

Підвищення вібронадійності відцентрових насосів АЕС

Increased vibron reliability of AEC centrifugal pumps

А. С. Яценко

АТ «ВНДІАЕН» Науково-дослідний та проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування, Суми, Україна

Мета. Підвищення технічного рівня відцентрових насосних агрегатів АЕС шляхом створення достовірних математичних моделей динамічної системи «ротор — корпус — фундамент».

Методи дослідження. У даній роботі використано: метод початкових параметрів, метод кінцевих елементів і метод імпульсного збудження коливань.

Результати дослідження. Проведено числові дослідження впливу конструкції корпусів підшипників на динамічні характеристики ротора. Визначено власні частоти коливань неконсервативної динамічної системи «живильний насосний агрегат — віброплатформа» у цілому. Дані, що отримані за допомогою розрахунків, порівняно з власними частотами коливань відцентрового живильного насосного агрегату, які отримані експериментальним шляхом.

Висновки. Результати проведених чисельних досліджень свідчать, що конструкції корпусів підшипникових опор істотно впливають на динамічні характеристики ротора двохкорпусного відцентрового живильного насоса. Для визначення динамічних характеристик горизонтальних відцентрових насосних агрегатів необхідно розглядати систему в парціальних власних частотах коливань окремих підсистем відрізняються від відповідних власних частот коливань системи «живильний насосний агрегат — віброплатформа» у цілому. На основі експериментального визначення власних частот коливань живильного насосного агрегата доведено достовірність обраної розрахункової моделі та методики розрахунку динамічних характеристик.

Ключові слова: відцентровий насосний агрегат, АЕС, динамічні характеристики, ротор, динамічна система «ротор — корпус — фундамент», власні частоти коливань, експеримент.

Вступ

У процесі роботи відцентрових насосних агрегатів виникають динамічні сили, які спричиняють різні просторові коливання (вібрації) ротора і корпусу насоса, приводного електродвигуна і інших вузлів, що входять до складу агрегату. Однією з найважливіших умов зниження віброактивності відцентрових насосних агрегатів є відбудова їх від резонансних режимів роботи. В насосних агрегатах під дією збуджуючих сил, які охоплюють широку область частотного спектра, можуть проявитися резонансні вібрації з будь-якою власною частотою. Це вимагає проведення ретельного аналізу динамічних характеристик усієї конструкції.

Аналіз досліджень і публікацій

Оцінка динамічних характеристик відцентрового насосного агрегату тісно пов'язана з гідродинамікою шпаринних ущільнень та підшипників ковзання. Як підтверджують результати дослідження [1, 2], шпаринні ущільнення суттєво впливають на динамічні характеристики ротора, тобто в ущільненні виникають гідродинамічні сили, що залежать від конструкції і умов роботи, які можуть або знижувати віброактивність ротора, або навпаки, обумовлювати втрату динамічної стійкості ротора насоса.

Існуючі методи розрахунку податності підшипників кочення і рідинної плівки підшипників ковзання [3—8] дозволяють урахувати їх характеристики при аналізі динамічних властивостей роторів відцентрових насосів. Радіальні підшипникові опори включають ділянку вала круглого перетину (цапфу), що обертається усередині підшипникової укладки, яка, як правило, має форму кола. Діаметр цапфи вала зазвичай становить 99,8 — 99,9% діаметра укладки, а утворений між ними зазор частково заповнюється мастильною рідиною. При нульовій частоті обертання за умови постійного навантаження цапфа спирається на укладку в нижній точці зазору. При обертанні цапфа вала захоплює масло завдяки його в'язкості, утворюючи таким чином тонку плівку між цапфою і укладкою. Відтак при нормальних умовах експлуатації прямиий контакт між двома поверхнями відсутній.

Оскільки насосний агрегат звичайно складається з електродвигуна насоса, в деяких випадках гідромуфти, то потрібно мати на увазі дію динамічних характеристик валопроводу насосного агрегату. Валопровід — це система послідовно з'єднаних між собою роторів електродвигуна, гідромуфти, за допомогою з'єднувальних муфт, наприклад, муфти пружної пластинчастої. У роботі [9] проаналізовані динамічні характеристики валопроводу насосного агрегату ЦНА 60-180, якого призначено для ущільнення головних циркуляційних насосів АЕС з реактором ВВЕР-1000, а також для байпасного очищення теплоносія, борного регулювання реактивності через зміну концентрації борної кислоти в теплоносії. По результатах розрахунків динамічних характеристик консервативних систем роторів насоса і гідромуфти та валопроводу в цілому, встановлено, що розгляд системи роторів дає кращий збіг з даними, які отримано експериментально.

Вплив підшипників ковзання або кочення на динамічні характеристики ротора може бути істотним і посилюється у разі застосування податливих корпусів підшипникових опор, наприклад, при використанні амортизації. Дослідження коливань таких роторних конструкцій проводиться в [10, 11, 12] та інших роботах. У відцентрових насосах, особливо у випадках, коли доводиться робити розвинені кінцеві ущільнення (наприклад, в насосах, що працюють на гарячих рідинах), підшипникові опори виявляються недостатньо жорсткими [4, 13], що може призводити до описаних явищ. Більш того, в ряді конструкцій опорами ротора служать консольні ділянки корпусу, пружноінерційні характеристики яких можуть виявитися аналогічними з такими ж характеристиками ротора. При цьому наявність пружних сил в шпаринних ущільненнях зумовлює виникнення додаткових взаємодій в системі «Ротор—корпус». Тому для визначення динамічних характеристик відцентровий насосний агрегат потрібно розглядати як динамічну систему.

Кожний елемент насосного агрегату, якщо розглядати його поза системою насосного агрегату в цілому, має певні парціальні власні частоти коливань, які відмінні від відповідних власних частот коливань системи. Парціальні частоти у принципі не можуть співпадати з частотами власних коливань системи. Тому розгляд підсистем замість складних розрахунків системи у цілому не завжди дасть можливість визначити власні частоти коливань з необхідною точністю.

Мета дослідження: підвищення технічного рівня відцентрових насосних агрегатів АЕС шляхом створення достовірних математичних моделей динамічної системи «ротор — корпус — фундамент».

Основні задачі дослідження:

- проаналізувати вплив конструкції підшипникових опор відцентрового насоса на динамічні характеристики ротора;
- визначити динамічні характеристики парціальних підсистем та системи насосного агрегата у цілому, та порівняти їх;
- на основі експериментальних досліджень оцінити адекватність вдосконаленої математичної моделі динамічної системи «ротор — корпус — фундамент» відцентрового насосного агрегату.

Аналіз коливань ротора насоса

Ротор відцентрового насоса є однією з найбільш складних і відповідальних складальних одиниць і багато в чому визначає надійність насоса. До основних деталей ротора відносяться вал, робочі колеса, з'єднувальні муфти, захисні гільзи, деталі торцевих ущільнень, розвантажувальні пристрої і т.п. Залежно від конструкції насоса ротор виконують з різним взаємним розташуванням деталей. У консольних насосах робоче колесо розташовано на кінці вала. У одноступінчастих насосах, що мають робоче колесо двостороннього входу, і насосах секційного типу ротор розташовано, як правило, в виносних, симетрично розташованих підшипниках.

Підшипники містять у корпусах підшипникових опор. Конструкції корпусів підшипникових опор можуть бути різної форми і конфігурації. На рисунку 1 побудовано консервативні геометричні моделі ротора двокорпусного відцентрового живильного насоса [14], який призначено для подачі живильної води з деаератора до парогенератора блока АЕС, з урахуванням конструкції корпусу підшипникової опори та без урахування.

Значення перших трьох власних частот згинних коливань ротора насоса з урахуванням конструкції корпусу підшипникової опори і без неї методом кінцевих елементів (МКЕ) наведено в таблиці 1, розрахунок виконано в [10].

Таблиця 1 — Значення перших трьох власних частот коливань ротора насоса, які отримані за методом кінцевих елементів

Власні частоти коливань	f_1	f_2	f_3
Без урахування конструкції корпусу підшипникової опори, Гц	84,47	132,83	207,89
З урахуванням конструкції корпусу підшипникової опори, Гц	80,47	129,26	202,33
Відносний вплив корпусу підшипникової опори, %	— 4,7	— 2,7	— 2,7

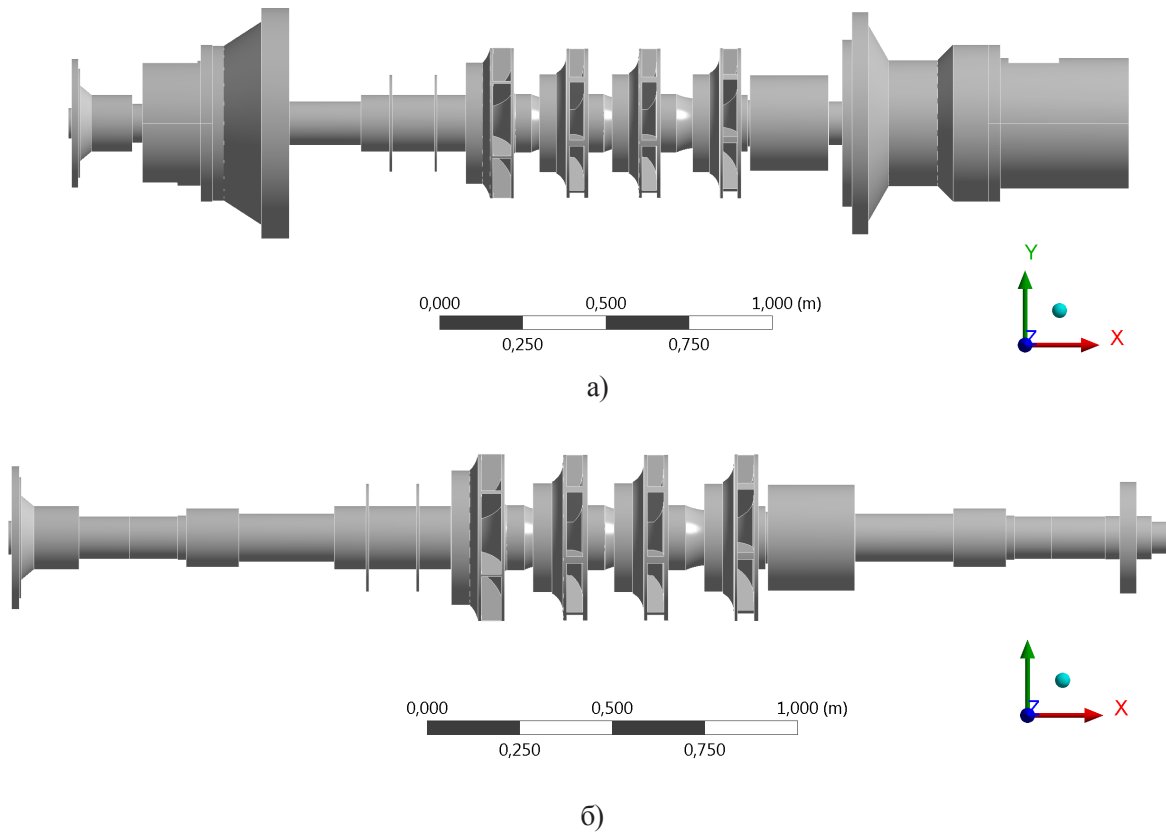


Рисунок 1 — Геометрична модель ротора а) без урахування конструкції корпусу підшипникової опори б) з урахуванням конструкції корпусу підшипникової опори

Еквівалентна жорсткість системи «корпус підшипника — мастильна плівка» визначається за формулою

$$C_{\text{вкв}} = c_{\text{ii}} C / c_{\text{ii}} + C$$

де C — жорсткість конструкції корпусу підшипника, c_{ii} — жорсткість мастильної плівки.

Вплив корпусів підшипникових опор на динамічні характеристики ротора насоса тим менше, чим вище жорсткість та менша маса їх конструкції.

Аналіз результатів розрахунку динамічних характеристик ротора, які наведено в таблиці 1, свідчить, що для оцінки динамічних характеристик ротора при виконанні інженерних розрахунків можна не враховувати вплив конструкції корпусу підшипникових опор в тому випадку, якщо виконується нерівність $C = 10 c_{\text{ii}}$.

Аналіз динамічних характеристик горизонтального відцентрового насосного агрегату

Двокорпусний відцентровий живильний насосний агрегат [14] призначений для подачі живильної води з деаератора в парогенератор блока АЕС. Складається агрегат з насоса і електродвигуна, які з'єднані між собою муфтою. Для зниження шуму, зменшення динамічних навантажень на будівельні конструкції, а також зниження передачі структурного шуму по конструкціях будівлі іноді агрегат встановлюють на віброплатформу (віброізований фундамент).

На рисунку 2 представлено геометричну неконсервативну модель динамічної системи «живильний насосний агрегат — віброплатформа».

Двокорпусний живильний насосний агрегат можна розглядати як неконсервативну динамічну систему «живильний насосний агрегат — віброплатформа», що складається з основних частин: віброплатформа, електродвигун, насос, ротор електродвигуна, ротор насоса, корпуса підшипникових опор і т.п. Кожний елемент насосного агрегату, якщо розглядати його поза системою «живильний насосний агрегат — віброплатформа», має певні парціальні власні частоти коливань, які відмінні від відповідних власних частот коливань системи. Парціальні частоти в принципі не можуть співпадати з частотами власних коливань системи у цілому.

Geometry

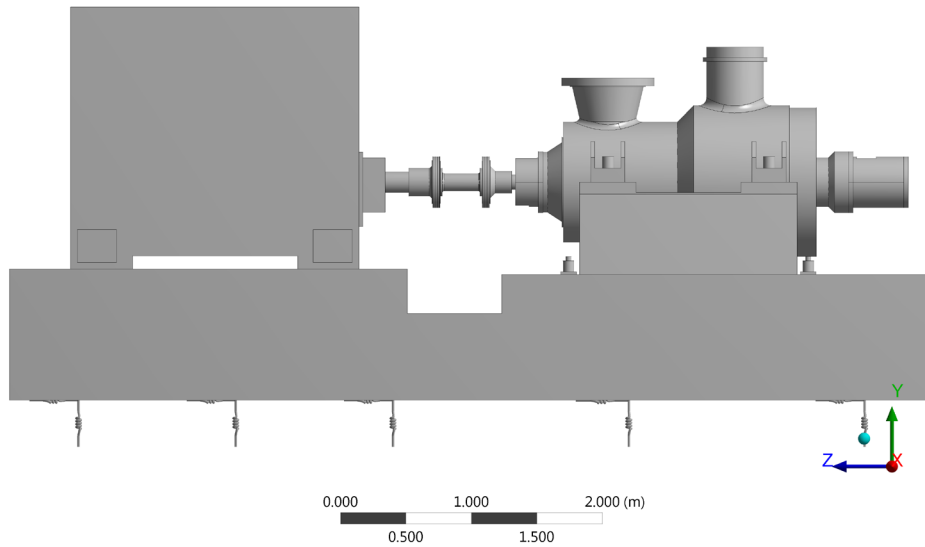


Рисунок 2 — Геометрична неконсервативна модель динамічної системи «живильний насосний агрегат — віброплатформа»

Розрахунок динамічних характеристик системи «живильний насосний агрегат — віброплатформа» виконано у роботі [13]. У таблиці 2 наведено власні частоти коливань неконсервативної динамічної системи «живильний насосний агрегат — віброплатформа» і парціальні власні частоти коливань підсистем насосного агрегата.

Таблиця 2 — Порівняння власних частот коливань

Елемент	Власні частоти коливань, Гц		Відносна зміна парціальних частот, %
	Підсистема	Система	
Фундамент	2,795	2,799	-0,1
	2,911	2,900	0,4
	3,821	3,801	0,5
	4,149	4,137	0,3
	5,505	5,521	-0,3
	81,175	81,975	-1,0
	122,017	122,416	-0,3
Насос	61,296	57,354	6,9
	85,931	84,334	1,9
	120,245	118,567	1,4
Електродвигун	158,500	146,267	8,4
	212,326	189,672	11,9
Ротор насоса	88,024	85,822	2,6
	130,560	130,017	0,4
	209,373	208,753	0,3
Корпуса підшипників	189,390	182,348	3,9
	423,137	421,560	0,4

Аналізуючи результати розрахунку, можна стверджувати, що парціальні власні частоти коливань підсистем відрізняються від відповідних частот коливань системи насосного агрегату в цілому.

Для підтвердження адекватності використаного методу розрахунку власних частот коливань системи насосного агрегату в цілому було проведено експериментальне визначення спектру власних частот коливань двокорпусного відцентрового живильного насосного агрегату.

В результаті імпульсного збудження коливань двокорпусного відцентрового живильного насосного агрегату, можливо визначити власні частоти коливань. Ці частоти показано в таблиці 3.

Таблиця 3 — Власні частоти коливань двокорпусного відцентрового живильного насоса, що отримані експериментальним шляхом

Елемент	Власні частоти коливань, Гц
Фундамент	2—8
	82
	122
Насос	58
	83
	120
Електродвигун	146
	191
Корпуса підшипників	183

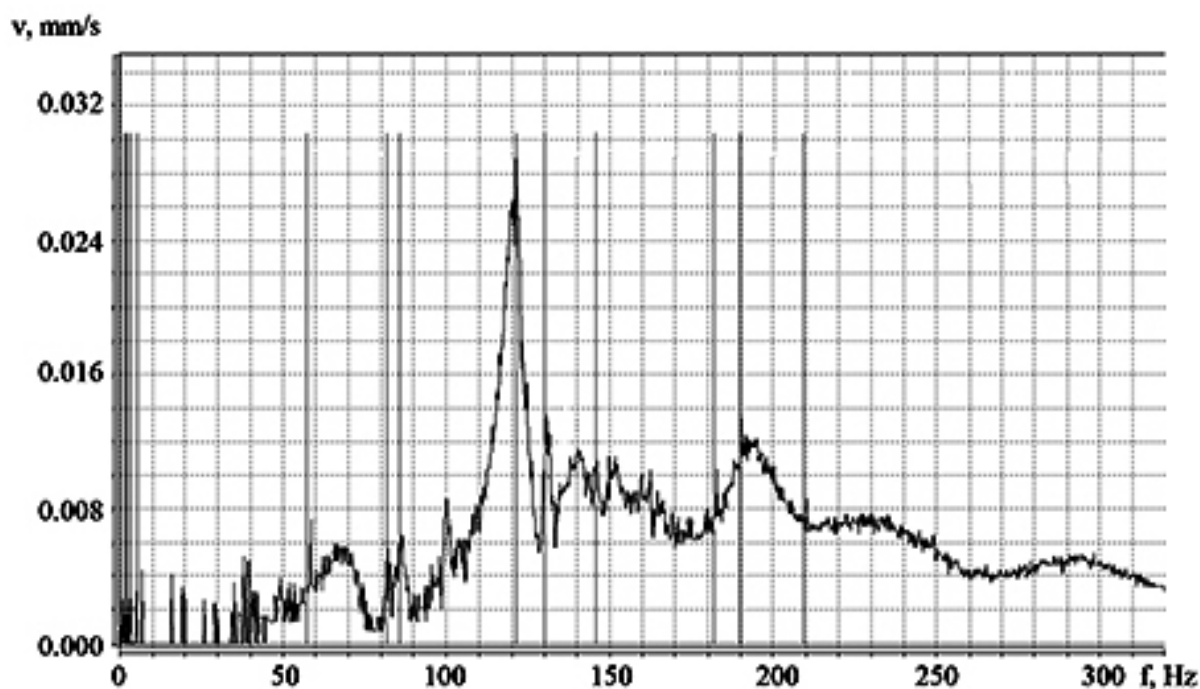


Рисунок 3 — Спектрограма (крива) коливань двокорпусного відцентрового живильного насоса та власні частоти коливань (вертикальні лінії), що отримані при розрахунках

При порівнянні результатів розрахунку власних частот коливань неконсервативної динамічної системи «живильний насосний агрегат — віброплатформа» зі спектром власних частот коливань виявлено гарне співпадіння розрахункового дослідження з дійсними частотами коливань двокорпусного відцентрового живильного насосного агрегату. Це добре видно при накладанні на спектрограму двокорпусного відцентрового живильного насосного агрегату спектру власних частот коливань неконсервативної динамічної системи «живильний насосний агрегат — віброплатформа» (рисунок 3).

Отже, підвищення вібронадійності відцентрових насосних агрегатів значної мірою залежить від адекватності побудованої геометричної моделі неконсервативної динамічної системи «живильний насосний агрегат — віброплатформа».

Висновки

1. Результати проведених чисельних досліджень показують, що конструкції корпусів підшипникових опор мають значний вплив на динамічні характеристики ротора двокорпусного відцентрового живильного насосу.
2. Для визначення динамічних характеристик горизонтальних відцентрових насосних агрегатів необхідно розглядати систему в цілому.
3. Парціальні власні частоти коливань окремих підсистем відрізняються від відповідних власних частот коливань системи «живильний насосний агрегат — віброплатформа» в цілому.
4. На основі експериментального визначення власних частот коливань живильного насосного агрегату доведено достовірність вибраної розрахункової моделі та методики розрахунку динамічних характеристик.

Література

1. Марцинковский, В. А. Бесконтактные уплотнения роторных машин / В. А. Марцинковский. — М.: Машиностроение, 1980. — 200 с.
2. Методические указания по расчету коэффициентов жесткости и демпфирования подшипников скольжения: Отчет о НИР. ВНИИАЭН. Архивный № ОТ 1361-2015. — Сумы, 2015. — 85 с.
3. Вибрации в технике: Справочник. — Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. — М.: Машиностроение, 1980. — 544 с.
4. Марцинковский, В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов / В. А. Марцинковский. — М.: Машиностроение, 1970. — 272 с.
5. Lund, J.W. A Calculation Method And Data For The Dynamic Coefficients Of Oil-Lubricated Journal Bearings. / J.W. Lund, K.K. Thomsen. — Department of Machine Elements The Technical University of Denmark. 1982. — 28 p.
6. DIN 31657-3. Plain bearings — Hydrodynamic plain journal bearings under steadystate conditions — Part 3: Functions for calculation of tilting pad journal bearings. — 1996. — 65 p.
7. DIN 31652-2. Plain bearings — Hydrodynamic plain journal bearings under steadystate conditions — Part 2: Functions for calculation of circular cylindrical bearings. — 2002. — 26 p.
8. San Andres, L. Annular Pressure Seals and Hydrostatic Bearings. Design and Analysis of High Speed Pumps. // Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series. — 2006. — 35 p.
9. Симоновский, В. И. Особенности динамики роторов высокооборотных насосов первого контура АЭС / В. И. Симоновский, А. С. Яценко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. — 2009. — №4. — С. 90—99.
10. Yashchenko, A. S. Effect of Bearing Housings on Centrifugal Pump Rotor Dynamics / A. S. Yashchenko, A. A. Rudenko, V. I. Simonovskiy, O. M. Kozlov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering — «XV International Scientific and Engineering Conference Hermetic Sealing, Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery HERVICON+PUMPS-2017». doi:10.1088/1757-899X/233/1/012054 (дата звернення: 08.06.2018).
11. Голоскоков, Е. Г. Вынужденные колебания амортизированного ротора на масляной пленке / Е. Г. Голоскоков, В. И. Лавинский, Д. К. Овчарова // Динамика и прочность машин. — 1979. — Вып. 29. — С. 99—104.
12. Методические указания по расчету коэффициентов жесткости и собственных частот опорных конструкций насосных агрегатов: Отчет о НИР. ВНИИАЭН. Архивный № ОТ 1346-2014. — Сумы, 2014. — 36 с.
13. Яценко, А. С. Комплексный анализ динамических характеристик питательных насосных агрегатов АЭС / А. С. Яценко, Д. С. Вакула, А. Ф. Руденко, В. И. Симоновский, А. Н. Козлов // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Промислова гідраліка і пневматика». — 2017. — №1(55). — С. 32—40.

14. Марцинковский, В. А. Насосы атомных электростанций / В. А. Марцинковский, П. Н. Ворона. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 256 с.

References

1. Martsinkovskiy V.A. Beskontaktnye uplotnenia rotornyih mashin / V. A. Martsinkovskiy. — М.: Mashinostroenie, 1980. — 200 s.
2. Metodicheskie ukazaniya po raschetu koeffitsientov zhestkosti i dempfirovaniya podshipnikov skolzheniya: Otchet o NIR. VNIIAEN. Arkhivnyi # OT 1361-2015. — Sumy, 2015. — 85 s.
3. Vibratsii v tekhnike: Spravochnik. — Т.3. Kolebaniya mashin, konstruntsiy i ikh elementov / Pod red. F. M. Dimentberga i K. S. Kolesnikova. — М.: Mashinostroenie, 1980. — 544 s.
4. Martsinkovskiy, V. A. Gidrodinamika i prochnost tsentrobezhnykh nasosov / V. A. Martsinkovskiy. — М.: Mashinostroenie, 1970. — 272 s.
5. Lund, J.W. A Calculation Method And Data For The Dynamic Coefficients Of Oil-Lubricated Journal Bearings. / J.W. Lund, K.K. Thomsen. — Department of Machine Elements The Technical University of Denmark. 1982. — 28 p.
6. DIN 31657-3. Plain bearings — Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions — Part 3: Functions for calculation of tilting pad journal bearings. — 1996. — 65 p.
7. DIN 31652-2. Plain bearings — Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions — Part 2: Functions for calculation of circular cylindrical bearings. — 2002. — 26 p.
8. San Andres, L. Annular Pressure Seals and Hydrostatic Bearings. Design and Analysis of High Speed Pumps. // Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series. — 2006. — 35 p.9.
9. Simonovskiy, V. I. Osobennosti dinamiki rotorov vysokooborotnykh nasosov pervogo kontura AES / V. I. Simonovskiy, A. S. Yashchenko // Visnyk Sumskogo derzhavnogo universitetu. Seriya Tekhnichni nauki. — 2009. — #4. — S. 90—99.
10. Yashchenko, A. S. Effect of Bearing Housings on Centrifugal Pump Rotor Dynamics / A. S. Yashchenko, A. A. Rudenko, V. I. Simonovskiy, O. M. Kozlov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering — «XV International Scientific and Engineering Conference Hermetic Sealing, Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery HERVICON PUMPS-2017». doi:10.1088/1757-899X/233/1/012054 (data zvernennya: 08.06.2018).
11. Goloskokov, E. G. Vynuzhdennye kolebaniya amortizirovannogo rotora na maslyanoy plionke / E. G. Goloskokov, V. I. Lavinskiy, D. K. Ovcharova // Dinamika i prochnost mashin. — 1979. — Vyp. 29. — S. 99—104.
12. Metodicheskie ukazaniya po raschetu koeffitsientov zhestkosti i sobstvennykh chastot opornykh konstruksiy nasosnykh agregatov: Otchet o NIR. VNIIAEN. Arkhivnyi # OT 1346-2014. — Sumy, 2014. — 36 s.
13. Yashchenko, A. S. Kompleksnyi analiz dinamicheskikh kharakteristik pitatelnykh nasosnykh agregatov AES / A. S. Yashchenko, D. S. Vakula, A. F. Rudenko, V. I. Simonovski, A. N. Kozlov // Vseukrainski naukovo-tekhnichnyi zhurnal «Promyslova gidravlika i pnevmatyka». — 2017. — №1(55). — S. 32—40.
14. Martsinkovskiy, V. A. Nasosy atomnykh elektrostantsiy / V. A. Martsinkovskiy, P. N. Vorona. — М.: Energoatomizdat, 1987. — 256 s.

Надійшла 30.01.2018

УДК 621.671

Повышение вибронадежности центробежных насосов АЕС

А. С. Ященко

Цель. Повышение технического уровня центробежных насосных агрегатов АЕС путем создания достоверных математических моделей динамической системы «ротор — корпус — фундамент».

Методы исследования. В работе использовались: метод начальных параметров, метод конечных

UDC 621.671

Increased vibron reliability of AES centrifugal pumps

A. S. Yashchenko

Aim. Increased of technical level of vibron reliability of AES centrifugal pumps by creating reliable mathematical models of the dynamic system “rotor—body—foundation”

Method of research. In this work, used the method of initial parameters, the finite element method, and the method of pulsed excitation of oscillations.

элементов и метод импульсного возбуждения колебаний.

Результаты исследования. Проведены числовые исследования влияния конструкций корпусов подшипников на динамические характеристики ротора. Определены собственные частоты колебаний неконсервативной динамической системы «питающий насосный агрегат — виброплатформа» в целом. Полученные расчетные данные сравнимы с собственными частотами колебаний центробежного питающего насосного агрегата.

Выводы. Результаты проведенных расчетов подтверждают, что конструкции корпусов подшипников опор существенно влияют на динамические характеристики ротора двохкорпусного центробежного питающего насосного агрегата. Для определения динамических характеристик горизонтальных центробежных насосных агрегатов необходимо рассматривать систему в парциальных собственных частотах колебаний отдельных подсистем отличаются от собственных частот системы «питающий насосный агрегат — виброплатформа». На основе экспериментального определения собственных частот колебаний питающего насосного агрегата доказана достоверность выбранной расчетной модели и методики расчета динамических характеристик.

Ключові слова: центробежний насосний агрегат АЭС, динамічні характеристики, ротор, динамічна система «ротор—корпус—фундамент», власні частоти коливань, експеримент.

Resultes of research. Numerical studies of the effect of bearing housing designs on the dynamic characteristics of the rotor are carried out. The eigenfrequencies of oscillations of the non-conservative dynamic system «feeding pump unit — vibroplatform».

The calculated data obtained are comparable with the eigenfrequencies of the centrifugal feeding pump set.

Conclusion. The results of the calculations confirm that the bearing housings' designs significantly affect the dynamic characteristics of the rotor of the double-casing centrifugal feed pump unit.

In order to determine the dynamic characteristics of horizontal centrifugal pumping units, it is necessary to consider the system in the partial natural frequencies of oscillations of individual subsystems, which differ from the system frequencies of the «feeding pump aggregate-vibroplatform» system.

On the basis of the experimentally assigned vowel frequency of the koliban feeding pump aggregate, the reliability of the vibration calculation model and the method for calculating the dynamic characteristics was proved.

Key words: centrifugal pumping unit NPP, dynamic characteristics, rotor, dynamic system «rotor — body — foundation», natural oscillation frequencies, experiment.