 0,15%. Саме цю величину приймемо в наступних числових розрахунках.

З огляду на симетрію прикладання навантажень відносно середнього перерізу $s = 0$, розглядатимемо відрізок у межах $-l/2 < s < 0$, де $l/2$ – половина відстані між межами водної ділянки. Якщо кінці відрізка труби не затиснені, тобто ґрунт берегів водної ділянки м'який, що відповідає випадку шарнірного обпирання, для розрахунку приймемо граничні умови: $w = 0$; $v = 0$; $T_s = T^*$; $M_s = 0$, які передбачають визначення величини поздовжньої сили $T_s = T^*$

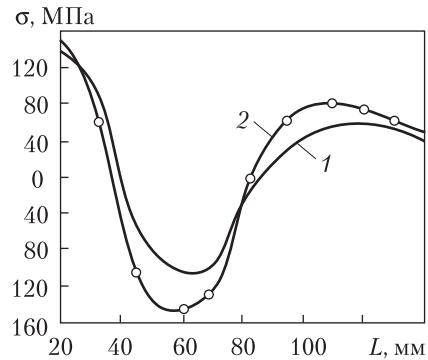


Рис. 4. Розподіл напружень у зоні зварного шва, отриманий за допомогою приладу MESTR-411 (крива 1) і тензометрією (крива 2)

як реакцію відкинутої частини труби. Оскільки ця сила пропорційна поздовжній деформації ϵ_s , то її можна прийняти такою, що дорівнює приблизно 10^3 кН/м. Тоді вхідні дані в розрахунках матимуть такі значення: $l/2 = 34$ м; $R = 0,701$ м; $h = 0,018$ м; $E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; $s = s_0 = -34$ м; $s = s_1 = -7$ м; $s = s_2 = -6$ м; $s = s_3 = -5$ м; $P_1 = P_2 = P_3 = 5,2$ т; $q_0 = 75$ атм; $f_A = 15,5$ кН/м; $T^* = 10^3$ кН/м.

При цьому встановлено, що поздовжня деформація ϵ_s у верхній частині труби є розтягувальною і її максимальне значення становить 0,093%, тоді як у нижній частині вона є стискальною з найбільшим значенням 0,193%. Колова деформація ϵ_θ є розтягувальною в обох частинах труби і дорівнює в нижній частині 0,186%. Найбільші за абсолютною величиною значення поздовжніх розтягувального та стискального напружень σ_s дорівнюють відповідно 314 і 299 МПа. Колове напруження σ_θ є розтягувальним з максимальним значенням 399 МПа.

Зазначимо, що матеріал труби підпорядковується умові пластичності Мізеса, яка в разі плоского напруженого стану описується рівнянням [14]:

$$(\sigma_s - \sigma_\theta)^2 + \sigma_s^2 + \sigma_\theta^2 = 2\sigma_T^2, \quad (1)$$

де σ_T – границя текучості.

Відповідне еквівалентне напруження обчислюють за формулою:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_s \sigma_\theta}. \quad (2)$$

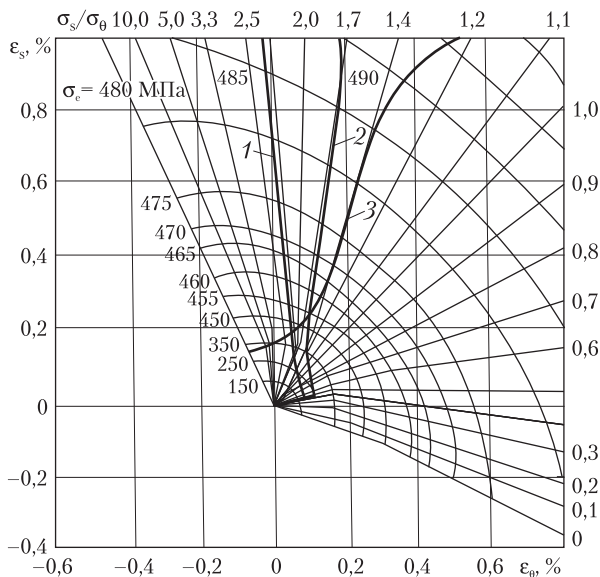


Рис. 5. Номограма деформацій лінійної частини трубопроводу за типових видів навантаження

Підставляючи в неї значення максимальних напружень на опуклій та вгнутій частинах труби, отримуємо: $\sigma_e = 364$ МПа і $\sigma_e = 555$ МПа відповідно. Як видно, напруження в угнутій частині труби перевищують границю текучості (460 МПа), тобто такий рівень напружень є небезпечним для подальшої експлуатації трубопроводу. У зв'язку з цим трубопровід потрібно зупинити з метою виконання ремонтних робіт із заміни пошкодженої ділянки.

У разі, якщо траєкторія навантаження відома, напружено-деформований стан можна визначити за допомогою розрахованих заздалегідь номограм деформацій [4] та траєкторій деформування. Номограма деформацій являє собою сімейство ліній $\sigma_e = \text{const}$ і $\sigma_s/\sigma_\theta = \text{const}$. У площині головних деформацій ϵ_s та ϵ_θ відповідні криві описуються рівняннями:

$$(1 - \mu + \mu^2)\epsilon_s^2 - (1 - 4\mu + \mu^2)\epsilon_s\epsilon_\theta + (1 - \mu + \mu^2)\epsilon_\theta^2 = [\epsilon(1 - \mu^2)]^2; \quad (3)$$

$$\epsilon_s = \frac{\sigma_s - \mu\sigma_\theta}{\sigma_\theta - \mu\sigma_s}\epsilon_\theta, \quad (4)$$

де μ — коефіцієнт поперечної деформації, що визначається за формулою (4), наведеною в [2]. Як приклад на рис. 5 наведено номограми

деформацій для лінійної частини магістрального газопроводу діаметром 1420 мм зі сталі 15Г2 разом з траєкторіями деформування 1–3, які відповідають таким траєкторіям навантаження: 1 — $\sigma_s = 0,5\sigma_\theta$ при $\sigma_\theta < \sigma_\theta^{(1)} = \text{const}$, $d\sigma_s > 0$ при $\sigma_\theta = \sigma_\theta^{(1)}$; 2 — $\sigma_s = 0,5\sigma_\theta$ при $\sigma_\theta < \sigma_\theta^{(2)} = \text{const}$, $d\sigma_s > 0$ при $\sigma_\theta = \sigma_\theta^{(2)}$; 3 — $\sigma_\theta = 0$ при $\sigma_s \leq 340$ МПа, $\sigma_s + 340 = 0,5\sigma_\theta$ при $\sigma_s > 340$ МПа, де

$$\sigma_\theta^{(1)} = \frac{p^{(1)}(D-2h)}{2h}; \quad \sigma_\theta^{(2)} = \frac{p^{(2)}(D-2h)}{2h};$$

$p^{(1)}$ і $p^{(2)}$ — тиск у трубопроводі на вході в компресорну станцію і на виході з неї відповідно. Тут $p^{(1)} = 5,0$ МПа; $p^{(2)} = 7,5$ МПа; $D = 1420$ мм — діаметр труби, $h = 21,5$ мм — товщина стінки.

Відкладаючи по осі ординат знайдену осьову деформацію ϵ_s та проводячи через відповідну точку паралельно осі абсцис пряму, за точкою перетину останньої з відповідною траєкторією деформування визначаємо величину деформації ϵ_θ в коловому напрямку, а також значення напружень σ_s , σ_θ та еквівалентного напруження σ_e .

Визначення граничного стану трубопроводу за наявності тріщин

Розглянемо випадок наявності поздовжньої тріщини, початкова довжина якої значно менша, ніж діаметр трубопроводу. Тоді трубу у вигляді циліндричної оболонки з тріщиною можна моделювати тонкою пластиною, яка знаходиться в умовах двовісного навантаження [15]. З огляду на те, що матеріал труби внаслідок прокатки може бути ортотропним, розглянемо випадок орієнтації тріщини в напрямку однієї з осей ортотропії:

$$F(\sigma_1, \sigma_2, C_i) = 0, \quad (5)$$

де σ_1, σ_2 — головні напруження, C_i — сталі матеріалу.

Для визначення граничного стану трубопроводу розглянемо тонку ортотропну пластину з тріщиною завдовжки $2l$, орієнтованою в напрямку осі Ox (рис. 6). Пластина зазнає дії нормальних навантажень на нескінченності

$\sigma_x^\infty = q, \sigma_y^\infty = p > 0$. Руйнування пластини описується критерієм міцності загального виду. При побудові моделі тріщини виходимо з таких припущень:

1) зони передруйнування, що виникають поблизу вершини тріщини, мають вигляд вузьких клиноподібних ділянок на подовженні тріщини і при моделюванні можуть бути замінені розрізами завдовжки d , на берегах яких прикладено рівномірно розподілені стискальні напруження, незалежні від координат;

2) компоненти тензора напружень у зоні передруйнування задовольняють критерію міцності (5) та умові неперервності на фронті тріщини;

3) компоненти тензора напружень мають кінцеве значення по всій ділянці.

Ґрунтуючись на цих гіпотезах, отримуємо крайову задачу для ортотропної пластини з розрізом завдовжки $2L = 2(l + d)$ за граничними умовами, які наведено в [15].

Розглянемо граничний стан пластини за допомогою δ_c - та J_c -критеріїв. Згідно з δ_c -критерієм, зрушення тріщини відбудеться, коли її розкриття досягне граничного значення δ_c , тобто:

$$\delta(l) = \delta_c \quad (6)$$

Тоді поле граничних навантажень (p, q) визначається за співвідношенням:

$$\frac{4T_0\sigma_y^0(p_*, q_*)l}{\pi} \ln \sec \frac{\pi p_*}{2\sigma_y^0(p_*, q_*)} = \delta_c, \quad (7)$$

де $\sigma_y^0(p_*, q_*)$ визначається за припущення, що $p = p_*, q = q_*$.

Якщо пластина зазнає одновісного розтягу ($q = 0$), то її граничний стан визначається так:

$$\frac{4T_0\sigma_y^0(p_*^{(0)}, 0)l}{\pi} \ln \sec \frac{\pi p_*^{(0)}}{2\sigma_y^0(p_*^{(0)}, 0)} = \delta_c, \quad (8)$$

де $p_*^{(0)}$ – граничне навантаження за одновісного розтягу. Порівнюючи (7) і (8), отримуємо:

$$\frac{\sigma_y^0(p_*, q_*)}{\sigma_y^0(p_*^{(0)}, 0)} \ln \cos \frac{\pi p_*}{2\sigma_y^0(p_*, q_*)} = \ln \cos \frac{\pi p_*^{(0)}}{2\sigma_y^0(p_*^{(0)}, 0)}. \quad (9)$$

Співвідношення (9) визначає поле граничних навантажень (p_*, q_*) залежно від граничного одновісного навантаження. Зміна $p_*^{(0)}$ від 0 до σ_{0y} (границя міцності матеріалу в напрям-

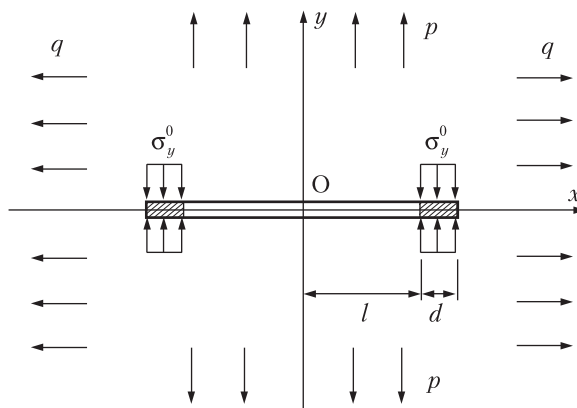


Рис. 6. Модель тріщин у необмеженому тілі в умовах двовісного навантаження

ку осі Oy) відповідає змінюванню довжини тріщини від 0 до нескінченності.

Якщо за критерій руйнування прийняти критичне значення J -інтеграла, то аналітичний вираз граничних кривих руйнування виглядатиме як

$$\frac{4T_0(\sigma_y^0(p_*, q_*))^2 l}{\pi} \ln \sec \frac{\pi p_*}{2\sigma_y^0(p_*, q_*)} = J_c \quad (10)$$

або

$$\left[\frac{\sigma_y^0(p_*, q_*)}{\sigma_y^0(p_*^{(0)}, 0)} \right]^2 \ln \cos \frac{\pi p_*}{2\sigma_y^0(p_*, q_*)} = \ln \cos \frac{\pi p_*^{(0)}}{2\sigma_y^0(p_*^{(0)}, 0)}, \quad (11)$$

де $p^{(0)}$ – граничне навантаження за одновісного розтягу.

З метою проведення чисельного аналізу отриманих рівнянь застосуємо як умову міцності (5) критерій Мізеса – Хілла, який при плоскому напруженому стані має вигляд:

$$\frac{\sigma_x^2}{\sigma_{0x}^2} + \frac{\sigma_y^2}{\sigma_{0y}^2} - \frac{\sigma_x \sigma_y}{\sigma_{0x} \sigma_{0y}} = 1, \quad (12)$$

де σ_{0x}, σ_{0y} – границі міцності у напрямках осей x та y відповідно. При цьому компоненти напружень σ_x^0 та σ_y^0 у зоні передруйнування визначаються так:

$$\sigma_y^0 = \frac{b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}, \sigma_x^0 = \beta \sigma_y^0 - Q, \quad (13)$$

де

$$\beta = \sqrt{E_1 / E_2}, Q = \beta p - q, a = \frac{\beta_2}{\sigma_{0x}^2} + \frac{1}{\sigma_{0y}^2} - \frac{\beta}{\sigma_{0x} \sigma_{0y}},$$

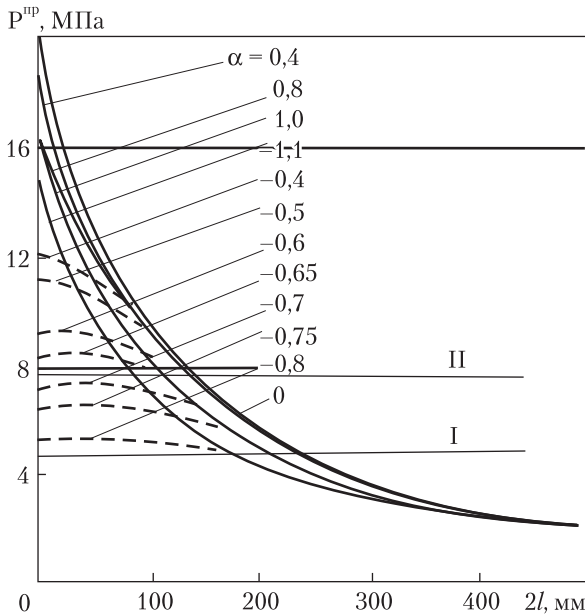


Рис. 7. Номограма граничного стану труби зі сталі 15Г2 у випадку навантаження осьювою силою та внутрішнім тиском

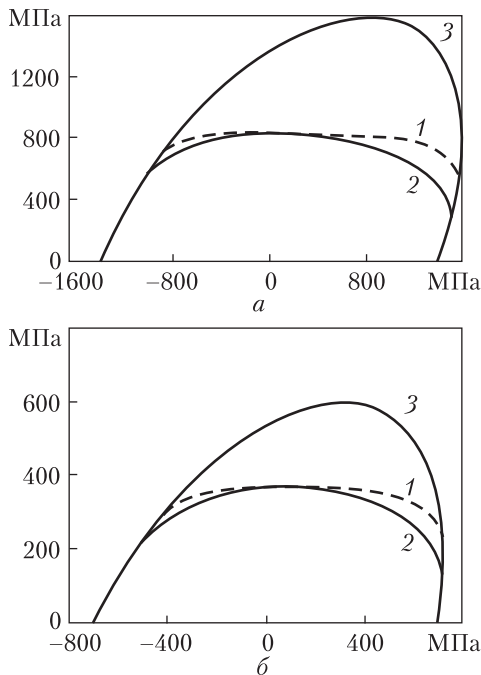


Рис. 8. Діаграма руйнування для сплаву ВТ-14 (а) та сталі Ст. 3 (б): 1 – за J_c -критерієм; 2 – за δ_c -критерієм; 3 – діаграми міцності, побудовані за критерієм Генкі – Мізеса. Точки відповідають експериментальним значенням граничних напружень

$$b = \frac{Q}{\sigma_{0x}} \left(\frac{2\beta}{\sigma_{0x}} - \frac{1}{\sigma_{0y}} \right), \quad c = \frac{Q^2}{\sigma_{0x}^2} - 1.$$

Граничний стан трубопроводу за заданих осьювої сили та внутрішнього тиску визначають за критичною довжиною тріщини чи за критичними значеннями осьювої сили та внутрішнього тиску при відомій довжині тріщини.

Як приклад на рис. 7 показано номограму граничного стану, розраховану за наведеними вище формулами стосовно труби зі сталі 15Г2 діаметром $D = 1420$ мм і товщиною стінки $h = 21,5$ мм з поздовжньою тріщиною завдовжки $2l$ при навантаженні осьювою силою та внутрішнім тиском. Номограма являє собою графіки залежностей руйнівних значень внутрішнього тиску p^{np} за різних величин осьювого напруження, що характеризується безрозмірним параметром $\alpha = \sigma_s / \sigma_\sigma$, від довжини тріщини $2l$ (σ_σ – границя міцності). У розрахунках приймали: $E = 2,0 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,28$; $\chi = 0,02$ (χ – коефіцієнт зміцнення, що визначається відношенням модуля зміцнення до модуля Юнга). Суцільні лінії відповідають області осьювих розтягувальних напружень ($\alpha > 0$), а штрихові – області стискальних напружень ($\alpha < 0$). Суцільними горизонтальними лініями позначено рівні тиску при експлуатації магістральних газопроводів: I – на вході в компресорну станцію ($p = 5,0$ МПа), II – на виході з компресорної станції ($p = 7,5$ МПа).

При застосуванні номограми граничних навантажень слід мати на увазі, що у випадку великих значень осьювих напружень границя руйнування виходить на границю міцності і руйнування відбувається через утворення поперечної тріщини (при $\sigma_s > 0$) або втрату поздовжньої стійкості (при $\sigma_s < 0$), що супроводжується утворенням гофра.

З рис. 7 видно, що зі збільшенням осьювого напруження як в області додатних, так і від’ємних значень критична довжина тріщини зменшується. Так, у розглянутому випадку при $p = 7,5$ МПа величина $2l$ зменшується зі 140 мм при $\alpha = 0$ ($\sigma_s = 0$) до 80 мм при $\alpha = 1,1$. За тих самих значень параметра α , коли довжина тріщини є фіксованою, наприклад при $2l = 50$ мм,

величина p^{np} знижується з 12,5 до 9,5 МПа. Ще значніше вплив осьового напруження виявляється при $\alpha < 0$.

Грунтуючись на підході до моделювання тріщин [15], граничний стан труби можна визначити за допомогою критеріїв критичного розкриття тріщини δ_c та критичного значення J -інтеграла.

Ці критерії перевіряли випробуваннями трубчастих зразків з титанового сплаву ВТ-14 та вуглецевої сталі Ст. 3 за методикою [16]. Тріщину моделювали розрізом завширшки 0,3 мм та завдовжки 3 мм, орієнтованим у поздовжньому напрямку. Зразки герметизували тонкою гумовою накладкою, що дозволило навантажувати їх осьовою силою (розтягувальною або стискальною) та внутрішнім тиском у різних співвідношеннях. Діаграми руйнування для сплаву ВТ-14 і сталі Ст. 3, розраховані за формулами (9) і (11), показано на рис. 8, з якого видно, що у кращому узгодженні з експериментальними даними є критерій J_c .

Ремонт пошкоджень трубопроводів за допомогою бандажів і накладок

Для ремонту пошкодженої частини трубопроводу та запобігання подальшому поширенню тріщини розроблено кілька методів, зокрема бандажування труби та встановлення локальних накладок [17, 18]. Розглянемо вплив на напружено-деформований стан труби бандажа в зоні його кріплення.

Бандажована труба моделюється трансверсально ізотропною циліндричною оболонкою завтовшки h_T і діаметром d_T , має вздовж меридіана ступінчасто змінні жорсткісні характеристики і перебуває під дією внутрішнього тиску p . Приймається, що на ділянці $\Omega = \{s, \theta: |s - s_0| \leq b/2, \theta \in [0, 2\pi]\}$ ($b, s = s_0$ – ширина і центральний переріз бандажа) оболонка складається з двох шарів, що працюють без відриву та проковзування. Перший шар завтовшки h_T виготовлений з матеріалу труби з модулем пружності E_T і коефіцієнтом Пуассона μ_T , другий шар завтовшки h_B виготовлений з матеріалу бандажа з характеристиками E_B, μ_B . Жор-

сткісні характеристики труби за її товщиною в рамках оболонкової моделі Кірхгофа – Лява враховуються інтегрально моментами нульового (C_{ij}^T – циліндрична жорсткість), першого (K_{ij}^T – жорсткість, зумовлена відстанню до серединної поверхні) та другого (D_{ij}^T – жорсткість на згин) порядків, що обчислюються відносно серединної поверхні циліндра за формулами: для частин циліндричної оболонки поза бандажем $(s, \theta) \in \Omega$:

$$C_{11}^T = C_{22}^T = \frac{E_T h_T}{1 - \mu_T^2}, \quad C_{12}^T = \frac{\mu_T E_T h_T}{1 - \mu_T^2}, \quad C_{66}^T = \frac{E_T h_T}{2(1 + \mu_T)},$$

$$K_{ij}^T = 0; \quad D_{ij}^T = C_{ij}^T \cdot h_T^2 / 12 \quad (i, j = 1, 2; i = j = 6);$$

в ділянці бандажа $(s, \theta) \in \Omega$:

$$C_{11}^\Omega = C_{22}^\Omega = C_{11}^T + \frac{E_B h_B}{1 - \mu_B^2},$$

$$C_{12}^\Omega = C_{12}^T + \frac{\mu_B E_B h_B}{1 - \mu_B^2},$$

$$C_{66}^\Omega = C_{66}^T + \frac{E_B h_B}{2(1 + \mu_B)},$$

$$K_{11}^\Omega = K_{22}^\Omega = \frac{1}{2} \cdot \frac{E_B h_B}{1 - \mu_B^2} (h_T + h_B),$$

$$K_{12}^\Omega = \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu_B E_B h_B}{1 - \mu_B^2} (h_T + h_B),$$

$$K_{66}^\Omega = \frac{1}{4} \cdot \frac{E_B h_B}{1 + \mu_B} (h_T + h_B),$$

$$D_{11}^\Omega = D_{22}^\Omega = D_{11}^T + \frac{1}{3} \cdot \frac{E_B h_B}{1 - \mu_B^2} \left(h_B^2 + \frac{3}{2} h_T h_B + \frac{3}{4} h_T^2 \right),$$

$$D_{12}^\Omega = D_{12}^T + \frac{1}{3} \cdot \frac{\mu_B E_B h_B}{1 - \mu_B^2} \left(h_B^2 + \frac{3}{2} h_T h_B + \frac{3}{4} h_T^2 \right),$$

$$D_{66}^\Omega = D_{66}^T + \frac{1}{6} \cdot \frac{E_B h_B}{1 + \mu_B} \left(h_B^2 + \frac{3}{2} h_T h_B + \frac{3}{4} h_T^2 \right).$$

Натяг бандажа розглядатимемо як дію зовнішнього нормального тиску інтенсивності p в області Ω .

Напружено-деформований стан такої оболонки за конкретними даними щодо геометричних параметрів труби і бандажа (h_T, d_T, h_B, b), властивостей їх матеріалів (E_T, μ_T, E_B, μ_B) та діючого навантаження (q_0, p) визначається за чисельно-аналітичною методикою, описаною в розділі «Діагностика технічного стану

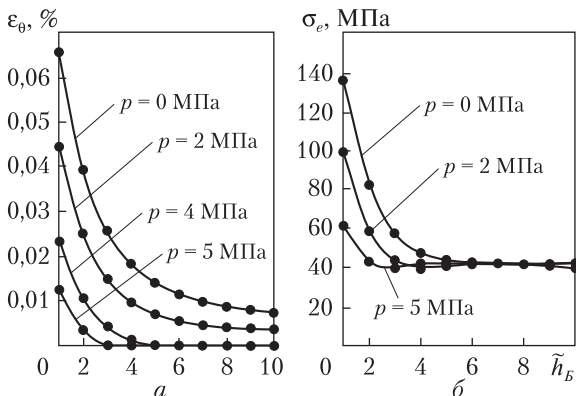


Рис. 9. Залежності колової деформації в центральному перерізі бандажа від його товщини (а) та еквівалентного напруження від величини натягу (б)

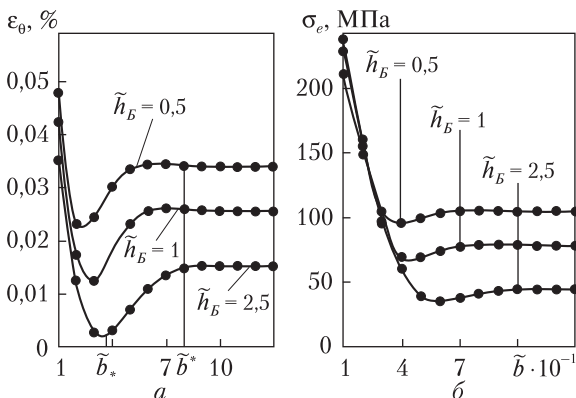


Рис. 10. Залежності колової деформації (а) та еквівалентного напруження (б) від ширини бандажа

лінійної частини трубопроводу». Розрахунки дають змогу одержати раціональні параметри бандажа згідно з вибраним критерієм. За такий критерій природно обрати умову практичної відсутності колової деформації $\epsilon_\theta \approx 0$ ($|\epsilon_\theta| \leq 0,0001\%$) в центральному перерізі бандажа ($s = s_0$), де ширина прогнозованого пошкодження (зокрема, тріщини) є найбільшою. Дослідимо вплив різних параметрів бандажа: товщини, ширини та величини натягу на значення колової деформації ϵ_θ і еквівалентного напруження $\sigma_e = \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_\theta^2} - \sigma_s \sigma_\theta$ у вказаному перерізі. Ці дослідження проводили в широкому діапазоні зміни вказаних параметрів, а результати наведені для таких вихідних даних:

$d_T = 1,02$ м; $h_T = 0,012$ м; $E_T = 2,05 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_T = 0,28$; $\tilde{b} = b/h_T$ ($10 \leq \tilde{b} \leq 130$), $\tilde{h}_B = h_B/h_T$ ($1 \leq \tilde{h}_B \leq 10$); $E_B = 2,11 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_B = 0,3$; $q_0 = 7,5$ МПа; $p = 0,1,2,\dots,5$ МПа.

Криві залежності величини колової деформації в центральному перерізі бандажа $\epsilon_\theta = \epsilon_\theta(s_0, \tilde{h}_B)$ від його відносної товщини $\tilde{h}_B = h_B/h_T$ ($1 \leq \tilde{h}_B \leq 10$) зображено на рис. 9а для різних значень параметра натягу p за фіксованої ширини бандажа $b = 0,6$ м. Ці залежності є монотонно спадними функціями, значення яких зменшуються зі збільшенням величини натягу p . Крива $\epsilon_\theta(s_0, \tilde{h}_B)$ за відсутності натягу ($p = 0$) не має практичного змісту і лише ілюструє той факт, що зміна тільки товщини бандажа не дозволяє знизити колову деформацію до практичного нуля. Це справедливо і для незначних величин натягу (наприклад, $p = 2$ МПа). Природно, що зі збільшенням натягу виконання умови $\epsilon_\theta \approx 0$ ($|\epsilon_\theta| \leq 0,0001\%$) досягається за менших значень товщини бандажа. Так, $\epsilon_\theta \approx 0$ для $p = 4$ МПа має місце при $\tilde{h}_B = 5$ ($h_B = 0,06$ м), а для $p = 5$ МПа — при майже вдвічі меншій товщині $\tilde{h}_B = 3$ ($h_B = 0,036$ м). Зазначимо, що для небандажованої труби величина колової деформації $\epsilon_\theta = 0,13\%$.

Відповідні залежності для еквівалентного напруження $\sigma_e = \sigma_e(s_0, \tilde{h}_B)$ наведено на рис. 9, б для різних значень натягу. Вони, як і залежності для колової деформації, також є монотонно спадними функціями, які починаючи з величини $\tilde{h}_B \geq 5$ ($h_B \geq 0,06$ м) практично не відрізняються між собою.

Для раціонального вибору ширини бандажа b можна використати дослідження, результати яких проілюстровано на рис. 10. Тут наведено значення колової деформації $\epsilon_\theta = \epsilon_\theta(s_0, \tilde{b})$ та еквівалентного напруження залежно від відносної ширини бандажа $\tilde{b} = b/h_T$ ($10 \leq \tilde{b} \leq 130$) для різних значень його товщини ($\tilde{h}_B = h_B/h_T = 0,5; 1,0; 2,5$) за фіксованого натягу $p = 4$ МПа. Як видно, ці залежності є немонотонними функціями від ширини бандажа з мінімумом при $\tilde{b} = \tilde{b}_*$ ($\tilde{h}_B = 2,5$). Тут вбачається певна аналогія з характером деформування пружних оболонок за наявності локалізованих включень, де важливу роль відіграє саме фак-

тор локалізації. Збільшення ширини бандажа після деякого її значення (тут для $\tilde{b} \geq \tilde{b}^* = 70$, $b \geq 0,84$ м) практично не впливає на значення ні колової деформації, ні еквівалентного напруження в центральному перерізі бандажа, що можна використати для економії матеріалу. Крім того, оптимальне виконання критерію $\varepsilon_\theta \approx 0$ (критерій нерозкриття тріщини) за інших однакових умов досягається при ширині, що відповідає мінімальному значенню функції $\varepsilon_\theta = \varepsilon_\theta(s_0, \tilde{b}^*)$.

Отже, варіюючи ширину бандажа в допустимому діапазоні, що визначається довжиною пошкодження l з одного боку і значенням $\tilde{b} = \tilde{b}^*$ з другого ($l < \tilde{b} \leq b^*$), можна вибрати раціональні параметри його геометричних розмірів за умови практичної відсутності колової деформації.

У деяких ситуаціях пошкодження трубопроводу доцільно усувати за допомогою накладок. У цих випадках, на відміну від попереднього осесиметричного випадку бандажованої труби, жорсткісні характеристики оболонки в зоні накладки $\Omega = \{s, \theta: |s - s_0| \leq b/2, |\theta - \theta_0| \leq \theta^*/2\}$ є неосесиметричними функціями колової координати (s_0, θ_0 — координати центра накладки на серединній поверхні оболонки; b, θ^* — її розміри в меридіональному та коловому напрямках). Ця обставина вносить певні корективи в реалізацію розрахункової методики, викладеної в розділі «Діагностика технічного стану лінійної частини трубопроводу». У випадку осесиметричних жорсткісних характеристик оболонки (передній випадок бандажованої труби) матриця відповідної системи диференціальних рівнянь одновимірної задачі по s мала блоково-діагональну структуру і функціональні коефіцієнти ряду Фур'є для кожного номера гармоніки k ($k = 0, 1, 2, \dots, K$) визначалися незалежно один від одного (K — необхідна кількість членів ряду для досягнення заданої точності). У випадку неосесиметричних жорсткісних характеристик оболонки ця матриця є матрицею загальної структури і відповідна одновимірна

задача формулюється для «зв'язаної» системи диференціальних рівнянь $8K$ -порядку одночасно для всіх гармонік $k = 0, 1, 2, \dots, K$. Для її розв'язання можна використати пряме застосування методу ортогональної прогонки або запозичити ідею відомого в лінійній алгебрі ітераційного способу типу Гауса — Зейделя (процес Лібмана).

У разі протяжних руйнувань ремонт трубопроводу здійснюється шляхом заміни пошкодженої ділянки.

Висновки

Для виявлення пошкоджень лінійної частини трубопроводу та їх подальшого усунення розроблено комплексний підхід, що є поєднанням технічних засобів типу індикаторів деформацій, портативного приладу MESTR-411 та положень класичної теорії оболонок, механіки матеріалів, механіки руйнування, а також сучасних методів обчислювальної математики. Цей підхід дозволяє з достатньою для практики точністю оцінювати рівень напружено-деформованого стану трубопроводу щодо загрози виникнення аварійної ситуації і приймати рішення стосовно необхідності ремонту трубопроводу або можливості продовження його експлуатації. При цьому спрощується визначення рівня напружень і деформацій, і оцінювання стану трубопроводу здійснюється в режимі експрес-контролю зі скороченням кількості замірів завдяки застосуванню автоматизованих обчислень.

Щодо усунення виявлених пошкоджень у вигляді тріщин невеликої протяжності та запобігання їх подальшому поширенню розглянуто широко розповсюджений спосіб використання бандажів і накладок. На прикладі бандажування пошкодженої частини трубопроводу проілюстровано можливість вибору раціональних параметрів бандажа (товщини, ширини, натягу) за вибраним критерієм практичної відсутності колової деформації.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Иванцов О.М., Харитонов В.И.* Надежность магистральных трубопроводов. — М.: Недра, 1978. — 166 с.
2. *Камінський А.О., Бастун В.М., Карпов С.В.* Деякі методи оцінки напружено-деформованого стану магистральних газопроводів у процесі експлуатації // Вісн. АН УРСР. — 1985. — № 11. — С. 62–67.
3. *Каминский А.А., Бастун В.Н., Карпов С.В., Карпова Н.А.* Регламент контроля напряженно-деформированного состояния газопроводов с помощью пластин-свидетелей. — М.: ВНИИГАЗ, 1987. — 15 с.
4. *Каминский А.А., Бастун В.Н.* Методы определения напряженно-деформированного состояния и трещиностойкости газо- и нефтепроводов (обзор) // Прикл. механика. — 1997. — Т. 33, № 8. — С. 3–30.
5. *Клюев В.В., Мужицкий В.Ф., Горкунов Э.С., Щербинин В.Е.* Магнитные методы контроля // Неразрушающий контроль: справ. — М.: Машиностроение, 2006. — Т. 6. — 848 с.
6. *Бастун В.М., Беспалова О.І., Урусова Г.П., Минаков С.М.* Спосіб моніторингу технічного стану магистральних трубопроводів: патент України на корисну модель № 87458 // Бюл. Держ. служби інтелект. власності України. — 2014. — № 3.
7. *Bastun V.N., Bepalova E.I., Urusova G.P., Minakov A.S.* Monitoring of the technical state of a linear part of main pipelines by nondestructive express control methods // Int. J. Control Eng. Technol. — 2014. — V. 4, N 2. — P. 141–146.
8. *Фомичев С.К., Минаков С.Н., Данильчик А.В. и др.* Измеритель механических напряжений серии MESTR-411 // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. — 1998. — № 1. — С. 58–60.
9. *Фомичев С.К., Минаков С.Н., Яременко М.А. и др.* Система мониторинга напряженного состояния трубопроводов магнитоанизотропным методом // Транспорт и подземное хранение газа. — 2007. — № 1. — С. 60–68.
10. *Новожилов В.В.* Теория тонких оболочек. — Л.: Судостроение, 1951. — 431 с.
11. *Ланцош К.* Практические методы прикладного анализа. — М.: Физматгиз, 1961. — 524 с.
12. *Годунов С.К.* О численном решении краевых задач для системы линейных обыкновенных дифференциальных уравнений // Усп. мат. наук. — 1961. — Т. 16, № 3. — С. 171–174.
13. *Григоренко Я.М., Беспалова Е.И., Василенко А.Т. и др.* Численное решение краевых задач статики ортотропных слоистых оболочек вращения. — К.: Наук. думка, 1971. — 152 с.
14. *Лебедев А.А., Ковальчук Б.И., Гигиняк Ф.Ф., Ламашевский В.П.* Механические свойства конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии: справ. — К.: Наук. думка, 1983. — 366 с.
15. *Kaminsky A.A., Bogdanova O.S., Bastun V.N.* On modelling cracks in orthotropic plates under biaxial loading: synthesis and summary // FFEMS. — 2011. — V. 34. — P. 345–355.
16. *Bastun V.N.* Fracture of thin-walled bodies with a crack under biaxial loading // Eng. Fract. Mech. — 1994. — V. 5. — P. 703–709.
17. *Пермяков Н.Г., Раценкин К.Е., Лукин В.А.* Бандажирование металлических трубопроводов. — М.: ВНИИОЭНГ, 1979. — 112 с.
18. *Лукин В.А., Пашков Ю.И., Иванов М.А.* Проблемы лавинных разрушений газопроводов из сварных труб и способы их предотвращения // Вестн. ЮУрГУ. Сер. Металлургия. — 2012. — № 15. — С. 26–27.

Стаття надійшла 19.06.2014.

А.А. Каминский¹, В.Н. Бастун¹, С.К. Фомичев², Е.И. Беспалова¹, Г.П. Урусова¹, О.С. Богданова¹, С.Н. Минаков²

¹ Институт механики им. С.П. Тимошенко НАН Украины
ул. Нестерова, 3, Киев, 03057, Украина

² Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»
просп. Победы, 37, Киев, 03056, Украина

КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ПРОБЛЕМЕ ДИАГНОСТИКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ И УСТРАНЕНИЯ ИХ ПОВРЕЖДЕНИЙ

В статье рассмотрен комплексный подход к разработке средств экспресс-диагностики технического состояния линейной части магистральных трубопроводов, который включает применение экспериментальных и расчетных методов определения напряженно-деформированного состояния трубопроводов на опасных участках, в том числе при наличии дефектов типа трещин, и к оценке вероятности возникновения аварийной ситуации. Такая оценка позволяет оперативно принимать обоснованные решения относительно продолжения эксплуатации трубопровода или его остановки для выполнения ремонтных работ. Предложенный подход основан на использовании современных измерительных устройств и положений теории тонких оболочек, механики материалов и механики раз-

рушення. Приведены примеры устранения некоторых наиболее распространенных повреждений в виде продольных трещин.

Ключевые слова: магистральные трубопроводы, линейная часть, диагностика технического состояния, повреждения, безопасность эксплуатации.

A.O. Kaminsky¹, V.M. Bastun¹, S.K. Fomichov², E.I. Bespalova¹, G.P. Urusova¹, O.S. Bogdanova¹, S.M. Minakov²

¹Timoshenko Institute of Mechanics of National Academy of Sciences of Ukraine

3 Nesterova St., Kyiv, 03057, Ukraine

²National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute»

37 Peremogy Ave., Kyiv, 03056, Ukraine

COMPLEX APPROACH TO THE DIAGNOSTICS PROBLEM OF THE TECHNICAL STATE OF MAIN PIPELINES AND ELIMINATION OF THEIR DAMAGES

The article considers a complex approach to development facilities for express-diagnostics of the linear part of main pipelines which include using experimental and design methods of determining the stress-strain state of pipelines on dangerous parts, including presence of crack-type defects, and estimating the probability of emergency situation. Such estimation allows making a reasoned decision on continuation of the pipeline operation or necessity to suspend it for damage repair. Examples of elimination of some widespread damages in the form of longitudinal cracks are presented.

Keywords: main pipelines, linear part, diagnostics of a technical state, damages, operation safety.