

А.С. Ященко,
Д.С. Вакула,
А.Ф. Руденко, канд. техн. наук,
ПАО «ВНИИАЭН», Сумы, Україна
В. И. Симоновский, д-р техн. наук,
Сумский государственный университет, Сумы, Україна
А.Н. Козлов,
АО «Сумский завод “Насосэнергомаш”», Сумы, Україна

КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ АЭС

COMPREHENSIVE ANALYSIS OF THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF FEED WATER PUMP UNITS FOR NPP

Цель. Сравнение результатов расчета динамических характеристик системы «питательный насосный агрегат – виброплатформа» с расчетом динамических характеристик отдельных элементов.

Методы. Двухкорпусной питательный насосный агрегат представляет собой динамическую систему. Каждый элемент системы имеет определенные парциальные собственные частоты колебаний, которые отличны от соответствующих собственных частот колебаний системы. Невозможно задать такие граничные условия, чтобы парциальные собственные частоты колебаний совпадали с собственными частотами колебаний системы.

Результаты. На примере двухкорпусного питательного насосного агрегата, выполнен расчет динамических характеристик системы и отдельных ее элементов.

Выводы. Для определения динамических характеристик насосных агрегатов необходимо рассматривать систему в целом.

Парциальные собственные частоты колебаний консервативных систем отличаются от соответствующих собственных частот колебаний системы.

Для инженерных расчетов достаточно определения парциальных собственных частот колебаний консервативных систем.

Ключевые слова: двухкорпусной питательный насосный агрегат, динамическая система, виброплатформа, электродвигатель, насос, ротор электродвигателя, ротор насоса, корпуса подшипниковых опор, собственная частота колебаний, парциальная собственная частота колебаний, консервативная система.

Введение

Двухкорпусной центробежный питательный насосный агрегат [1] предназначен для подачи питательной воды из деаэратора в парогенератор блока АЭС. Состоит агрегат из насоса и электродвигателя, которые соединены между собой муфтой.

Для снижения шума, уменьшения динамических нагрузок на строительные конструкции, а также снижения передачи структурного шума по конструкциям здания, иногда агрегат устанавливают на виброплатформу (виброизолированный фундамент). Опыт эксплуатации показывает, что масса виброплатформы должна быть в 3 — 5 раз больше суммарной массы двигателя и насоса. Это способствует приближению центра тяжести к точкам опоры и обеспечивает устойчивое равновесное положение. Также для уменьшения передачи шума и

вибраций в основные и вспомогательные трубопроводы устанавливают гибкие вставки.

На рисунке 1 представлена геометрическая модель системы «питательный насосный агрегат–виброплатформа».

Двухкорпусной питательный насосный агрегат представляет собой динамическую систему «питательный насосный агрегат – виброплатформа», состоящую из основных частей: виброплатформа, электродвигатель, насос, ротор электродвигателя, ротор насоса, корпус подшипниковых опор и т.п. Каждый элемент насосного агрегата, если рассматривать его вне системы «питательный насосный агрегат – виброплатформа», имеет определенные парциальные собственные частоты колебаний, которые отличны от соответствующих собственных частот колебаний системы. Зачастую невозможно задать такие граничные условия при определении

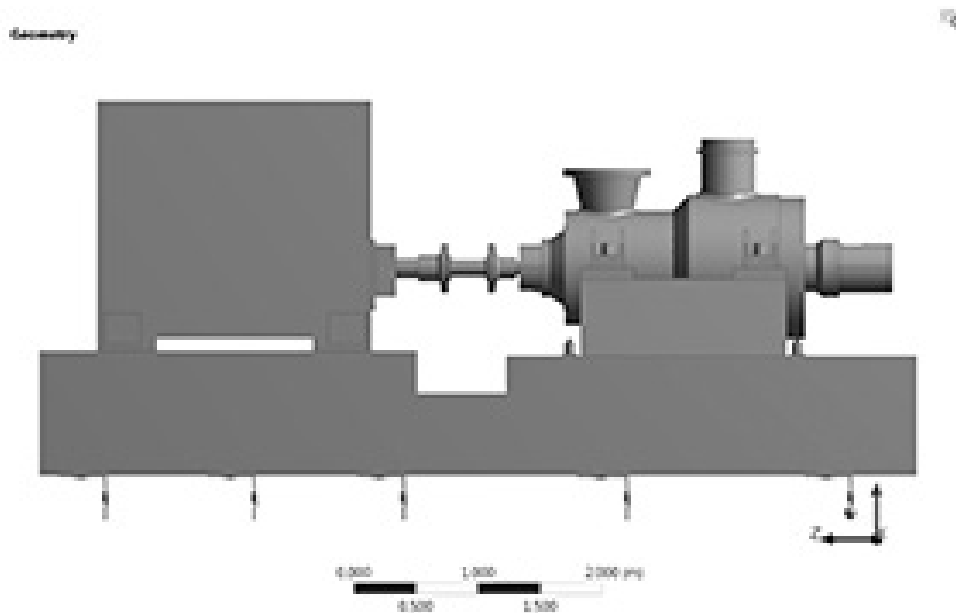


Рисунок 1 — геометрическая модель системы «питательный насосный агрегат – виброплатформа»

динамических характеристик отдельных элементов, чтобы парциальные собственные частоты колебаний совпадали с собственными частотами колебаний системы.

Поэтому на примере двухкорпусного питательного насосного агрегата, выполнен расчет динамических характеристик системы «питательный насосный агрегат–виброплатформа» и отдельных ее элементов, а также приведено их сравнение. Проведенные ниже расчеты полностью удовлетворяют требования норм расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок ПН АЭ Г-7-002-86 [2].

Анализ динамических характеристик системы

В результате расчета динамических характеристик системы «питательный насосный агрегат – виброплатформа», геометрическая модель которой показана на рисунке 1, получены значения собственных частот колебаний системы. На рисунке 2 приведен характерный частотный спектр системы «питательный насосный агрегат – виброплатформа».

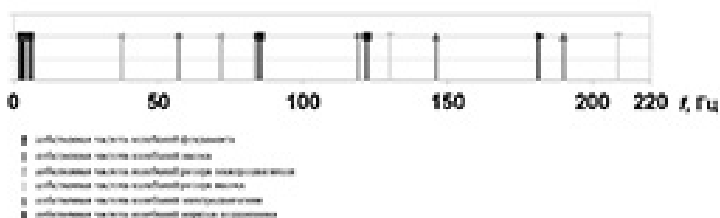


Рисунок 2 – Характерный частотный спектр системы «питательный насосный агрегат – виброплатформа»

Расчет выполнен с помощью программного комплекса Ansys [3]. Далее проведен расчет парциальных собственных частот консервативных систем.

Анализ колебаний подшипниковых опор насоса

Одной из консервативных систем насосного агрегата является корпус подшипника. Из практики эксплуатации насосных агрегатов следует, что в некоторых случаях причиной повышенной вибрации являются резонансные колебания конструкции подшипниковых опор. Причем устранить резонансные колебания корпуса подшипника весьма проблематично. Для предотвращения этого явления предлагается на этапе проектирования насосного агрегата определять динамические характеристики конструкции подшипниковых опор.

В результате анализа колебаний подшипниковых опор насосного агрегата установлено, что собственная частота колебаний конструкции корпуса подшипника со стороны свободного конца вала составляет 189 Гц. На рисунке 3 показана форма колебаний конструкции корпуса подшипника на собственной частоте.

Собственная частота колебаний конструкции корпуса подшипника со стороны муфты составляет 423 Гц.

Анализ колебаний ротора

Основным источником колебаний насосного агрегата является валопровод.

Собственные частоты колебаний ротора электродвигателя, заявленные производителем, составляют 38 Гц, 72 Гц, 181 Гц. В расчете динамических характеристик системы «питательный насосный агрегат–виброплатформа» не учитывается ротор электродвигателя

Поскольку ротор насоса служит источником потери устойчивости всей системы, то обычного определения собственных частот колебаний недостаточно.

В качестве базисного значения необходимо использовать первые три «сухие» собственные частоты колебаний ротора или все собственные частоты коле-

K: Modal

Total Deformation - Mode 1 - 189.39 Hz

Type: Total Deformation

Frequency: 189.39 Hz

Unit: m

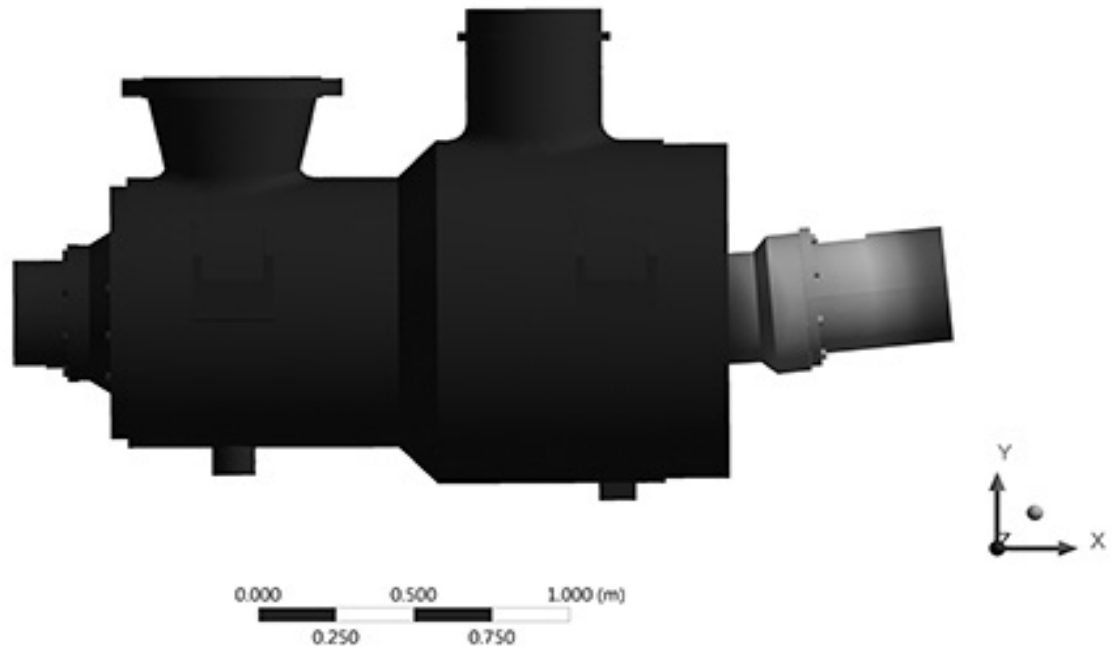
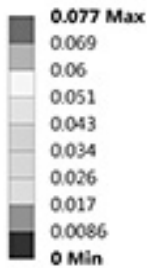


Рисунок 3 — Собственная форма колебаний конструкции корпуса подшипниковой опоры

баний, которые попадают в диапазон от 0 до 220% максимальной рабочей частоты вращения. «Сухие» собственные частоты колебаний служат начальной точкой зависимости собственных частот колебаний ротора от гидродинамических процессов в щелевых уплотнениях.

На рисунках 4—6 приведены первые три «сухие» собственные частоты колебаний ротора питательного насоса.

Дальнейший анализ динамических характеристик ротора питательного насоса заключается в построении диаграмм Кемпбела [4]. Диаграммы Кемпбела строятся для ротора с номинальными (соответствующими вновь изготовленному) зазорами щелевых уплотнений при работе в воде ($t = 20^{\circ}\text{C}$) и с номинальными и удвоенными зазорами щелевых уплотнений при работе в перекачиваемой жидкости (вода $t = 170^{\circ}\text{C}$). По оси абсцисс диапазон частот составляет от 25% минимальной до 125% максимальной рабочих частот вращения. По оси ординат диапазон частот составляет от 0 до 220% максимальной рабочей частоты вращения. На рисунке 7 построена диаграмма Кемпбела при средних зазорах щелевых уплотнений для условий работы ротора насоса на рабочей среде.

При средних зазорах щелевых уплотнений для условий работы ротора насоса на рабочей среде собственные частоты колебаний на рабочей частоте вращения составляют 88 Гц, 131 Гц, 209 Гц.

Также необходимо привести диаграмму устойчивости ротора, которая представляет собой зависимость

логарифмического декремента колебаний от скорости вращения ротора, при номинальных зазорах щелевых уплотнений для условий работы ротора насоса на воде и для номинальных и удвоенных зазоров щелевых уплотнений для условий работы ротора насоса на перекачиваемой жидкости. На рисунке 8 показана диаграмма устойчивости при средних зазорах щелевых уплотнений для условий работы ротора насоса на рабочей среде.

Устойчивость ротора характеризуется автоколебательными процессами в подшипниках скольжения и щелевых уплотнениях. Автоколебания могут быть причиной повышенной вибрации и шума центробежных насосных агрегатов. Их желательно полностью исключить. Это достигается обеспечением надежного запаса устойчивости, что на практике не всегда удается. В силу значительного демпфирования автоколебательные процессы могут быть выражены относительно слабо и без специального исследования вибраций, включающего спектральный анализ, остаются незамеченными. Практический интерес (например, в целях диагностики) представляет знание частот возможных автоколебаний, поскольку обнаружение в спектре соответствующих составляющих информирует о неблагоприятном вибрационном состоянии машины [5].

В случае неустойчивой работы ротора насоса, согласно диаграмм устойчивости, требуется экспериментальное подтверждение работоспособности насоса либо изменение конструкции насоса.

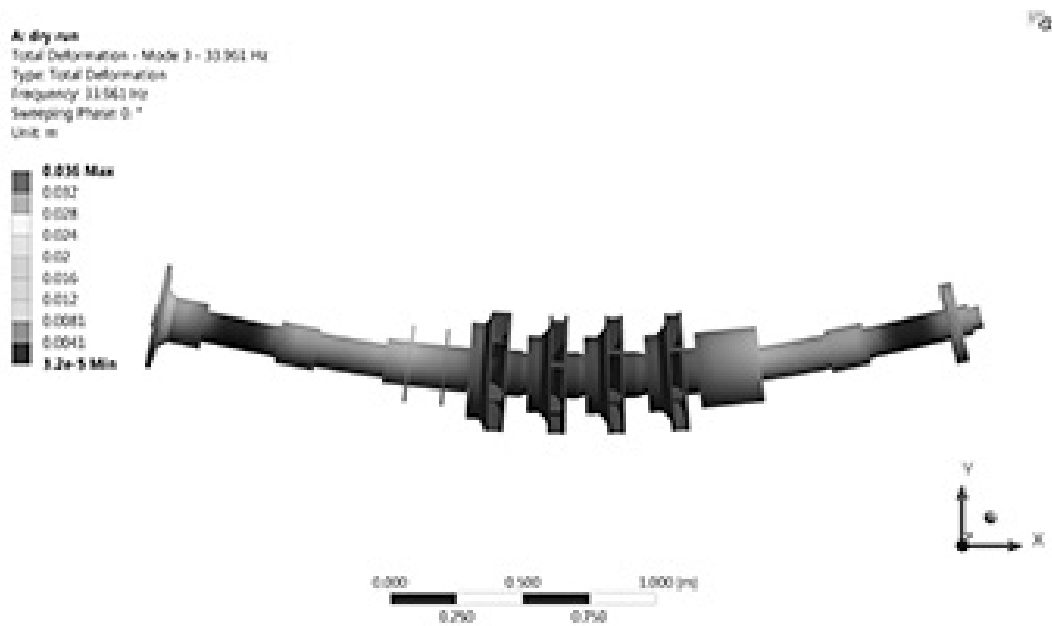


Рисунок 4 — Собственная форма колебаний «сухого» ротора, соответствующая первой собственной частоте колебаний

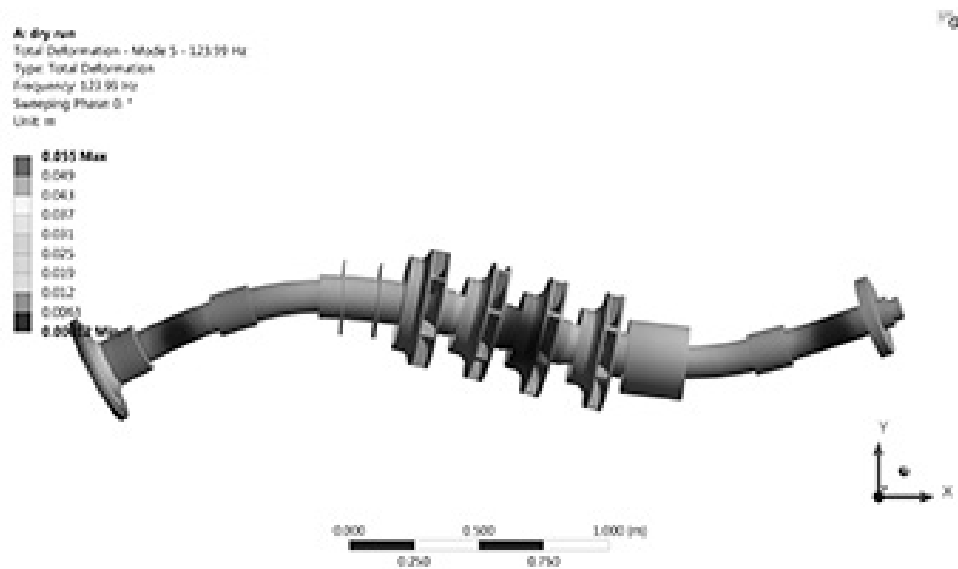


Рисунок 5 — Собственная форма колебаний «сухого» ротора, соответствующая второй собственной частоте колебаний

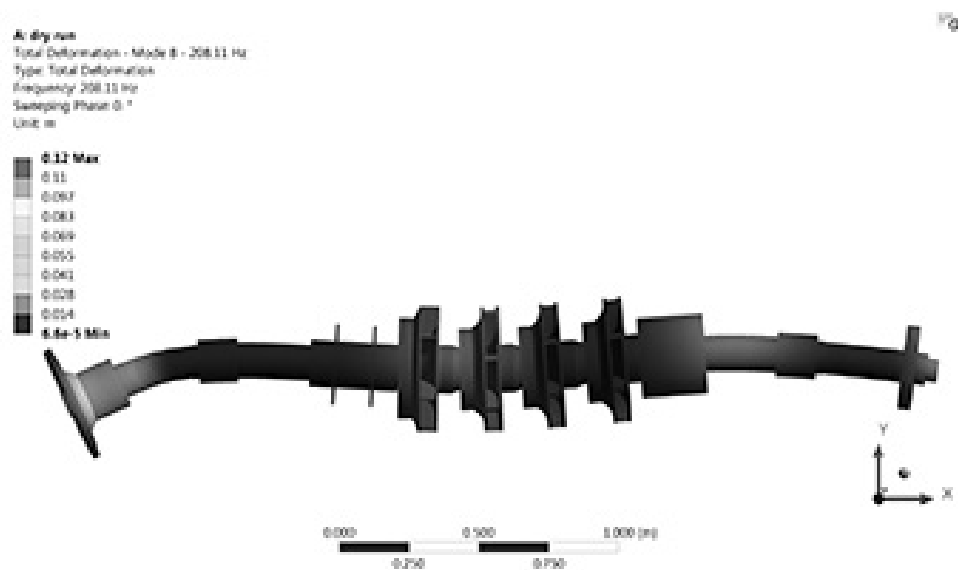


Рисунок 6 — Собственная форма колебаний «сухого» ротора, соответствующая третьей собственной частоте колебаний

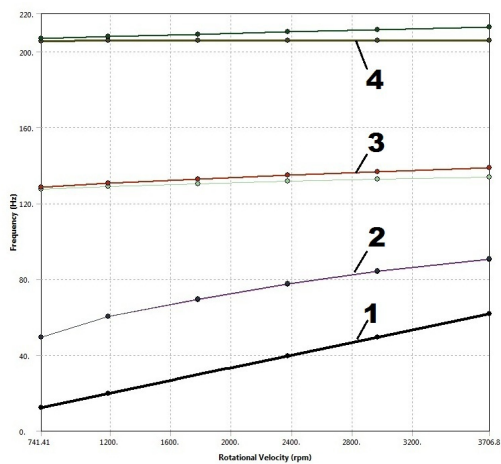


Рисунок 7 — Диаграмма Кемпбелла

при средних зазорах щелевых уплотнений для условий работы ротора насоса на рабочей среде:

- 1 – технологическая линия совпадения скорости вращения ротора с собственными частотами колебаний,
- 2 – кривая зависимости первой собственной частоты колебаний от частоты вращения ротора,
- 3 – кривая зависимости второй собственной частоты колебаний от частоты вращения ротора,
- 4 – кривая зависимости третьей собственной частоты колебаний от частоты вращения ротора

Анализ колебаний питательного насоса

Данный анализ сводится к определению динамических характеристик питательного насоса на жестком основании. Главное требование к расчетной модели – сохранение

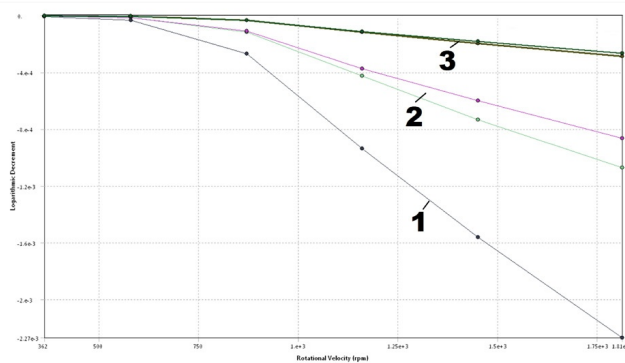


Рисунок 8 – Диаграмма устойчивости при средних зазорах щелевых уплотнений для условий работы насоса на рабочей среде:

- 1 – кривая зависимости логарифмического декремента колебаний на первой собственной частоте колебаний от частоты вращения ротора,
- 2 – кривая зависимости логарифмического декремента колебаний на второй собственной частоте колебаний от частоты вращения ротора,
- 3 – кривая зависимости логарифмического декремента колебаний на третьей собственной частоте колебаний от частоты вращения ротора.

габаритно-присоединительных и массово-инерционных характеристик насоса.

На рисунке 9 показана форма колебаний насоса на жестком основании.

Собственные частоты колебаний насоса на жестком основании составляют 61 Гц, 86 Гц, 120 Гц.

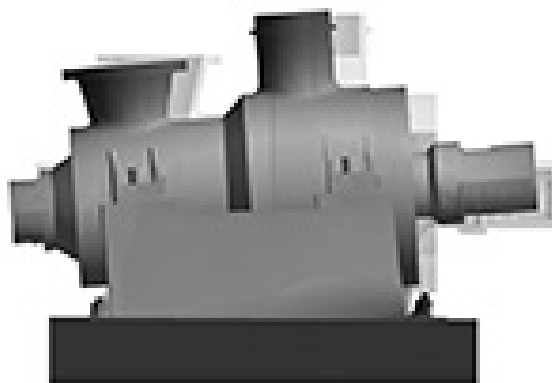
F: Modal

pump_1

Type: Total Deformation

Frequency: 60.918 Hz

Unit: m



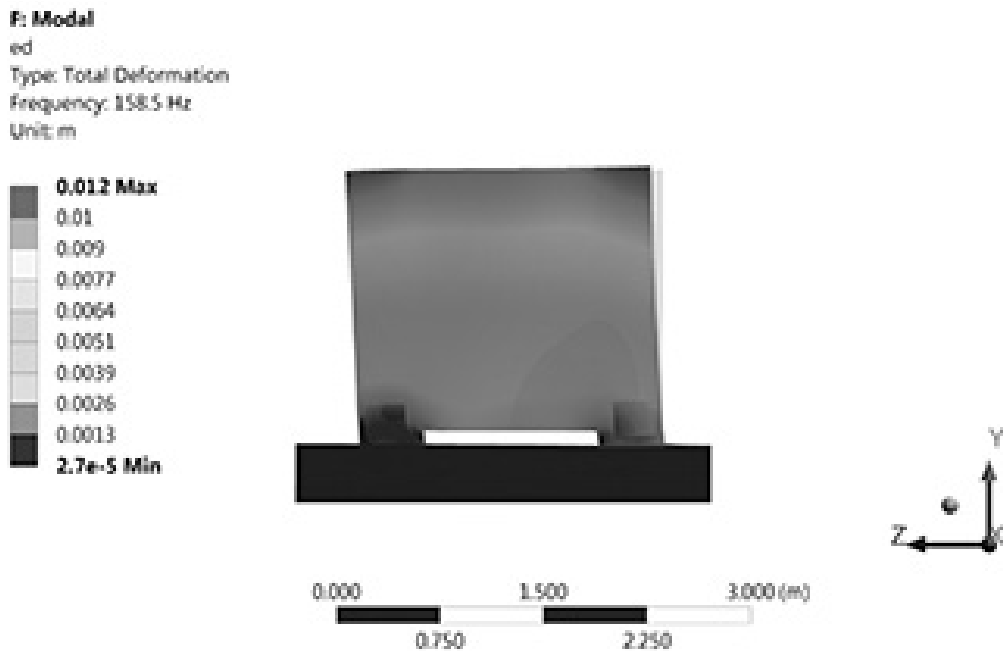


Рисунок 10 Собственная форма колебаний электродвигателя

Анализ колебаний электродвигателя

Данный анализ сводится к определению динамических характеристик электродвигателя на жестком основании. Главное требование к расчетной модели – сохранение габаритно-присоединительных и массово-инерционных характеристик электродвигателя.

На рисунке 10 показана форма колебаний электродвигателя на жестком основании.

Собственные частоты колебаний электродвигателя на жестком основании составляют 159 Гц, 212 Гц

Анализ колебаний виброплатформы

На рисунке 11 показана форма колебаний виброплатформ, на которой установлены насос и электродвигатель как жесткие тела.

Собственные частоты колебаний виброплатформы, на которой установлены насос и электродвигатель как жесткие тела, составляют 2,8 Гц, 2,9 Гц, 3,8 Гц, 4,1 Гц, 4,2 Гц, 81 Гц, 122 Гц.

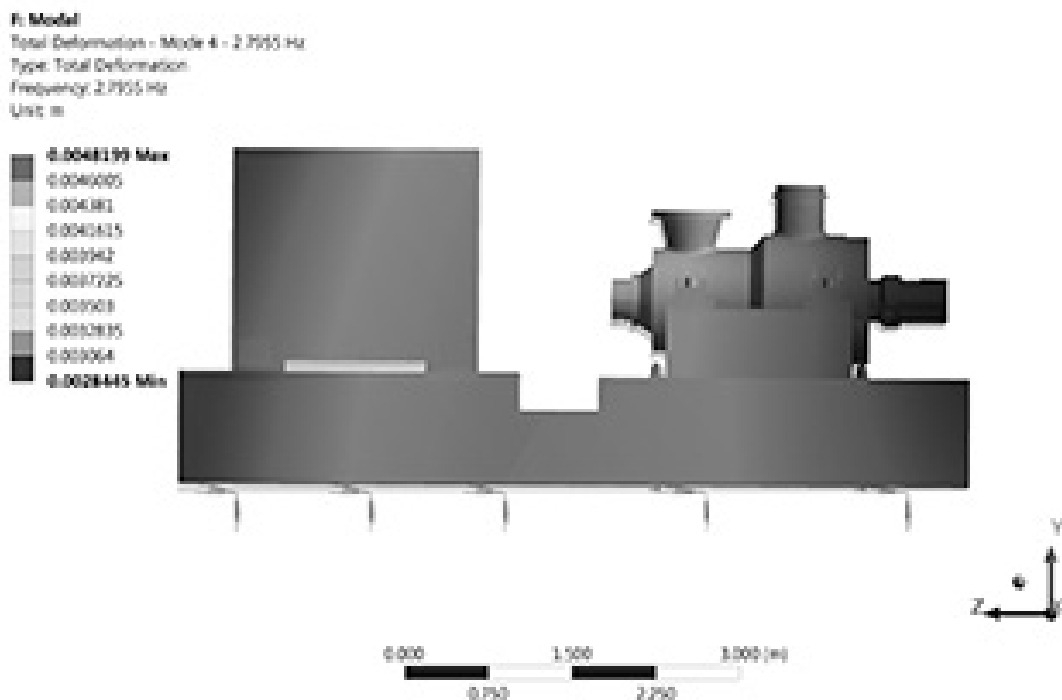


Рисунок 11 — Собственная форма колебаний виброплатформы

Таблица 1 — Сравнение собственных частот колебаний

Элемент	Собственные частоты колебаний, Гц		Относительное изменение парциальных частот, %
	Консервативные системы	Система «питательный насосный агрегат – виброплатформа»	
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
Электродвигатель	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 подшипников	189,390	182,348	3,9
	423,137	421,560	0,4

Сравнение результатов расчета

В таблице 1 приведены собственные частоты колебаний системы «питательный насосный агрегат – виброплатформа» и парциальные собственные частоты колебаний консервативных систем.

Ротор электродвигателя в расчете динамических характеристик системы «питательный насосный агрегат – виброплатформа» не учитывался, так как отсутствуют исходные данные для построения его геометрической модели.

Алгоритм расчета динамических характеристик насосных агрегатов

Поскольку не всегда есть возможность проводить расчет динамических характеристик системы, либо при проектировании необходимо рассчитать несколько вариантов конструктивного исполнения, то имеет смысл проводить расчет динамических характеристик консервативных систем. Поэтому предлагается следующий алгоритм расчета динамических характеристик насосных агрегатов.

1. Расчет первых трех собственных частот колебаний «сухого» ротора насоса.

2. Расчет первых трех собственных частот колебаний для ротора с номинальными (соответствующими вновь изготовленным) зазорами щелевых уплотнений при работе в перекачиваемой жидкости.

3. Построение диаграмм Кемпбела и устойчивости для ротора с номинальными (соответствующими вновь изготовленным) зазорами щелевых уплотнений при работе в воде ($t = 20^{\circ}\text{C}$) и с номинальными и удвоенными зазорами щелевых уплотнений при работе в перекачиваемой жидкости.

4. Расчет собственных частот колебаний конструкции корпусов подшипников.

5. Расчет собственных частот колебаний корпуса насоса на штатной раме.

6. Расчет собственных частот колебаний корпуса привода на штатной раме.

7. Расчет собственных частот колебаний насосного агрегата на виброплатформе.

8. Построение спектра собственных частот колебаний насосного агрегата.

9. Анализ детерминированных частот возбуждения и определение критических частот колебаний насосного агрегата.

Выводы

Для определения динамических характеристик насосных агрегатов необходимо рассматривать систему в целом.

Парциальные собственные частоты колебаний консервативных систем отличаются от соответствующих собственных частот колебаний системы «питательный насосный агрегат – виброплатформа».

Поскольку при расчете динамических характеристик системы «питательный насосный агрегат – виброплатформа» принимается много упрощений (отсутствует трубопроводная обвязка, электродвигатель не всегда возможно построить достоверно и т.п.), то для инженерных расчетов достаточно определения парциальных собственных частот колебаний консервативных систем.

Основной источник потери устойчивости системы «питательный насосный агрегат – виброплатформа» – ротор насоса, так как в щелевых уплотнениях и подшипниках скольжения могут возникать циркуляционные силы. Следовательно, требуется дополнительный анализ динамических характеристик ротора насоса – построение диаграмм Кемпбела и устойчивости для ротора с номинальными (соответствующими вновь изготовленным) зазорами щелевых уплотнений при работе в воде ($t = 20^{\circ}\text{C}$) и с номинальными и удвоенными зазорами щелевых уплотнений при работе в перекачиваемой жидкости.

На примере двухкорпусного питательного насосного агрегата составлен характерный частотный спектр системы «питательный насосный агрегат – виброплатформа».

Разработан алгоритм определения динамических характеристик двухкорпусного питательного насосного агрегата, установленного на виброизолированном фундаменте.

Данный алгоритм рекомендуется применять при проектировании новых или модернизации существующих горизонтальных насосных агрегатов АЭС.

Литература

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

2. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок ПН АЭ Г-7-002-86. — М.: Энергоиздат, 1989. — 523 с.

3. Программный комплекс ANSYS 14.5 лицензионное соглашение 673888.

4. Campbell, Wilfred (1924). Protection of Steam Turbine Disk Wheels from Axial Vibration. Transactions of the ASME: 31–160.

5. Симоновский В.И. Динамика роторов центробежных машин / В.И. Симоновский. — Сумы: СумГУ, 2006. — 126 с.

References

1. Martsinkovskiy V.A.. Nasosy atomnykh elektrostantsiy / V.A. Martsinkovskiy, P.N. Vorona. — M.: Energoatomizdat, 1987. — 256 s.

2. Normy rascheta na prochnost oborudovaniya i truboprovodov atomnyih energeticheskikh ustanovok PN AE G-7-002-86. — M.: Energoizdat, 1989. — 523 s.

3. Programmnyi kompleks ANSYS 14.5 litsenzionnoe soglashenie 673888.

4. Campbell, Wilfred (1924). Protection of Steam Turbine Disk Wheels from Axial Vibration. Transactions of the ASME: 31—160.

5. Simonovskiy V.I. Dinamika rotorov tsentrobezhnykh mashin / V.I. Simonovskiy. — Sumy: SumGU, 2006. — 126 s.

Надійшла 16.01.2017 року

УДК 621.671

Комплексний аналіз динамічних характеристик живильних насосних агрегатів АЕС

А.С. Ященко, Д.С. Вакула,
А.Ф. Руденко, В.І. Симоновський,
А.М. Козлов

Мета. Порівняння результатів розрахунку динамічних характеристик системи «живильний насосний агрегат — віброплатформа» з розрахунком динамічних характеристик окремих елементів.

Методи. Двокорпусний живильний насосний агрегат являє собою динамічну систему. Кожний елемент системи має певні парціальні власні частоти коливань, які відмінні від відповідних власних частот коливань системи. Неможливо задати такі граничні умови, щоб парціальні власні частоти коливань збігалися з власними частотами коливань системи.

Результати. На прикладі двокорпусного живильного насосного агрегата виконано розрахунок динамічних характеристик системи й окремих її елементів.

Висновки. Для визначення динамічних характеристик насосних агрегатів необхідно розглядати систему в цілому.

Парціальні власні частоти коливань консервативних систем відрізняються від відповідних власних частот коливань системи.

Для інженерних розрахунків досить визначення парціальних власних частот коливань консервативних систем.

Ключові слова: двокорпусний живильний насосний агрегат, динамічна система, віброплатформа, електродвигун, насос, ротор електродвигуна, ротор насоса, корпуси підшипникових опор, власна частота коливань, парціальна власна частота коливань, консервативна система.

UDC 621.671

Comprehensive analysis of the dynamic characteristics of feed water pump units for NPP

A.S. Yashchenko, D.S. Vakula,
A.A. Rudenko, V. I. Simonovskiy,
A.N. Kozlov

Aim. To compare the calculation results of dynamic characteristics of the system “feedwater pump unit — vibration-damping foundation” with calculation of dynamic characteristics of individual parts.

Methods. The feedwater pump unit of barrel type is a dynamic system. Each part of the system has specific partial natural frequencies of vibrations which differ from the vibration natural frequencies of the whole system. It is impossible to set such boundary conditions that partial natural frequencies of vibrations coincide with vibration natural frequencies of the system.

Results. The dynamic characteristics of the system and its individual parts were calculated using feedwater pump unit of barrel type.

Conclusions. It is necessary to consider the system as a whole to calculate the dynamic characteristics of the pump units.

The partial natural frequencies of vibrations of the conservative system differ from the vibration natural frequencies of the system.

The partial natural frequencies of vibrations of the conservative system is sufficient to carry out design calculations.

Keywords: feedwater pump unit of barrel type, dynamic system, vibration-damping foundation, motor, pump, motor rotor, pump rotor, bearing housings, natural vibration frequencies, partial natural frequencies of vibrations, conservative system.