

14. Zhou, Y.-H. Active control of nonlinear piezoelectric circular shallow spherical shells / Y.-H. Zhou, H. S. Tzou // Int. J. of Solids and Structures. – 2000. – Vol. 37, № 12. – P. 1663–1677.
15. Механика связанных полей в элементах конструкций: [в 5 т.] / Под общ. ред. А. Н. Гузя. Т. 5. Электроупругость / В. Т. Гринченко, А. Ф. Улитко, Н. А. Шульга. – К.: Наук. думка, 1989. – 280 с.
16. Бабаев, А. Э. Нестационарные волны в сплошных средах с системой отражающих поверхностей / А. Э. Бабаев. – К.: Наук. думка, 1990. – 176 с.
17. Янчевский, И. В. Минимизация прогибов круглой электроупругой биморфной пластины при импульсном нагружении / И. В. Янчевский // Пробл. обчислювальної механіки і міцності конструкцій : Зб. наук. пр. – 2011. – Вип. 16. – С. 303–313.
18. Янютин, Е. Г. Импульсные воздействия на упругодеформируемые элементы конструкций / Е. Г. Янютин, И. В. Янчевский. – Харьков: Изд-во Харьков. автодор. ин-та, 2001. – 184 с.
19. Янчевский, И. В. Нестационарные колебания асимметричного дискового биморфа в режиме прямого пьезоэлектрического эффекта / И. В. Янчевский // Пробл. машиностроения. – 2010. – Т. 13, № 6. – С. 42–47.

Надійшла до редакції 04.12.14

Н. Г. Гармаш,
канд техн. наук
Институт проблем
машинобудування
ім. А. М. Підгорного
НАН України
м. Харків,
e-mail: garm_n@mail.ru

УДК 539.3; 539.4

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ВАЛОПРОВОДУ ТУРБОАГРЕГАТА Т-250/300-240 ПРИ ПРОСАДЦІ ОПОР ТА МИТТЄВОМУ РОЗБАЛАНСУВАННІ

Описується чисельне моделювання коливань валопроводу турбоагрегата Т-250/300-240 з початковими та набутими при експлуатації дефектами. Використовується методичне та програмне забезпечення, яке дозволяє визначити вібраційні характеристики дефектів із використанням стрижневих розрахункових моделей. Одержані віброознаки експлуатаційних дефектів можуть бути використані для оцінки їх наявності і розвитку на працюючому турбоагрегаті.

Ключові слова: ротор, валопровід, турбоагрегат, дефект, вібраційні характеристики.

Вступ

Енергетичне обладнання багатьох електростанцій України на цей час знаходиться на межі вичерпання ресурсу. Потужні теплофікаційні турбіни, які складають основу теплоенергетики, часто використовуються у режимах компенсації пікових навантажень, що супроводжуються підвищеним спрацюванням ресурсу. Умови експлуатації цих енергоагрегатів можуть стати причиною розвитку початкових та появи нових дефектів, що може викликати підвищення їх вібрації і призвести до руйнування. Проблема продовження надійної і безпечної експлуатації теплофікаційних турбін набуває особливого значення. Визначальним фактором при її вирішенні є достовірність даних про вібраційний стан, який є інформативним чинником появи дефектів та зміни тепломеханічних режимів роботи.

Актуальність роботи

Для багатьох дефектів валопроводів вібраційні характеристики недостатньо визначені і потребують уточнення. Тому виявлення дефектів роторів парових турбін при експлуатації є актуальною науково-технічною проблемою, розв'язання якої пов'язано з застосуванням як теоретичних, так і експериментальних методів діагностування вібраційної навантаженості і створення систем контролю та запобігання нештатним ситуаціям [1, 2].

Аналіз динаміки роторних систем потребує проведення великої кількості розрахунків. Для валопроводів потужних турбоагрегатів, які включають у себе кілька роторів, визначення особливостей коливальних процесів, викликаних дією вимушених сил, є трудомістким. Тому необхідна побудова простих розрахункових моделей, що дозволяють відображати конструктивні особливості та реальні умови роботи турбоагрегатів.

© Н. Г. Гармаш, 2015



Рис. 1. Модель валопроводу турбоагрегата Т-250/300-240

Постановка задачі

Для аналізу вібраційного стану валопроводів на пружно-демпферних опорах на основі методу скінченних елементів розроблено методичне та програмне забезпечення, що дозволяє отримувати спектр власних частот і форми вільних коливань у заданому інтервалі частот, амплітудно-частотні характеристики при гармонічному і негармонічному силовому і кінематичному збудженні, а також розглядати нестационарні динамічні процеси шляхом інтегрування рівнянь руху методами Ньюмарка або Вілсона [3]. Розрахункові моделі валопроводів складаються із стрижневих ділянок різного поперечного перерізу і матеріалу, для кожної з яких враховуються деформації розтягу, кручення і згину. Диски ступенів з лопатками, муфти, фланці або балансувальні вантажі моделюються зосередженими масами і моментами інерції. У місці з'єднання двох сусідніх ділянок ротора у випадку необхідності врахування конструктивних особливостей задаються з'єднувальні жорсткості, а також величини, які характеризують недосконалість з'єднання, що можуть з'явитися при зібранні роторів, – зміни переміщень (зміщення осей) і зміни кутів повороту (злами) осей валопроводу [4].

При дослідженні коливань валопроводу турбоагрегата Т-250/300-240, який складається з ротора високого тиску (РВТ), двох роторів середнього тиску (РСТ-1 і РСТ-2), ротора низького тиску (РНТ) та ротора генератора, використовувалась розрахункова модель, яку подано на рис. 1.

Розрахункова схема валопроводу враховує всі конструктивні особливості валопроводу, має 241 стрижневу ділянку сталого поперечного перерізу з розподіленою масою. Фланці та диски ступенів з облопаченням моделюються 54 зосередженими масами і моментами інерції. Валопровід опирається на дев'ять податливих підшипників ковзання, один з яких є упорно-опорним (номери опор позначені на рис. 1 цифрами).

Результати досліджень

Ідентифікація скінченноелементної стрижневої розрахункової моделі [5] валопроводу турбоагрегата Т-250/300-240 проводилась підбором величин ексцентриситетів дисків у двох перпендикулярних площинах шляхом порівняння розрахункових траєкторій руху осі валопроводу відносно підшипників з експериментальними даними, які отримані за допомогою системи вібродіагностики, встановленої на Харківській ТЕЦ-5 [6]. Результати чисельних досліджень порівнювались з розгінними та вибіговими характеристиками валопроводу турбоагрегата Т-250/300-240, отриманими експериментально [4]. Вибігові експериментальні характеристики показують, що значні коливання точок на опорах мають місце при незначних швидкостях обертання, що свідчить про початкові згинні деформації ротора, викликані дефектами з'єднання муфт. Тому ідентифікація параметрів розрахункової схеми валопроводу повинна проводитись не лише за характеристиками небалансу, а і по викривленню осі валопроводу за рахунок дефектів у муфтах.

Для одержаної розрахункової моделі проведені чисельні дослідження найбільше поширених початкових та набутих експлуатаційних дефектів. На практиці при зболченні фланців роторів часто виникають недосконалість з'єднання (неспіввісність осей (колінчастість) роторів або злами прямолінійності осі валопроводу). Такі дефекти при обертанні роторів збуджують коливання, викликані небалансом за рахунок відхилення осі валопроводу від осі його обертання. Проведені чисельні дослідження вимушених коливань збалансованого і незбалансованого (реального) валопроводу за наявності різних недосконалостей з'єднань муфт між окремими роторами. Встановлено, що для незбалансованого валопроводу має значення, в якій площині знаходяться дефекти з'єднання у відношенні до небалансу окремих роторів. Розглянуто вплив цих дефектів при їх розміщенні в горизонтальній і вертикальній площинах [4].

Одним із експлуатаційних дефектів, що часто зустрічається на практиці, є просадка опор підшипників. За рахунок зменшення навантаження на підшипник при його просадці жорсткість масляного шару зменшується [7]. Унаслідок цього підшипники, що знаходяться поряд із ним, підвантажуються. Таким чином здійснюється перерозподіл реакцій опор підшипників на валопровід. Це приводить до суттєвих змін як вибігових характеристик валопроводу, так і траєкторій руху точок валопроводу в районі підшипників практично на всіх опорах. Проведено дослідження перерозподілу реакцій опор у випадку просадки першої і другої опор на 5 мм, п'ятої та шостої опор одночасно, оскільки вони знаходяться близько одна від одної, – на 4 мм та останньої, дев'ятої опори, – на 10 мм. Величина просадки розглядалась у відношенні до випадку правильно виставлених опор, при якому в муфтах не виникають поперечні сили і моменти при повороті осі валопроводу від навантаження роторів власною вагою. Результати розрахунків, наведені в таблиці, показують перерозподіл навантаження на опори підшипників.

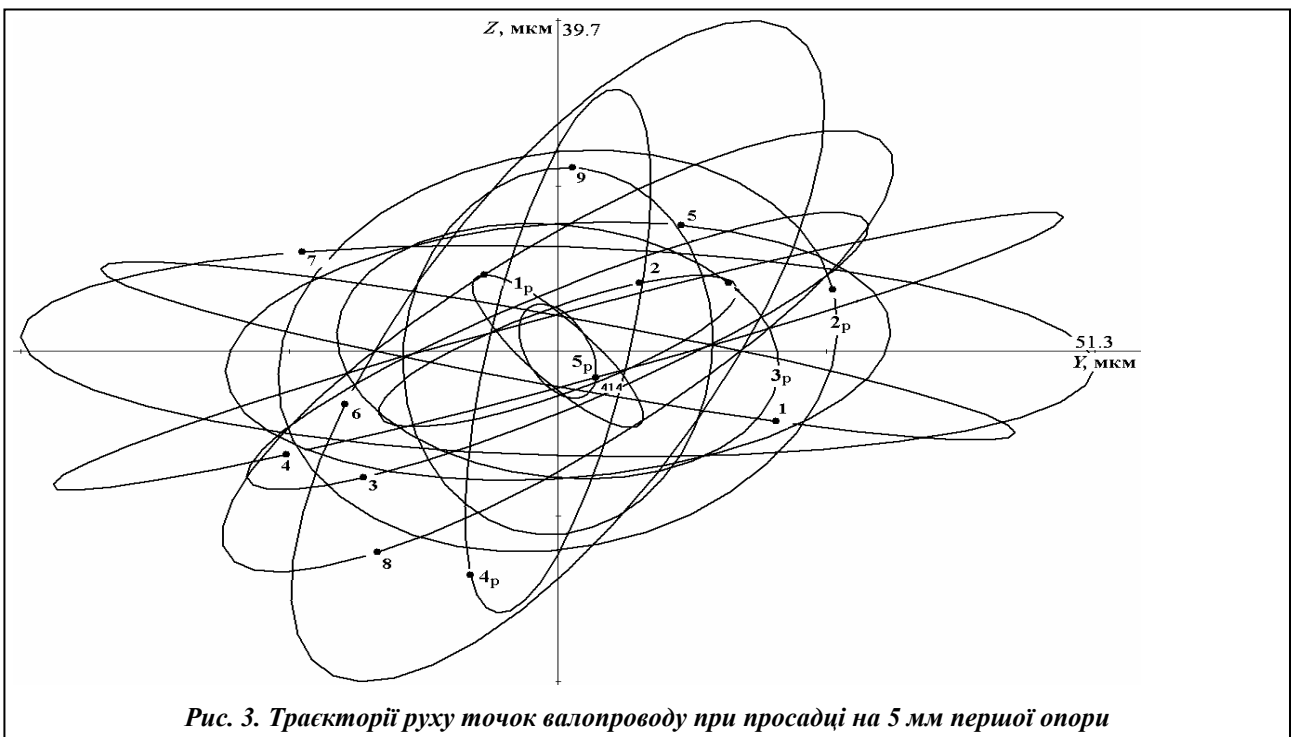
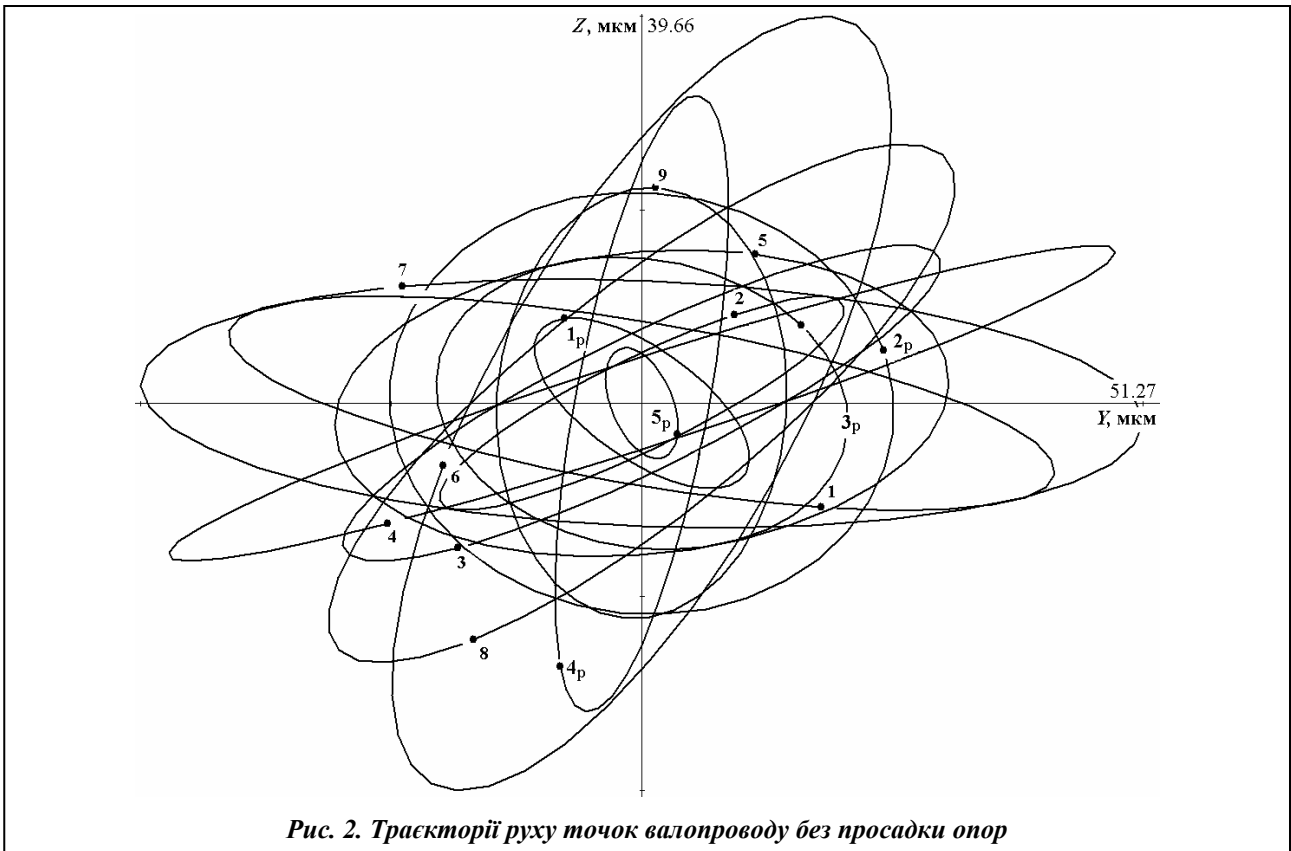
Навантаження підшипників у випадку просадки опор

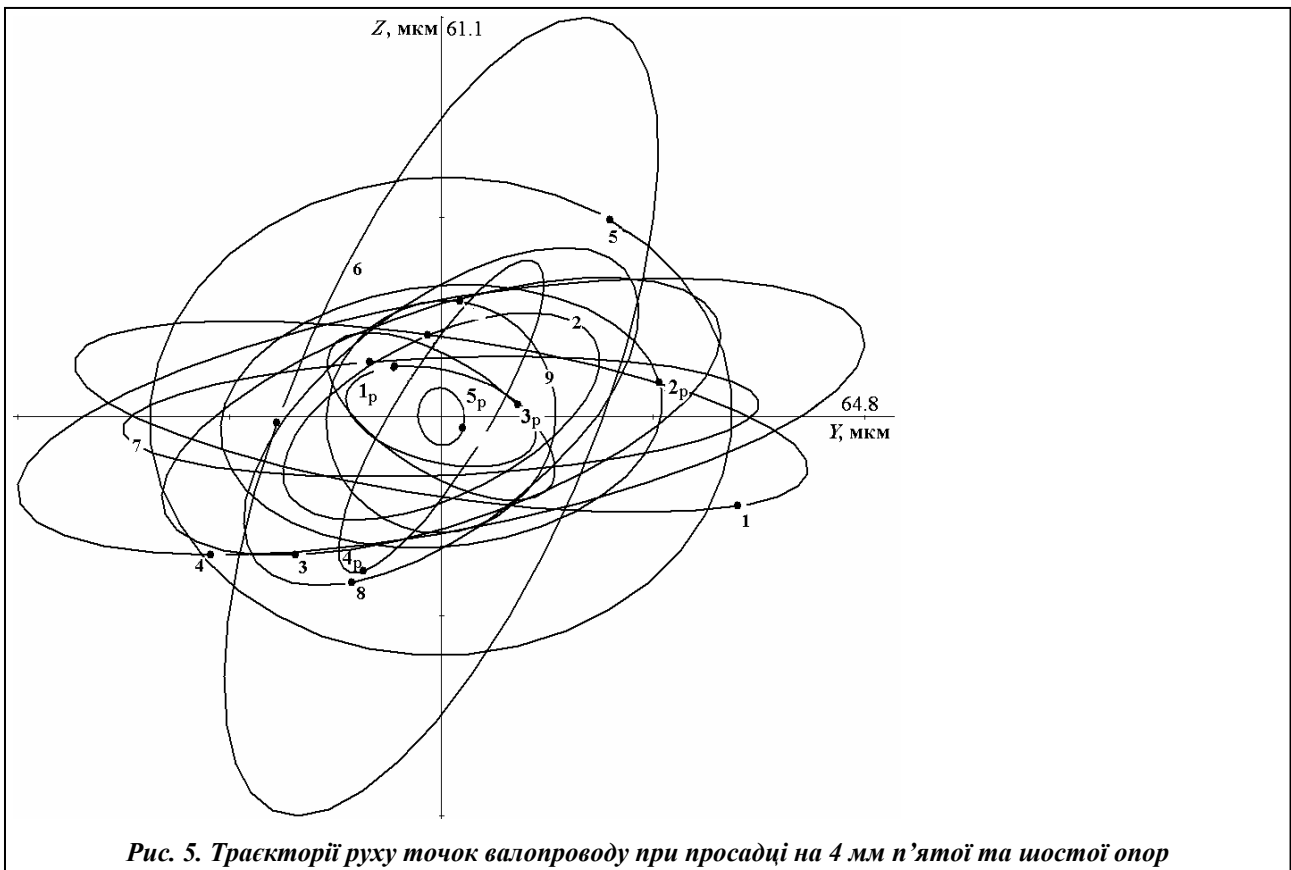
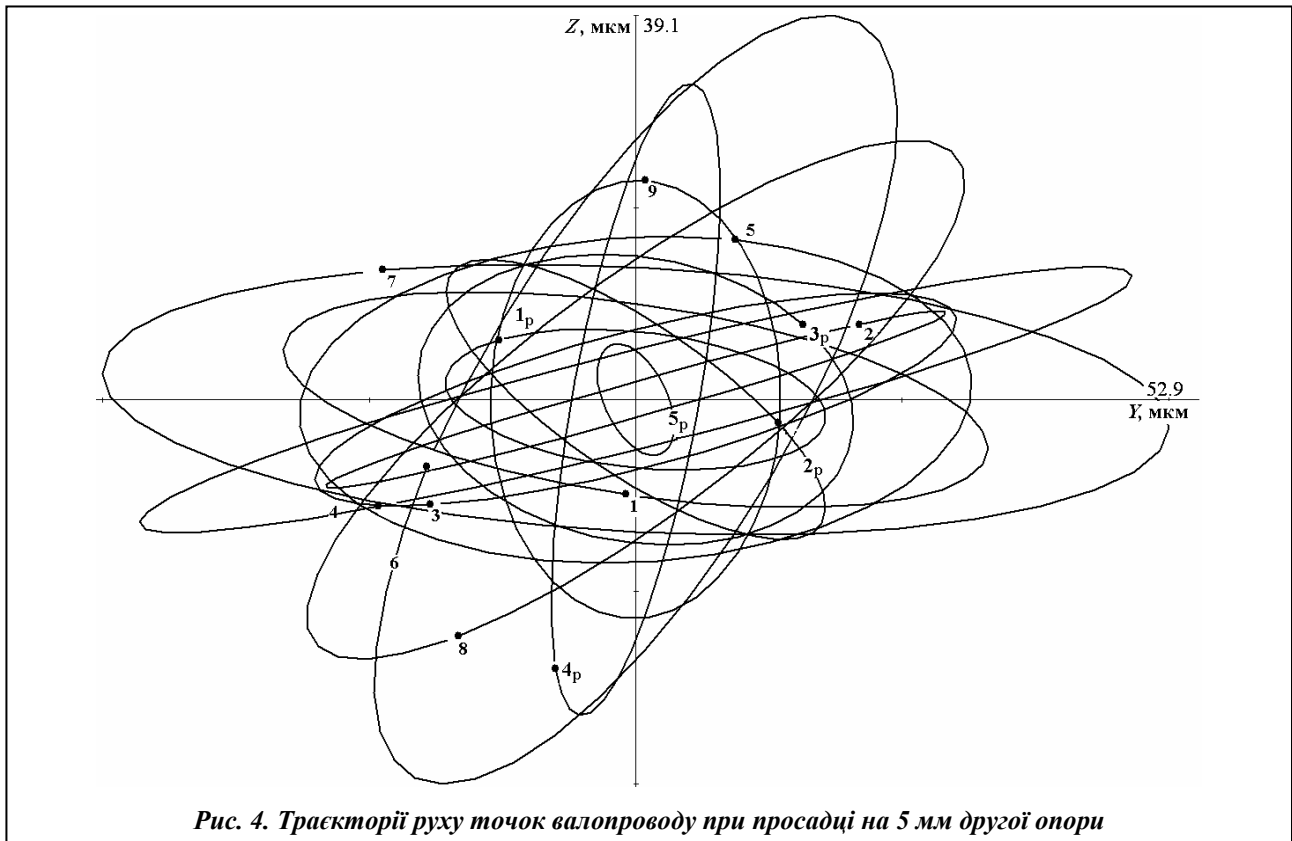
№ підшипника	Навантаження, кН				
	Без просадки опор	Просадка 1 опори на 5 мм	Просадка 2 опори на 5 мм	Просадка 5 і 6 опор на 4 мм	Просадка 9 опори на 10 мм
1	36,8	20,98	71	37,52	36,81
2	90,09	124,71	3,897	84,53	90,054
3	79,45	59,47	204,12	48,39	79,512
4	112,94	113,56	47,47	200,18	113,73
5	153,07	154,12	143,24	108,96	157,27
6	165,03	164,88	167,91	57,81	149,46
7	167,1	167,02	168,01	373,83	42,84
8	247,15	247,17	246,92	147,29	414,18
9	230,42	230,43	230,41	225,89	202,09

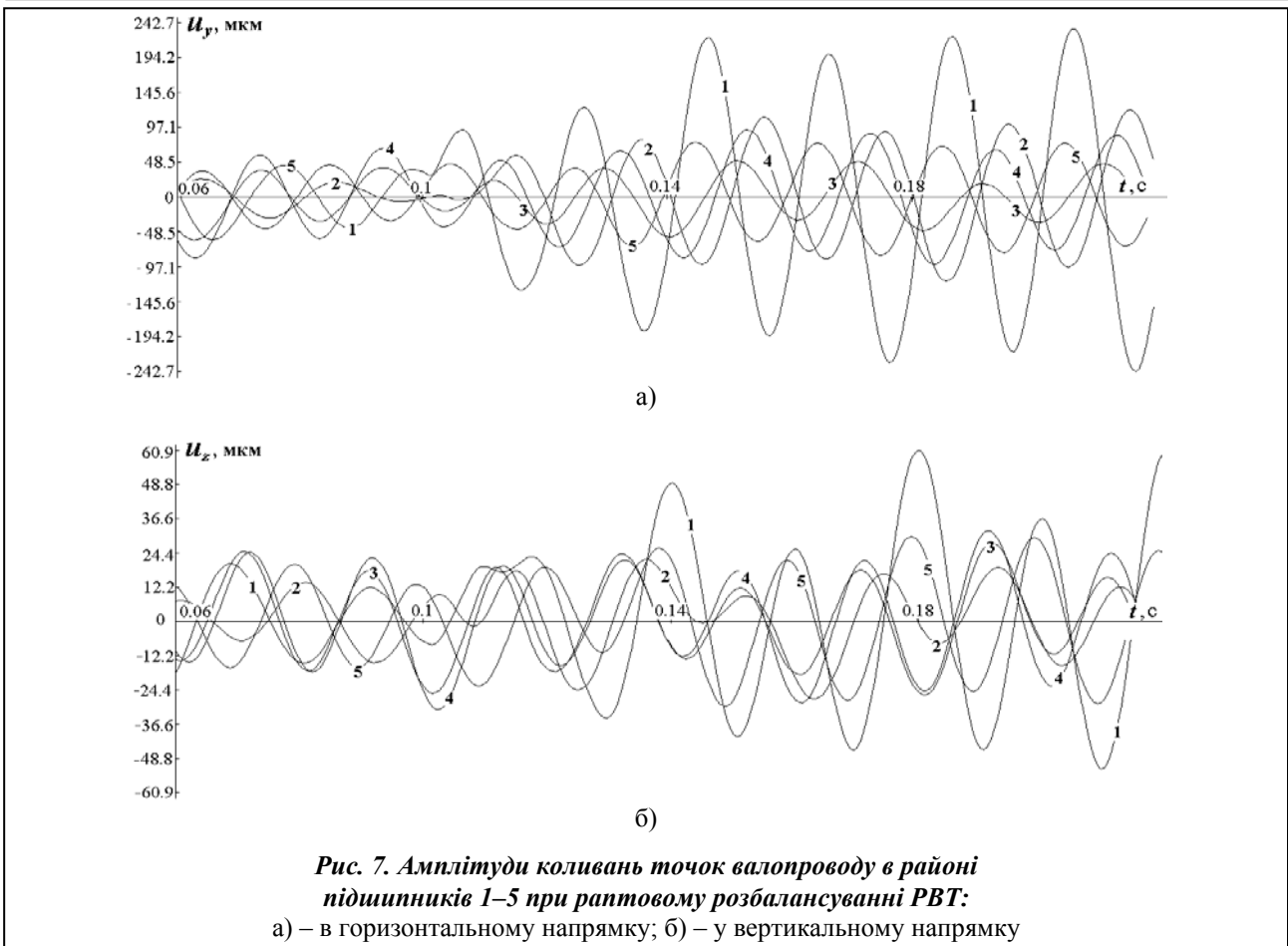
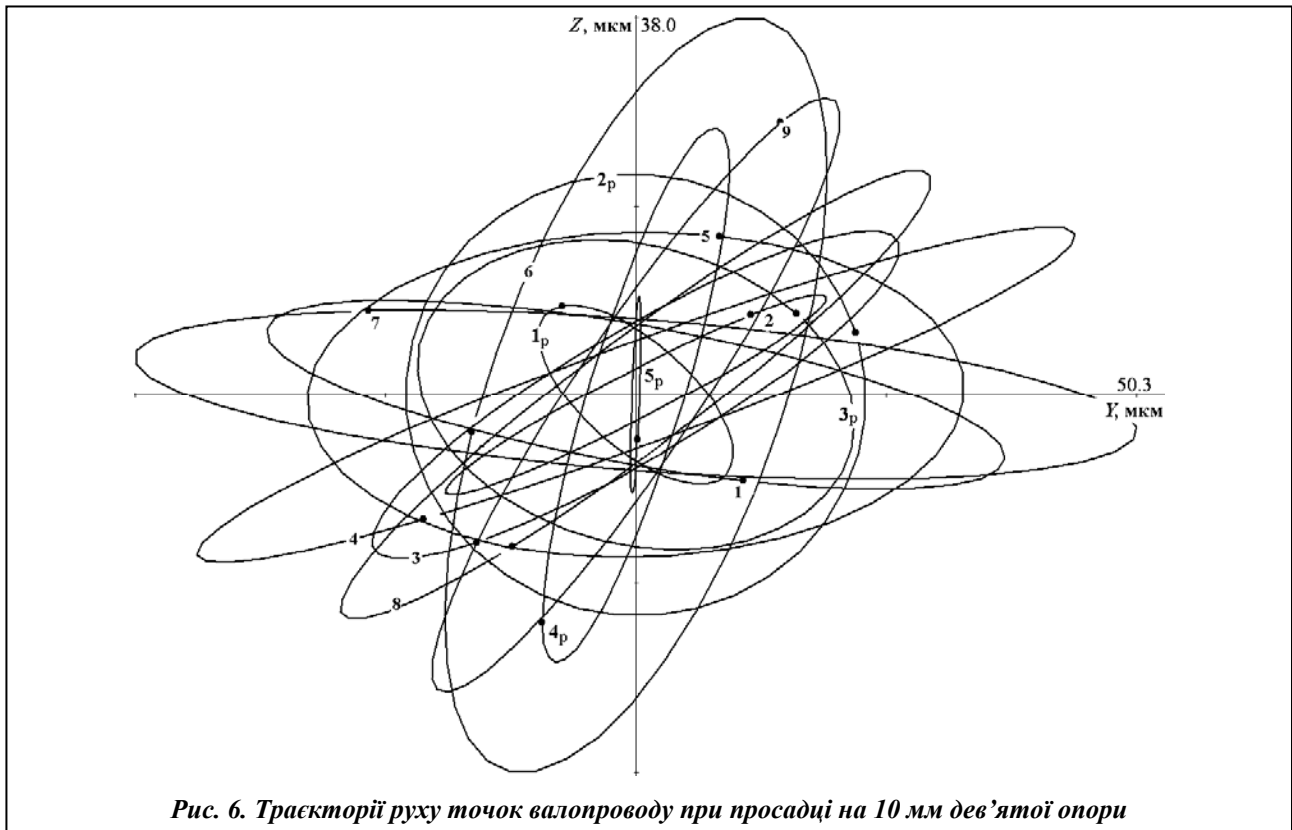
Установлено, що просадка опор викликає зміни амплітудо-фазочастотних характеристик валопроводу та траєкторій руху його окремих точок. На рис. 2 наведено траєкторії руху точок валопроводу відносно положення статичної рівноваги осі валопроводу без просадки опор при робочій частоті обертання 50 Гц. Криві, позначені цифрами 1–9, відносяться відповідно до точок валопроводу в районі опор (рис. 1), а позначені цифрами 1_p–5_p – до середини роторів РВТ, РСТ-1, РСТ-2, РНТ та генератора. На рис. 3–6 наведено траєкторії руху цих же точок валопроводу для різних випадків просадки опор. Спостерігається суттєва зміна як вибігових характеристик, так і траєкторій руху точок валопроводу практично на всіх опорах. Одержані результати можуть бути використані для діагностування просадки опор турбоагрегата Т-250/300-240 в умовах експлуатації.

Миттєве розбалансування ротора валопроводу, яке може бути викликане впливом різних внутрішніх і зовнішніх факторів, призводить до підвищення рівня вібрацій турбоагрегата. Для визначення вібраційних ознак появи експлуатаційних дефектів проведені чисельні дослідження розбалансування валопроводу на різних ступенях роторів. Амплітудо-фазочастотні характеристики вимушених коливань на номінальній частоті обертання одержані в місцях установки датчиків для виміру зазорів до валопроводу в системі вібродіагностики.

Для досліджень перехідних процесів коливань при миттєвих розбалансуванні валопроводу використовувався метод покрокового інтегрування Ньюмарка. На рис. 7 для прикладу зображені амплітуди коливань точок валопроводу в районі 1–5-ї опор при раптовому розбалансуванні ротора високого тиску в області шостого ступеня.







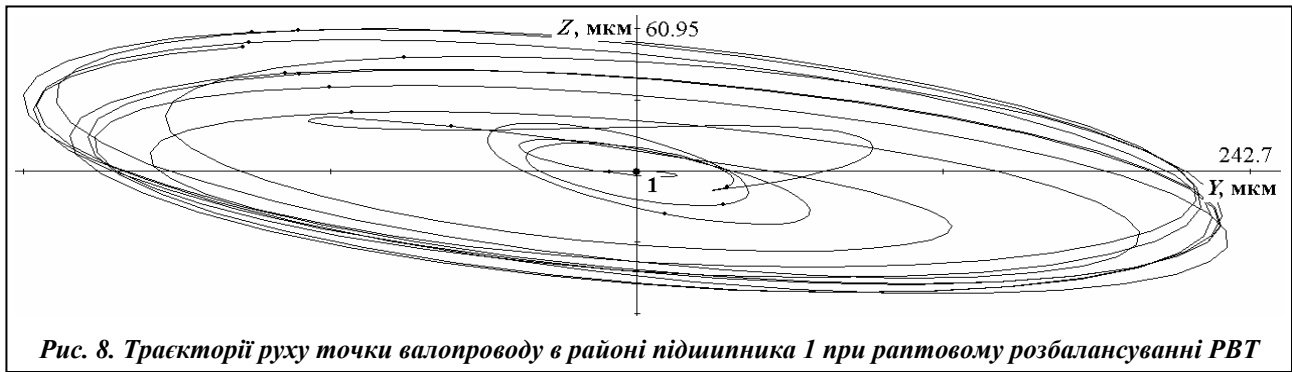


Рис. 8. Траєкторії руху точки валопроводу в районі підшипника 1 при раптовому розбалансуванні РВТ

На рис. 8 показано траєкторії руху точки валопроводу в районі першого підшипника, амплітуди коливань якої максимальні (рис.7), при раптовому розбалансуванні шостого ступеня ротора високого тиску турбоагрегата.

Значне зростання амплітуд у момент розбалансування інколи може викликати навіть недопустимий рівень вібрацій валопроводу, але з часом процес коливань стає усталеним (рис.8). Проведено чисельне моделювання раптового розбалансування роторів валопроводу в районі інших ступенів, результати чисельних досліджень, одержані при цьому, можуть бути використані системою вібродіагностики для виявлення місця і причин миттєвого розбалансування валопроводу.

Висновки

Проведені дослідження коливань валопроводу турбоагрегата Т-250/300-240 з урахуванням впливу початкових і набутих при експлуатації дефектів (зміщення та зламу осі валопроводу при порушенні з'єднання роторів в муфтах, миттєвого розбалансування роторів, просадки опор) дозволили оцінити вплив указаних дефектів на вібраційні характеристики валопроводу. На їх основі одержано характерні віброознаки цих дефектів. Використання визначених характерних віброознак початкових та набутих дефектів дозволить розширити можливості експертної системи оцінки їх наявності і розвитку, яка є складовою автоматизованої системи вібродіагностики турбоагрегата Т-250/300-240.

Література

1. Шульженко, Н. Г. Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований) / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Б. Ф. Зайцев. –Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. – 370 с.
2. Шульженко, М. Г. Діагностування вібраційного стану, термоміцності та ресурсу енергетичних агрегатів / М. Г. Шульженко // Вісн. НАН України. – 2014.– № 12.– С. 39–43.
3. Бате, К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вильсон. – М.: Стройиздат, 1982. – 448 с.
4. Моделювання коливань валопроводу турбоагрегата за наявності експлуатаційних дефектів / М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Н. Г. Гармаш, Ю. Г. Єфремов // Вібрації в техніці та технологіях. – 2014. – № 2 (74). – С. 93–100.
5. Шульженко, Н. Г. Идентификация стержневых моделей валопроводов по данным экспериментальных исследований / Н. Г. Шульженко, Ю. Г. Ефремов, А. М. Ганжа // Пробл. машиностроения. – 2002. – Т. 5, № 4. – С. 67–71.
6. Вибродиагностирование роторных агрегатов автоматизированными стационарными и мобильными системами / Н. Г. Шульженко, Ю. Г. Ефремов, В. И. Цыбулько, А. В. Депарма // Вібрації в техніці та технологіях. – 2014. – № 3 (75). – С. 101–110.
7. Костюк, А. Г. Динамика и прочность турбомашин / А. Г. Костюк. – М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.

Надійшла до редакції 17.02.15