

В работе исследуются колебания лопаток паровой турбины с разъемным полочным бандажом. Для разработанных линеаризованной и нелинейной конечно-элементных моделей пакета из двух лопаток проведены расчеты динамических характеристик и их сравнительный анализ. Полученные результаты показали возможность срыва контакта в разъемном бандаже в процессе колебаний и их нелинейный характер.

Ключевые слова: колебания, разъемный полочный бандаж, срыв контакта.

The work deals with studying of the vibrations of the steam turbine blades with detachable bandage shroud. The dynamic characteristics and their comparative analysis have been calculated for the developed linearized and non-linear finite element models of the two blades package. The results show the possibility of the opening in the split parts of the shroud during vibrations and their nonlinear nature.

Key words: vibrations, detachable bandage, shroud.

УДК 621.643.8

Г.І. ЛЬВОВ, д-р техн. наук, професор, НТУ «ХП»;

В.Г. МАРТИНЕНКО, студент, НТУ «ХП»

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗУ ДІЛЯНОК ТРУБОПРОВІДІВ З ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМИ ДЕФЕКТАМИ ТА В'ЯЗКОПРУЖНИМИ РЕМОНТНИМИ НАКЛАДКАМИ

Описаны аналитические и численные исследования по изучению напряженно-деформированного состояния участка трубопровода с дефектом в его стенке и ремонтной накладкой в месте нахождения дефекта. Исследования выполнены с использованием конечно-элементного программного комплекса инженерного анализа. Результаты представлены в виде графиков распределения перемещений и эквивалентных напряжений. Сделан сравнительный анализ результатов аналитического решения упрощенной одномерной задачи и численных расчетов задачи в объемной постановке для случаев упругих и вязкоупругих свойств стеклопластика.

Ключевые слова: трубопровод, бандаж, дефект, концентратор напряжений.

Вступ. На даний момент природний газ є одним з найбільш поширених джерел тепла та енергії. Використання цього виду палива на виробництві, в опалюванні, а також в житлових будинках підвищує потребу в транспортуванні його на великі відстані. З цією метою по всьому світу будуються газопровідні магістралі – як транснаціональні, так і внутрішньодержавні. Основним матеріалом для газопровідів є сталь. Проте в процесі експлуатації цих комунікацій стикаються з рядом проблем, серед яких однією з найважливіших є виникнення локальних дефектів трубопроводу, що з'являються внаслідок корозії металу, з якого виготовлений трубопровід, а також внаслідок дії сторонніх чинників. У такому разі через мікроскопічність розмірів ушко-

© Г. І. Львов, В. Г. Мартиненко, 2013

дження в порівнянні з характерними розмірами усієї конструкції в місці його дислокації виникає концентрація напружень, яка, з урахуванням великих значень внутрішнього тиску, може призвести до тріщин, витоку газу і руйнування конструкції. В цьому випадку ситуація руйнування особливо небезпечна, оскільки ми маємо справу з легкозаймистою і вибухонебезпечною речовиною.

В якості методу боротьби із зовнішніми дефектами газових трубопроводів поширення набуло нанесення в місці ушкодження труби шару склопластику, який заповнює порожнини дефектів і зміцнює конструкцію [1]. Тому дослідження, присвячені вивченню особливостей поведінки таких конструкцій, є актуальними. Приклад дефекту у стінці трубопроводу та ремонтної накладки, нанесеної на ділянку в місці цього дефекту, наведено на рис. 1.



Рисунок 1 – Вигляд дефекту в стінці трубопроводу та ремонтної накладки [1]

1 Постановка задачі. В даній роботі розглядається ділянка довгого трубопроводу, що складається з ізотропного матеріалу (сталь), яку зображено на рис. 2, *а*. У стінці трубопроводу знаходиться дефект, а порожнина заповнена матеріалом, утвореним матрицею склопластику (див. рис. 2, *б*).

У місці дефекту симетрично відносно нього на поверхню труби нанесений шар ортотропного матеріалу (склопластик). Ширина цього шару обирається так, щоб вона була несумірно більшою в порівнянні з розмірами дефекту [1], а товщина його – у декілька разів більше товщини труби (див. рис. 1, 2, *а*).

Ставиться задача знаходження напружено-деформованого стану (НДС) трубопроводу на ділянці дефекту з нанесеною на нього ремонтною накладкою в трьох постановках для виконання порівняльного аналізу з метою знаходження найбільш адекватної моделі, а саме: аналітично без дефекту у стінці трубопроводу за умови сумісного навантаження пружної ізотропної сталеві труби й пружної ортотропної ремонтної накладки [2] та чисельно в об'ємній постановці за допомогою методу скінченних елементів [3] без та з урахуванням в'язкопружних властивостей склопластику.

Вирішення цієї задачі є дуже важливим, тому що воно дозволяє зробити висновок щодо доцільності обраного методу ремонту ділянки трубопроводу

шляхом оцінки його максимальних напружень, а забезпечення варіювання геометричними та фізичними властивостями накладки за допомогою створення параметричної моделі може бути використане на практиці для ремонту ділянок трубопроводів з різними конфігураціями та розмірами дефектів.

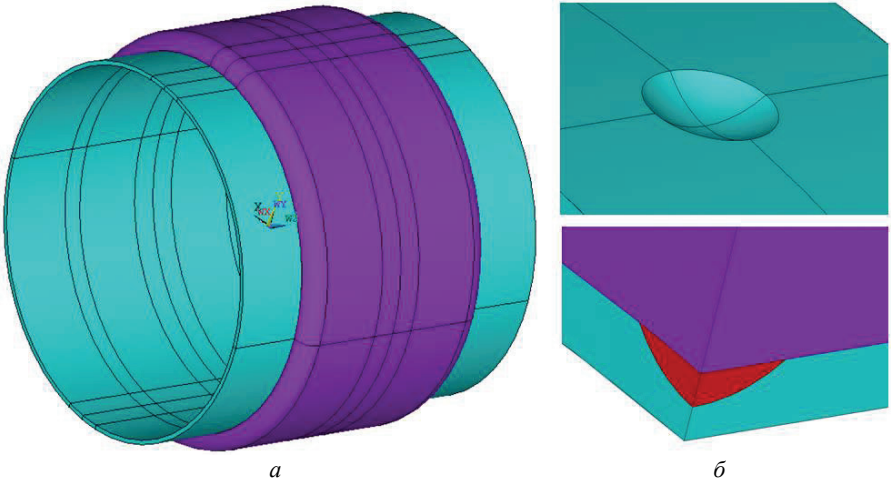


Рисунок 2 – Модель ділянки трубопроводу з ремонтною накладкою (а) та дефектом (б)

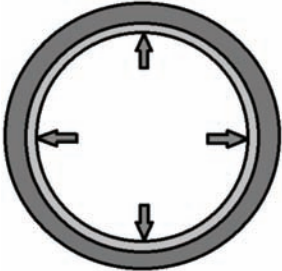


Рисунок 3 – Розрахункова модель для одновимірної задачі

2 Аналітична модель для вирішення одновимірної задачі. Розрахункова модель задачі в цьому випадку наведена на рис. 3. Плоска модель є симетричною відносно її центру, тому задача може бути зведена до одновимірної.

Рівняння Ляме для пружного ортотропного матеріалу в полярній системі координат буде мати вигляд:

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{E_\theta}{E_r} \frac{u}{r^2} = 0, \quad (1)$$

де r – радіальна координата; $u = u(r)$ – радіальні переміщення; E_r, E_θ – модулі пружності в радіальному та окружному напрямках.

У випадку ізотропних властивостей матеріалу (тобто $E_r = E_\theta$) рівняння (1) набуде вигляду, що співпадає зі стандартним видом рівняння Ляме для ізотропного матеріалу в полярній системі координат [2]:

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0. \quad (2)$$

Розв'язок рівняння (1) запишеться наступним чином:

$$u_1 = A_1 r \sqrt{E_\theta/E_r} + A_2 r^{-\sqrt{E_\theta/E_r}} \quad (3)$$

Відповідно, розв'язок рівняння (2) з урахуванням співвідношень між фізичними характеристиками ізотропного матеріалу набуде вигляду:

$$u_2 = A_3 r + A_4 / r \quad (4)$$

Тут u_1 та u_2 – функції радіальних переміщень зовнішнього та внутрішнього циліндрів відповідно, а A_i ($i = 1 \dots 4$) – константи інтегрування, що мають бути знайдені з граничних умов і умов спряженості, а саме: силової (внутрішній тиск) граничної умови на внутрішньому краю, двох умов спряженості за радіальними переміщеннями та напруженнями, а також силової (відсутність радіальних напружень) граничної умови на зовнішньому краю.

3 Об'ємна розрахункова скінченно-елементна модель. При вирішенні задачі в об'ємній постановці сталеву трубу і ортотропний бандаж вважалися порожнистими круглими циліндрами, а дефект в сталевій трубі приймався у вигляді частини сфери з центром, що виходить за межі внутрішнього циліндра. У місці закінчення ортотропної накладки знаходиться скруглення, що було представлено фігурою обертання, яка має в перерізі чверть кола. Сталева труба вважалася безкінечно довгою, що дозволило відкинути її віссиметричну частину в місці, де напружено-деформований стан стає однорідним. При цьому на вільному краю було поставлено закріплення в поздовжньому напрямі. Внутрішній тиск вважався рівномірно розподіленим силовим навантаженням, яке не залежить від окружної та поздовжньої координат. Вигляд розрахункової моделі для даного випадку наведений на рис. 4.

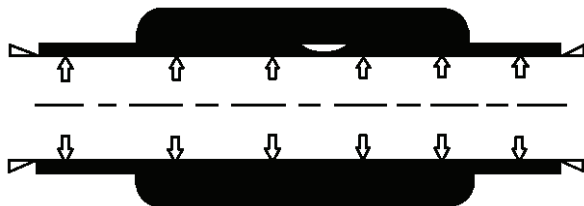


Рисунок 4 – Розрахункова модель для тривимірної задачі

При моделюванні об'ємної геометричної моделі вихідної конструкції з дефектом були використані умови симетрії відносно декартових координатних площин. Після послідовного відкидання симетричних частин конструкції була отримана одна восьма частина вихідної геометричної моделі, що дозволило істотно знизити розмірність чисельних розрахунків.

При побудові скінченно-елементної моделі за допомогою січних площин виділена невелика область конструкції поблизу дефекту, що зображена на рис. 5, б. Вона розбита квадратичними об'ємними скінченними елементами на впорядковану сітку, а частина геометричної моделі, що залишилася, розбита крупнішою впорядкованою сіткою лінійних об'ємних скінченних

елементів (рис. 5, а). Це дозволяє знизити розрахункову погрішність до менш ніж 0,5 %.

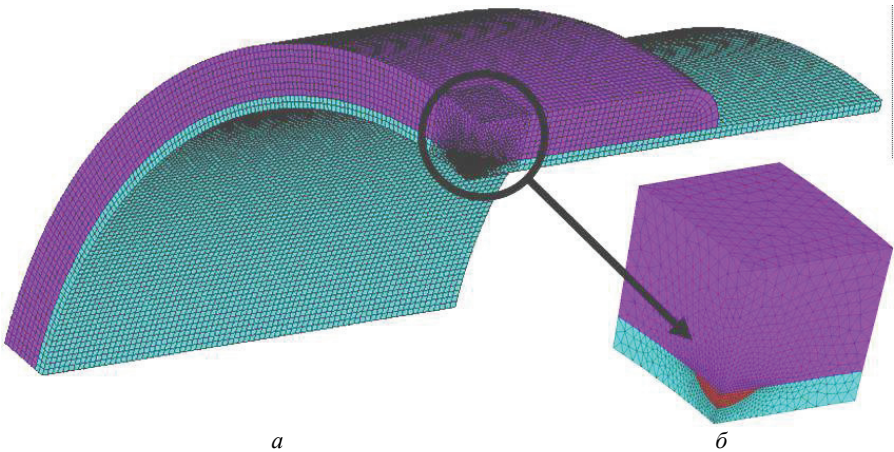


Рисунок 5 – Скінченно-елементна модель конструкції

При розгляді в'язкопружної поведінки склопластику реологічна модель його фізичних властивостей була обрана у вигляді моделі Кельвіна.

При цьому фізичні співвідношення запишуться наступним чином [4]:

$$\hat{\sigma} = \int_0^t 2G(t-\tau) \frac{d\hat{\epsilon}}{d\tau} d\tau + \hat{I} \int_0^t K(t-\tau) \frac{d\Delta}{d\tau} d\tau. \quad (5)$$

де $\hat{\sigma}$ – тензор напружень Коши; Δ – кульова частина деформації; $\hat{\epsilon}$ – тензор девіаторної частини деформації; \hat{I} – одиничний тензор; $G(t)$ – зсувна релаксаційна функція (ядро); $K(t)$ – об'ємна релаксаційна функція (ядро); t – теперішній момент часу; τ – минулий час.

Ядра релаксації можуть бути представлені у вигляді розкладання в убиваючі експоненціальні ряди Проні, залежні від часу:

$$\begin{cases} G(t) = G_\infty + \sum_{i=1}^{n_G} G_i \exp\left(-\frac{t}{\tau_i^G}\right) \\ K(t) = K_\infty + \sum_{i=1}^{n_K} K_i \exp\left(-\frac{t}{\tau_i^K}\right) \end{cases}. \quad (6)$$

де G_∞, K_∞ – зсувний і об'ємний модулі пружності на безкінечності (при $t = \infty$, тобто коли матеріал вичерпав свої в'язкі властивості); G_i, K_i – зсувний і об'ємний модулі пружності при кожному з членів рядів Проні; τ_i^G, τ_i^K – часи релаксації, що відповідають модулям пружності рядів Проні; n_G, n_K – число членів рядів Проні для зсувного і об'ємного модулів пружності.

Миттєві модулі пружності, що відповідають початковому моменту часу

($t = 0$), ϵ модулями пружності пружної поведінки матеріалу:

$$\begin{cases} G_0 = G_\infty + \sum_{i=1}^{n_G} G_i \\ K_0 = K_\infty + \sum_{i=1}^{n_K} K_i \end{cases} \quad (7)$$

Ядра релаксації можуть бути еквівалентно представлені у вигляді:

$$\begin{cases} G(t) = G_0 \left[\alpha_\infty^G + \sum_{i=1}^{n_G} \alpha_i^G \exp\left(-t/\tau_i^G\right) \right] \\ K(t) = K_0 \left[\alpha_\infty^K + \sum_{i=1}^{n_K} \alpha_i^K \exp\left(-t/\tau_i^K\right) \right] \end{cases} \quad (8)$$

де $\alpha_\infty^G = G_\infty/G_0$, $\alpha_i^G = G_i/G_0$, $\alpha_\infty^K = K_\infty/K_0$, $\alpha_i^K = K_i/K_0$ – відносні зсувні та об'ємні модулі.

4 Результати розрахункових досліджень. На рис. 6, *a* представлений графік залежності радіальних переміщень (u_r) у небандажованій (коротка лінія зверху) та бандажованій (довга лінія знизу) трубах без дефекту від радіальної координати (r), що відповідає аналітичній моделі, описаній у п. 2. Як видно з графіку, бандажування ортотропним склопластиковим бандажем знижує рівень радіальних переміщень приблизно на 20 %. На рис. 6, *б* показані відповідні цим переміщенням радіальні напруження (σ_r).

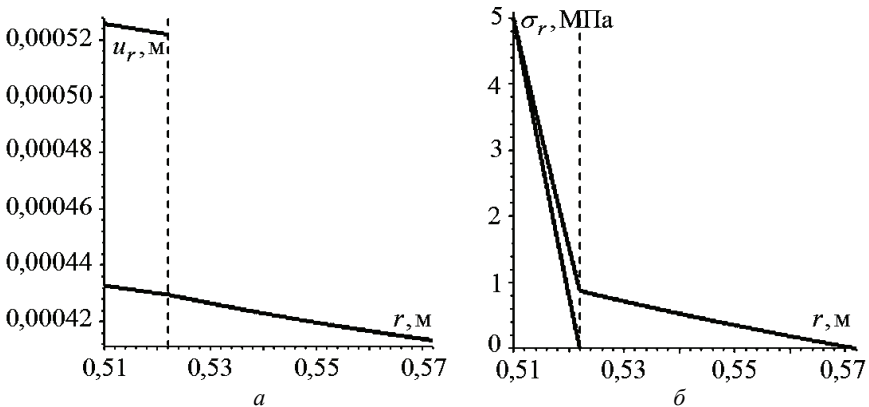


Рисунок 6 – Результати розрахунків, виконані за допомогою аналітичної моделі:
a – радіальні переміщення, *б* – радіальні напруження

Тут нижня коротка лінія відображає напруження у небандажованій трубі, а верхня довга – у бандажованій. Графік напружень свідчить про те, що бандажування знижує також перепад між максимальним та мінімальним рівнями напружень.

На рис. 7 представлений графік розподілу еквівалентних за Мізесом напружень у небандажованій трубі з дефектом, отриманий за допомогою скінченно-елементної моделі, подібної до тієї, що описана у п. 3. Відносне розходження результатів між аналітичною та чисельною моделями у випадку відсутності бандажу для радіальних переміщень та радіальних напружень, підрахованих у точці об'ємної моделі, віддаленої від дефекту, складає приблизно 1 %. Як видно з рис. 7, максимальні еквівалентні напруження розташовані у центрі дефекту й дорівнюють 439 МПа, а коефіцієнт концентрації напружень становить приблизно 3 (якщо вважати номінальними напруження у точці, віддаленій від концентратора).

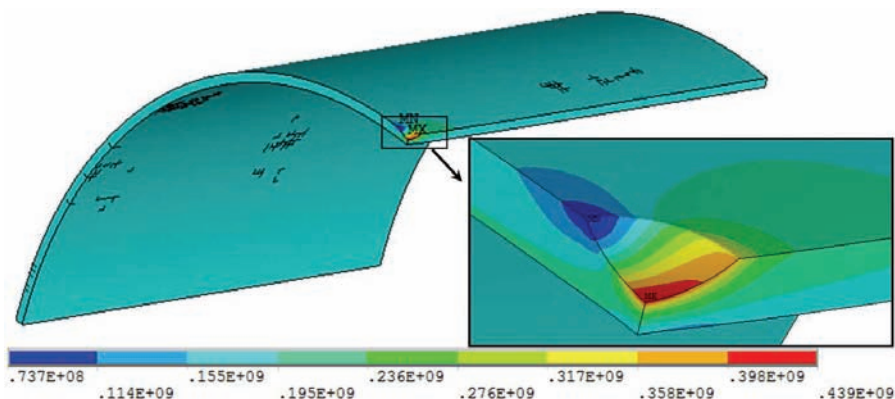


Рисунок 7 – Еквівалентні за Мізесом напруження у небандажованій трубі з дефектом, отримані за допомогою скінченно-елементної моделі

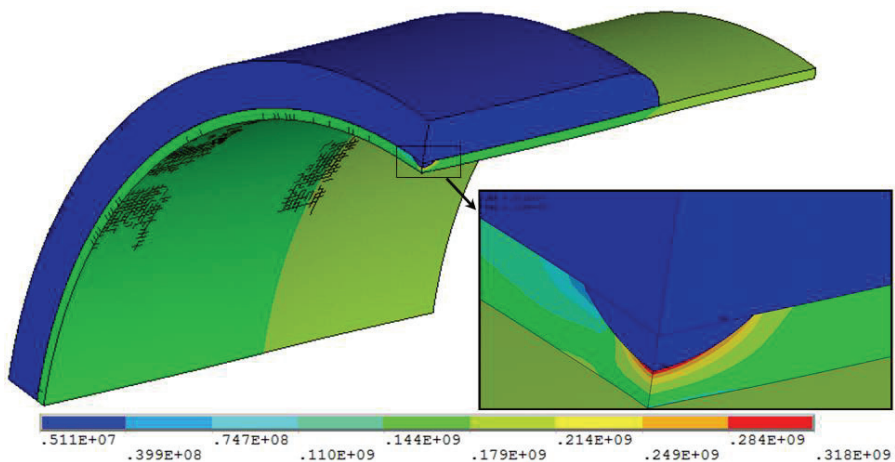


Рисунок 8 – Еквівалентні за Мізесом напруження у бандажованій пружно накладкою трубі з дефектом, отримані за допомогою скінченно-елементної моделі

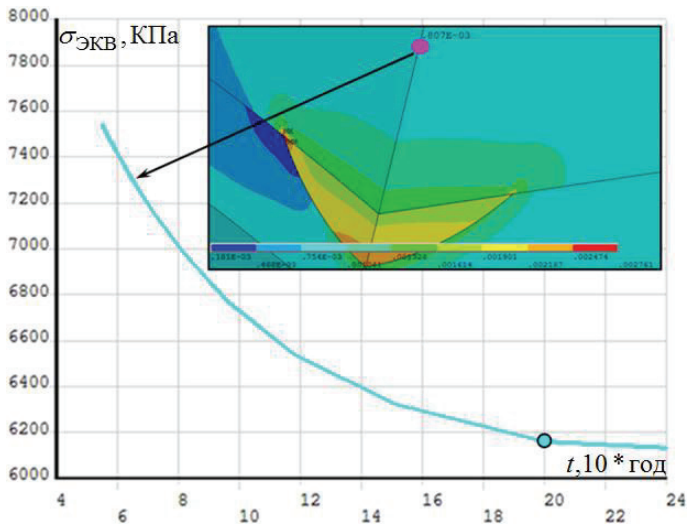


Рисунок 9 – Графік залежності еквівалентних напружень від часу для точки бандажа

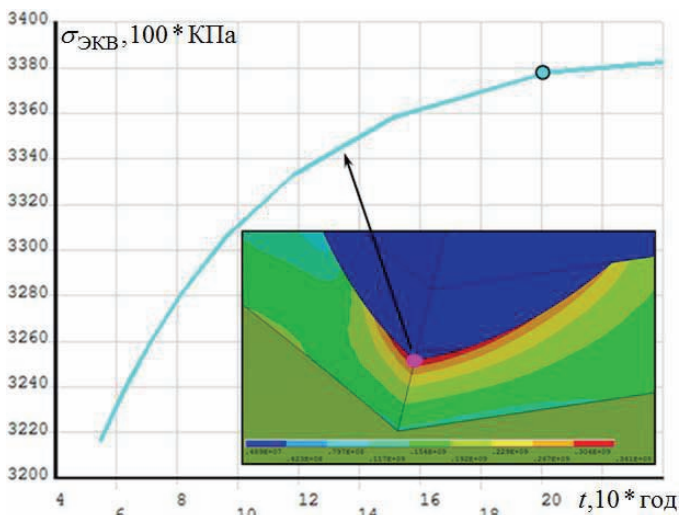


Рисунок 10 – Графік залежності еквівалентних напружень від часу для точки сталевій трубі

На рис. 8 представлений графік розподілу еквівалентних за Мізесом напружень у бандажованій трубі з дефектом для випадку пружного бандажа. Відносно розходження результатів є на рівні 1,5 %, а коефіцієнт концентрації напружень у сталевій трубі знижується до 2. Максимальні еквівалентні напруження в бандажованій сталевій трубі складають 318 МПа, що на 37 %

менше у порівнянні з аналогічними результатами для небандажованої труби.

На рис. 9-10 показані графіки залежності еквівалентних напружень ($\sigma_{\text{ЭКВ}}$) від часу (t) для обраної точки бандажа (див. рис. 9) та точки концентрації напружень у сталевій трубі (див. рис. 10) у випадку в'язкопружної поведінки склопластику. Як видно з графіків, до моменту часу 200 годин відбувається стабілізація напружень, тобто їх релаксація у склопластику. Відтак подальші результати можна розглядати саме для моменту часу 200 годин.

Максимальні еквівалентні напруження в сталевій трубі для випадку в'язкопружної поведінки бандажу на момент часу 200 годин складають 341 МПа, що на 7,2 % більше у порівнянні з аналогічним результатом для випадку пружної поведінки склопластику, та водночас й на 28 % менше у порівнянні з небандажованою трубою.

Висновки. У ході досліджень було встановлено, що розходження результатів розрахунків між одновимірною та об'ємною моделями становить менше 2 %, що свідчить про можливість та необхідність використання об'ємної моделі, тому що вона дозволяє враховувати дефект. Також визначено, що бандажування знижує перепад між радіальними напруженнями за відсутності дефекту та значно зменшує рівень максимальних еквівалентних за Мізесом напружень у місці дефекту як у випадку пружної, так і у випадку в'язкопружної поведінки склопластику. Це свідчить про доцільність використання такого способу ремонту трубопроводів за умов виникнення в них одиничних локальних дефектів. Водночас врахування в'язкопружних властивостей склопластику збільшує максимальні еквівалентні за Мізесом напруження, що говорить про необхідність їх розгляду. Слід також зазначити, що при використанні однієї з умов симетрії (а саме тієї, що відображає дефект на протилежну стінку труби) для геометричної моделі було зроблено припущення щодо відсутності впливу на НДС локального збурення від концентратора у місці прикладання умов симетрії. Це припущення було перевірене й підтвержене порівняльними розрахунками для моделей з одним та двома протилежно розташованими дефектами, що й дозволило використати його у подальших розрахунках.

Список літератури: 1. *Мустафин Ф.М.* Защита трубопроводов от коррозии. Т.2 / *Ф.М. Мустафин, Л.И. Быков.* – М.: Недра, 2007. – 708 с. 2. *Самуль В.И.* Основы теории упругости и пластичности / *В.И. Самуль.* – М.: Высшая школа, 1982. –264 с. 3. *Зенкевич О.С.* Метод конечных элементов в технике / *О.С. Зенкевич.* – М.: Мир, 1975. – 543 с. 4. *Москвитин В.В.* Сопротивление вязкоупругих материалов применительно к зарядам ракетных двигателей на твердом топливе / *В.В. Москвитин.* – М.: Наука, 1972. –327 с.

Надійшла до редколегії 02.10.2013

УДК 621.643.8

Особливості моделювання та аналізу ділянок трубопроводів з експлуатаційними дефектами та в'язкопружними ремонтними накладками / Г. І. Львов, В. Г. Мартиненко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 63 (1036). – С. 81-90. – Бібліогр.: 4 назв.

ISSN 2078-9130. Вісник НТУ «ХП». 2013. № 63 (1036)

89

Описано аналітичні та чисельні дослідження з вивчення напружено-деформованного стану ділянки трубопроводу з дефектом у його стінці та ремонтною накладкою в місці знаходження дефекту. Дослідження виконано з використанням скінченно-елементного програмного комплексу інженерного аналізу. Результати представлено у вигляді графіків розподілу переміщень та еквівалентних напружень. Зроблено порівняльний аналіз результатів аналітичного вирішення спрощеної одновимірної задачі та чисельних розрахунків задачі в об'ємній постановці для випадків пружних та в'язкопружних властивостей склопластику.

Ключові слова: трубопровід, бандаж, дефект, концентратор напружень.

The analytical and numerical studies of stress-strain state of pipeline with defect in its wall and repair layer in place of defect are described. The study was conducted using the finite element software package of engineering analysis. Results are presented as displacement vectors and distribution graphs of equivalent stress. Comparative analysis of results of analytical solution of simplified one-dimensional problem and numerical calculations in volume formulation in case of elastic and viscoelastic properties of fiberglass are presented.

Keywords: pipeline, layer, defect, stress concentrator.

УДК 621.375

Г.Ю. МАРТЫНЕНКО, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И АНАЛИЗ ДИНАМИКИ МОДЕЛЬНОГО РОТОРА В МАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКАХ РАЗНЫХ ТИПОВ

Описаны экспериментальные исследования по изучению динамики модельного ротора в комбинированном пассивно-активном магнитном подвесе. Исследования выполнены с использованием специализированного программно-аппаратного комплекса. Результаты представлены в виде виброперемещений центров опорных участков ротора, их траекторий движения, спектрограмм, а также амплитудно-частотных характеристик. На основании анализа экспериментальных данных предложена модифицированная конструкция ротора, позволившая снизить амплитуды колебаний при значениях скоростей вращения близких к критическим.

Ключевые слова: динамика ротора, магнитные подшипники, критические скорости.

Введение. Данная работа является продолжением серии публикаций [1–2], посвященных экспериментальному исследованию динамики ротора в магнитных подшипниках. Эти исследования выполнялись на специально созданной лабораторной установке [3]. В ней реализован пассивно-активный магнитный подвес, который может рассматриваться как вариант опор легких высокоскоростных роторов, например, турбодетандерных и детандер-компрессорных агрегатов. Для сбора и обработки данных был использован раз-

© Г. Ю. Мартыненко, 2013