

УДК 534.014 : 621.165

**А.С. СТЕПЧЕНКО**, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;  
**А.Ф. КАБАНОВ**, зам. начальника отдела ОАО «Турбоатом», Харьков;  
**Е.Н. ДУДКИНА**, инженер-конструктор ОАО «Турбоатом», Харьков

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОРПУСОВ ЦНД ТУРБИН «СТЕРЖНЕВОГО» ТИПА И АНАЛИЗ ИХ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ

Описана методика экспериментального определения динамических характеристик корпусов ЦНД на стенде ОАО «Турбоатом». Проведено сравнение экспериментальных амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) для типового ряда корпусов ЦНД «стержневого» класса с результатами численного моделирования. Скорректирована модель демпфирования и способы обработки экспериментальных АЧХ при определении логарифмических декрементов затухания ЦНД.

**Ключевые слова:** корпус турбины, колебания, динамическая податливость, модель демпфирования, параметрическое моделирование.

**Введение.** В первой половине 80-х годов ОАО «Турбоатом» приступил к выпуску типового ряда новой модификации корпуса цилиндров низкого давления (ЦНД), в котором с целью улучшения аэродинамических характеристик выхлопного патрубка вместо системы пластин в нижних половинах патрубков («сотовая» конструкция) применена система стержней («стержневая» конструкция). На сборочно-испытательном стенде ОАО «Турбоатом» проводились испытания с целью отработки динамических характеристик новых ЦНД и обеспечения отсутствия резонансов во встроенных опорах РНД вблизи рабочей частоты вращения [1]. Динамические характеристики опор РНД и корпуса ЦНД на сборочно-испытательном стенде завода находились путем последовательного возбуждения колебаний в вертикальном и поперечном направлениях с одновременной регистрацией параметров колебаний в различных точках ЦНД. Результаты испытаний показали наличие более густого спектра резонансных частот в рабочем диапазоне у ЦНД «стержневого» типа, чем у конструкций «сотового» типа.

Ранее проведенные экспериментальные и теоретические исследования показали, что динамические характеристики ЦНД изменяются в зависимости от конструкций ЦНД и фундамента [2–4]. Основным недостатком исследований вибраций ЦНД является то, что исследовались конкретные конструкции ЦНД турбоагрегатов, а не весь типовый ряд конструкций ЦНД. Авторами разработана суперэлементная параметрическая модель «стержневого» типового ряда корпусов ЦНД ОАО «Турбоатом» [5, 6], которая позволяет провести системные исследования влияния конструктивных изменений корпуса ЦНД и фундамента на их вибрационные характеристики. Особенно актуальной задачей является определение модели трения и методики определения коэффициентов демпфирования, поскольку используемая в ОАО «Турбоатом» модель трения Сорокина при густом спектре собственных частот дает недостоверные результаты.

**Постановка задачи.** На основе анализа методики экспериментального определения динамических характеристик на испытательном стенде ОАО «Турбоатом» провести сравнительные исследования модели Сорокина и модального демпфирования для определения коэффициентов трения и возможности их использования для расчетного прогнозирования динамических характеристик ЦНД «стержневого» типа.

---

© А.С. Степченко, А.Ф. Кабанов, Е.Н. Дудкина, 2013

**Описание экспериментальной установки для виброиспытаний ЦНД турбин.**

Установка и крепление ЦНД турбины на сборочно-испытательном стенде ОАО «Турбоатом» отличаются от их установки на ТЭС. Для стенда спроектирована установка блочной конструкции, с верхним несущим сооружением – рамой, в проемах которого размещены цилиндры турбины. Общий вид сборочно-испытательного стенда показан на рис. 1.

Конструкция состоит из стальных литых колонн. Стальные колонны устанавливаются на подкладные клинья и крепятся к чугунным фундаментным плитам шпильками или скобами, создавая достаточно жесткое и устойчивое сооружение. Выхлопные патрубки ЦНД опираются на фундамент по своему периметру специальной полкой – балконом, эта полка опоясывает цилиндр параллельно горизонтальному разьему и расположена чуть ниже последнего. На стендовом фундаменте ЦНД был закреплен на клиновых домкратах, через которые статические и динамические нагрузки передавались на блоки стендового фундамента.

Оборудование для возбуждения колебаний системы «ЦНД со встроенными опорами РНД – фундамент – основание» состоит из механического вибровозбудителя, приводного электродвигателя, вкладыша, теристорного блока управления и регулирования частоты вибровозбуждения конструкции ОАО «Турбоатом». Механический вибровозбудитель, предназначен для создания направленных вынуждающих динамических сил, действующих по одной из двух взаимно перпендикулярных осей: вертикальной и горизонтально-поперечной относительно оси турбоагрегата.

Вибровозбудитель последовательно устанавливался в специальном вкладыше, который в свою очередь устанавливается в расточках корпуса подшипников (рис. 2). Консольно к вибровозбудителю при помощи фланцевого соединения присоединен электропривод. В качестве электропривода используется электродвигатель постоянного тока.

Места под установку вибродатчиков тщательно очищаются от пыли и грязи и зачищаются наждачным полотном до металлического блеска.

Схема расположения точек (мест) установки вибродатчиков на корпусе «стержневого» ЦНД приведена на рис. 3.

Изменение ориентации вынуждающего усилия с вертикального направления на поперечное производилось поворотом роторов вибровозбудителя на 90°.

При испытаниях вибровозбудитель создавал направленное усилие, зависимость амплитудного значения которого от частоты как при вертикальном, так и при горизонтальном направлении определялась соотношением

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{г}} = K_0 \cdot n^2, \quad (1)$$

где  $Q_{\text{в}}$  – модуль вынуждающей силы в вертикальном направлении, Н;  $Q_{\text{г}}$  – модуль вынуждающей силы в горизонтальном направлении, Н;  $K_0$  – коэффициент, численная величина которого зависят от взаимного расположения неуравновешенных масс роторов вибровозбудителя, Н/(об/мин)<sup>2</sup>;  $n$  – частота вынуждающей силы равная частоте вращения ротора вибровозбудителя, об/мин.

**Теоретические основы методики испытаний.** Определение динамических характеристик опор валопровода турбоагрегата на сборочно-испытательном стенде производилось по методике НПО «ЦКТИ» [7], которая основывается на следующих теоретических положениях.

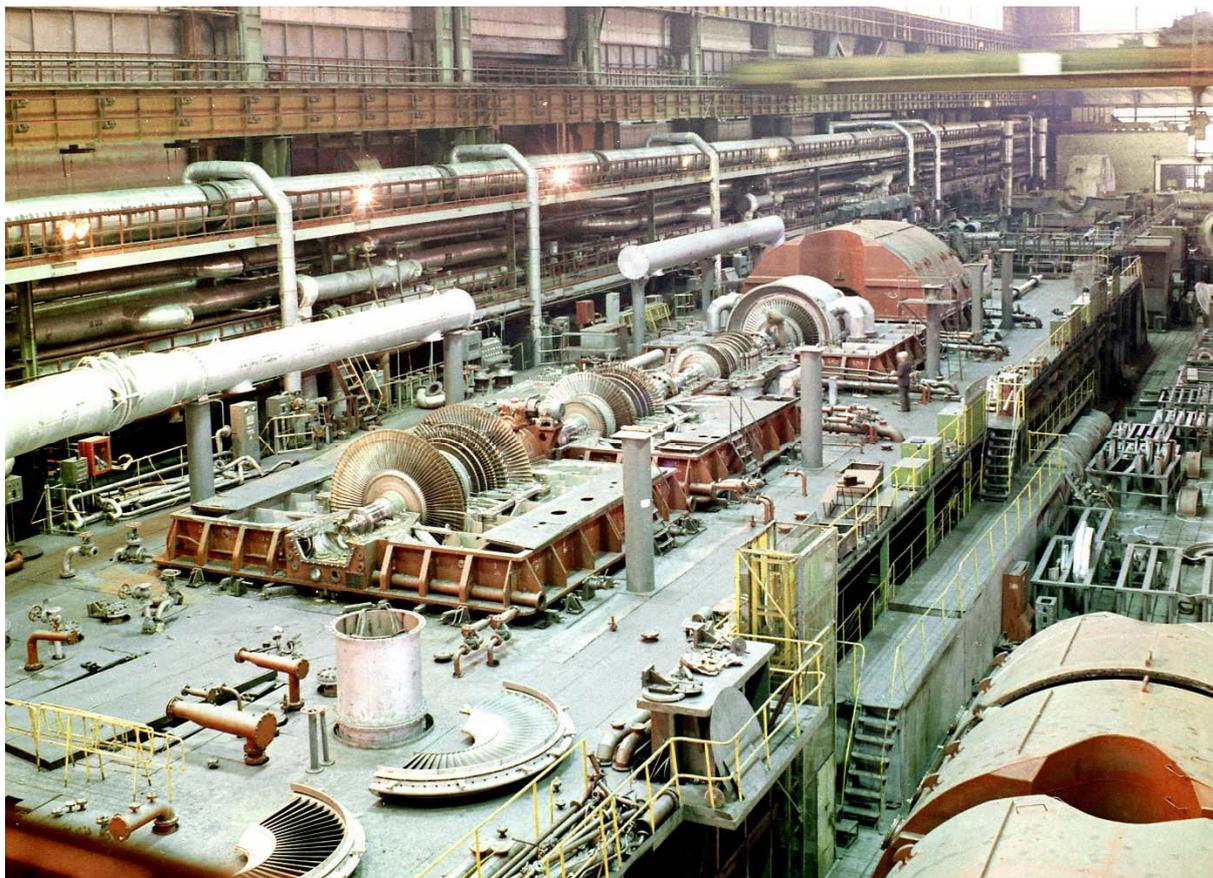


Рис. 1 – Сборочно-испытательный стенд ОАО «Турбоатом»

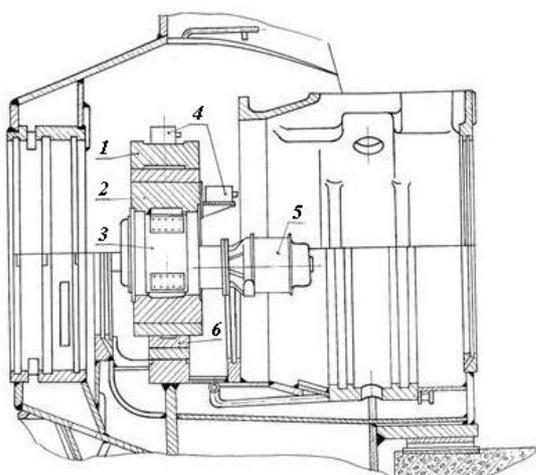


Рис. 2 – Эскиз установки вибратора в опоре:  
1 – бугель; 2 – вкладыш; 3 – вибратор;  
4 – датчик; 5 – электродвигатель;  
6 – полукольцо установочное

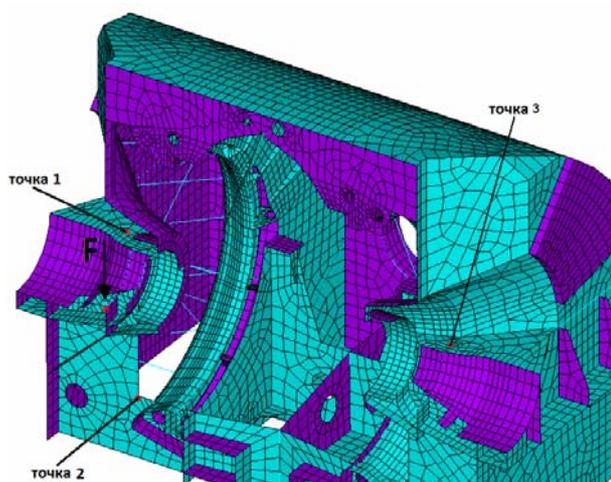


Рис. 3 – Схема расположения вибродатчиков

Вибрационные свойства опор валопровода описываются модулями аргументами главных и побочных комплексных коэффициентов динамических податливостей, резонансными частотами и коэффициентами рассеяния энергии при колебаниях.

Комплексные коэффициенты динамических податливостей являются



$\omega_n \leq \omega \leq \omega_b$  должны быть измерены амплитуды и фазы колебаний вкладышей 1, 2, ...,  $k$ , ...,  $m$ . Частота возбуждения должна изменяться ступенями с шагом не более 1 Гц. На каждой из ступеней измерения амплитуд и фаз должны выполняться после установления стационарных вынужденных колебаний элементов системы.

По данным измерений находятся зависимости

$$|\alpha_{kj}(\omega)| = \frac{|A_{kj}(\omega)|}{|Q_j(\omega)|}; \quad (6)$$

$$\varphi_{kj}(\omega) = \arg \bar{\alpha}_{kj}(\omega). \quad (7)$$

Комплексные значения коэффициентов динамических податливостей опор валопроводов являются интегральными характеристиками, отображающими упругие, массовые и диссипативные свойства системы. Поэтому определение динамических податливостей опор должно проводиться после полной сборки ЦНД и затяжки всего крепежа.

Для получения достоверных результатов методикой должно предусматриваться определение коэффициентов рассеяния энергии и логарифмического декремента затуханий во всех элементах системы, практически равных тем, которые будут в эксплуатационных условиях. Этому условию в наибольшей степени отвечают методики, основанные на возбуждении заранее известными усилиями вынужденных колебаний системы, регистрации параметров колебаний элементов системы и соответствующей обработке опытных данных.

Одна из таких методик была предложена Е.С. Сорокиным в работе [8], в которой наиболее общий метод экспериментального определения коэффициента рассеяния энергии в механической колебательной системе основан на сопоставлении энергии, рассеянной за цикл, с потенциальной энергией системы при резонансных колебаниях.

В соответствии с этой методикой коэффициент рассеяния энергии находится следующим образом:

$$\psi = \frac{\Delta W}{W}. \quad (8)$$

Применительно к резонансным изгибным колебаниям выражение для коэффициента рассеяния энергии в соответствии с [8] записывается следующим образом

$$\psi = \frac{\pi \cdot Q_{jp} \cdot A_{jp}}{\frac{1}{2} \sum_{k=1}^m E_k \cdot J_k \int_0^{l_k} (A_{kq})^2 dl}, \quad (9)$$

где  $Q_{jp}$  – амплитуда возмущающей силы, приложенной в точке « $j$ » при резонансе системы;  $A_{jp}$  – амплитуда перемещений точки « $j$ » при резонансе системы;  $E_k \cdot J_k$  – изгибная жесткость « $k$ -го» элемента системы;  $l_k$  – длина « $k$ -го» элемента системы;  $A_{kq}$  – амплитуда колебаний точки « $q$ » « $k$ -го» элемента ( $0 \leq q \leq l_k$ );  $m$  – число элементов, составляющих систему.

Однако из-за чрезвычайно большого объема необходимых измерений, трудности установления в ряде случаев истинных величин жесткостей элементов этот метод не получил широкого распространения.

Для определения рассеяния энергии в системах с невысоким затуханием и неплотным спектром собственных частот Е.С. Сорокиным был предложен другой метод, также основанный на возбуждении и регистрации вынужденных колебаний

системы, но существенно менее трудоемкий по сравнению с вышеуказанным [9]. В силу простоты реализации эта методика широко используется при промышленных испытаниях сооружений [10–11]. Она же была использована ЦКТИ при обработке опытных данных, полученных при вибрационных испытаниях фундаментов и опор турбоагрегатов.

По этой методике логарифмический декремент колебаний  $\delta$  и коэффициент рассеивания энергии  $\psi$  определяется с помощью резонансных кривых и вычисляется по уравнениям

$$\delta = \pi \frac{p_2 - p_1}{p_p}; \quad \psi = 2\pi \frac{p_2 - p_1}{p_p}, \quad (10)$$

где  $p_2$  и  $p_1$  – соответственно, за- и дорезонансные частоты, при которых амплитуды колебаний равны 0,707 амплитуды резонансных колебаний с частотой  $p_p$ .

С помощью этих соотношений коэффициенты  $\delta$  и  $\psi$  определяются с тем большей точностью, чем меньше затухание в системе и чем больше интервалы между соседними резонансами.

Одним из достоинств этой методики является возможность дифференцирования оценки диссипативных свойств системы при различных частотах, величинах и ориентации возмущающих сил.

**Сравнительные исследования экспериментальных и расчетных АЧХ корпусов ЦНД «стержневого» типового ряда.** На испытательном стенде были проведены экспериментальные исследования динамических характеристик «стержневого» ЦНД турбины К-320 и получены АЧХ (кривая 3, рис. 4а, б) в точках показанных на рис. 3. Согласно методики применяемой в ОАО «Турбоатом» из полученных экспериментальных АЧХ были определены логарифмические декременты затуханий  $\delta_i$  по Сорокину Е.С. (10) на каждой собственной частоте  $p_i$  и затем определено усредненное значение для каждой точки. В результате для «стержневого» ЦНД турбины К-320 логарифмические декременты затухания  $\delta$  для точек № 1 и № 2 (рис. 3), которые равны 0,32 и 0,3, соответственно.

Для ЦНД турбины К-320, на основе ранее разработанной суперэлементной параметрической модели типового ряда [5, 6], были проведены расчеты собственных частот и форм [12] и получены АЧХ для точек № 1 и № 2 при определенных по вышеизложенной методике  $\delta$ . Результаты расчетных значений АЧХ приведены на рис. 4 (кривая 1). Как видно из сравнения экспериментальных и расчетных АЧХ они отличаются. Очевидно, что величина  $\delta$  завышена. Это связано с наличием большого количества резонансов в рабочем диапазоне, что приводит к взаимному влиянию их и противоречит гипотезе Сорокина Е.С. положенной в основу методики определения  $\delta$  применяемой в ОАО «Турбоатом» для стендовых испытаний. Путем варьирования величиной декремента затухания  $\delta$  было подобрано наилучшее значение по критерию среднеквадратического отклонения, которое равно 0,05 (кривая 2, рис. 4). Как видно из сравнения экспериментальной АЧХ и расчетной АЧХ при  $\delta = 0,05$  и этом случае имеется отличие между ними.

Это говорит о том, что логарифмические декременты для корпуса ЦНД по методике [11] определяются неверно и действительные значения логарифмического декремента затухания для каждой собственной частоты могут значительно отличаться. Также возможна ситуация, что в конструкции превалирует конструкционное трения и для каждого из элементов конструкции ЦНД свой коэффициент трения.

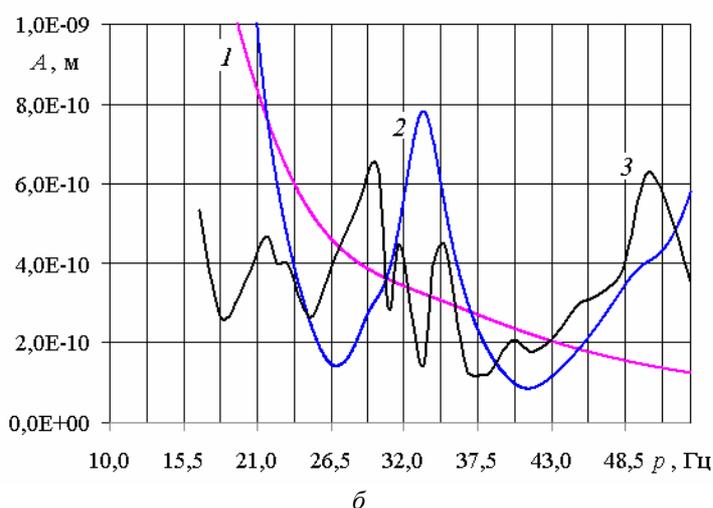
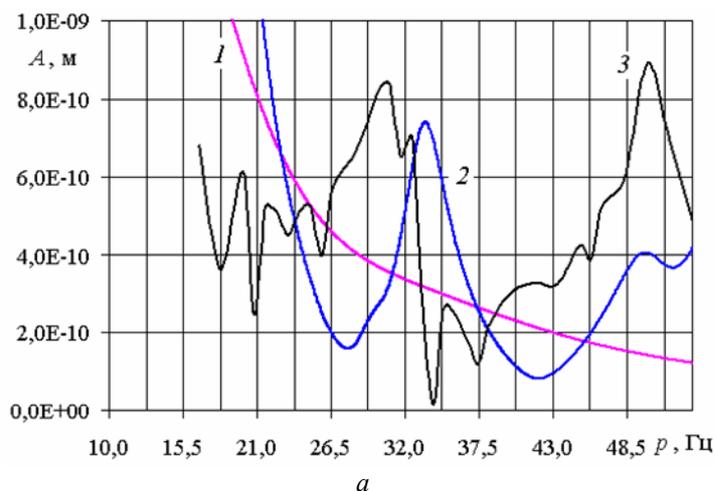


Рис. 4 – АЧХ вертикальных перемещений в точках опоры подшипника № 4 для «стержневого» ЦНД:  
 а – точка № 1 (кривая 1 –  $\delta = 0,32$ ;  
 кривая 2 –  $\delta = 0,05$ ; кривая 3 – эксперимент);  
 б – точка № 2 (кривая 1 –  $\delta = 0,3$ ;  
 кривая 2 –  $\delta = 0,05$ ; кривая 3 – эксперимент)

на частоте 31 Гц (расчетное значение 34 Гц) и значительное отклонение характера кривой в районе групп резонансных частот 27–30 Гц и 39 Гц.

Было рассмотрено возможность применимости гипотезы модального демпфирования. Для этого на основе суперэлементной параметрической модели «стержневого» ЦНД турбины К-320 была проведена серия вариативных расчетов с целью подбора оптимальных логарифмических декрементов  $\delta_i$  для собственных частот  $p_i$  значения которых приведены в табл. В качестве критерия оптимальности было принято минимум среднеквадратического отклонения расчетных значений АЧХ от экспериментальных. Полученные величины  $\delta_i$  приведены в табл., а АЧХ на рис. 5а (кривая 2). Данная модель трения была протестирована для аналогичной точки № 3 (рис. 3) на опоре № 5 (рис. 5б, кривая 2).

При сопоставлении экспериментальных и расчетных кривых по модальной модели трения видно хорошее качественное и количественное совпадение максимальных значений амплитуд, однако имеется значительное отличие по величине частоты резонанса

Собственные частоты и логарифмические декременты затухания  $\delta_i$

№	Частоты	$\delta$	№	Частоты	$\delta$
1	12,488	0.6	8	33,408	0.05
2	15,733	0.6	9	39,123	0.04
3	18,101	0.6	10	39,163	0.04
4	27,079	0.6	11	39,233	0.04
5	27,159	0.5	12	39,276	0.04
6	29,662	0.5	13	50,050	0.015
7	29,914	0.05	14	56,469	0.02

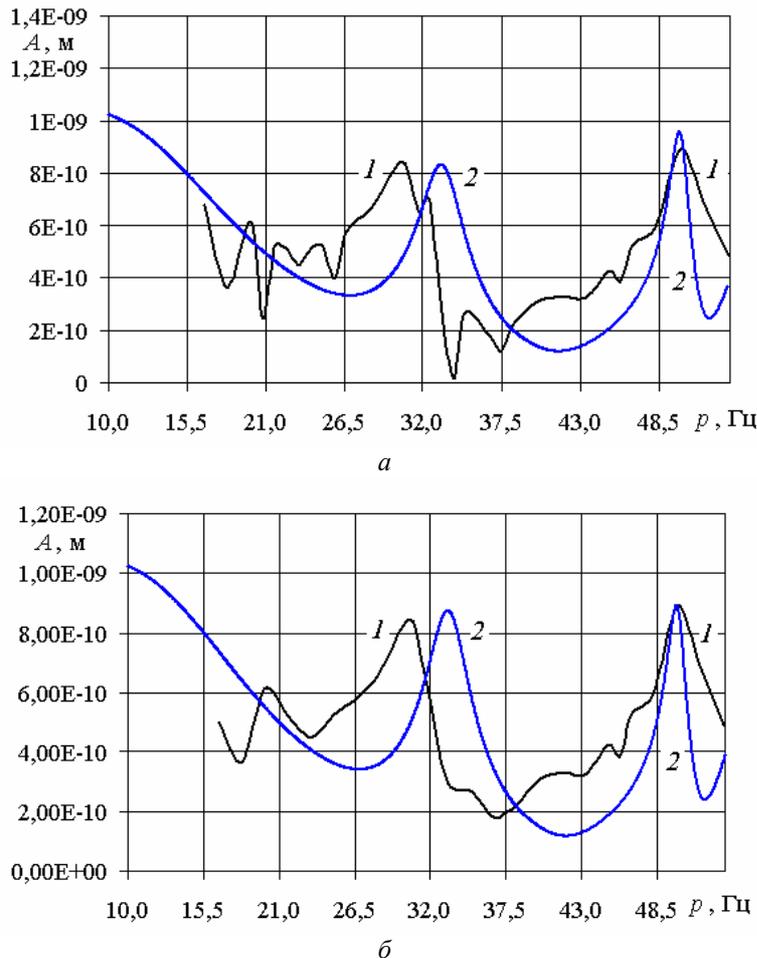


Рис. 5 – Подбор коэффициентов демпфирования:

*a* – для опоры № 4; *б* – для опоры № 5

(кривая 1 – эксперимент; кривая 2 – модальное демпфирование)

определением индивидуальных логарифмических декрементов затухания для каждого резонанса на основе сравнения экспериментальных и расчетных значений для разработанной суперэлементной параметрической модели «стержневого» ЦНД дает хорошее совпадение по максимальным амплитудами, но смещает величины резонансов.

4 Результаты исследований, говорят, что в ЦНД «стержневого» типа превалирует конструкционное трение ЦНД и необходимо разработка модели трения учитывающей возможность наличия разных коэффициентов трения для разных частей конструкции ЦНД.

**Список литературы:** 1. Орлов, И.И. Определение на стенде ОАО «Турбоатом» вибрационных характеристик ЦНД быстроходных турбоагрегатов для АЭС [Текст]: отчет № 046116/0-11357 / И.И. Орлов, В.В. Приходько, М.Б. Явельский. – НПО ЦКТИ; ОАО «Турбоатом», 1982. – 138 с. 2. Рабинович, Э.М. Исследование деформационного состояния ЦНД К-500-65/3000 в эксплуатации на ЛАЭС и ЦНД К-220-44-3 на Кольской АЭС. Часть II. Кольской АЭС [Текст]: отчет ЦКТИ / Э.М. Рабинович, Н.Н. Виноградов. – Л.: ЦКТИ, 1989. 3. Шульженко, Н.Г. Численный анализ колебаний системы турбоагрегат-фундамент [Текст] / Н.Г. Шульженко, Ю.С. Воробьев. – К.: Научная мысль, 1991. – 232 с. 4. Степченко, А.С. Численные исследования динамических характеристик системы турбоагрегат-фундамент: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06; защищена 20.01.95; утв. 25.05.95 / Степченко Александр Станиславович. – Х., 1994. – 194 с. 5. Дудкина, Е.Н. Моделирование типового ряда конструкций корпусов цилиндра низкого давления мощных паровых турбин. Часть I. Классификация и разработка структурной схемы [Текст] / Е.Н. Дудкина, А.С. Степченко // Динаміка і міцність машин. Вісник НТУ «ХПІ»: 36.

**Выводы.** Результаты расчетно-экспериментальных исследований динамических характеристик «стержневого» ЦНД турбины К-320 показали:

1 Применение методики Сорокина при определении логарифмического декремента затухания из экспериментальных АЧХ полученных на испытательном стенде ОАО «Турбоатом» для «стержневого» ЦНД недопустимо из-за густого спектра частот в рабочем диапазоне.

2 Применение модели трения с усредненным логарифмическим декрементом затухания для всех резонансных частот дает значительные отличие между экспериментальной и расчетной АЧХ.

3 Применение модальной модели трения с

наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2009. – № 42. – С. 147-154. **6. Степченко, А.С.** Моделирование типового ряда конструкций корпусов цилиндра низкого давления мощных паровых турбин. Часть II. Построение параметрической КЭ-модели для исследования динамических характеристик [Текст] / А.С. Степченко, Е.Н. Дудкина, В.А. Соболев // Динаміка і міцність машин. Вісник НТУ «ХПІ»: 36. наук. праць – Х.: НТУ «ХПІ», 2011. – № 63. – С. 113-121. – ISSN 2078-9130. **7. Орлов, И.И.** Методика определения вибрационных характеристик мощных энергетических турбоагрегатов [Текст]: отчет № 21964 / И.И. Орлов, Н.Н. Ермаков // НПО ЦКТИ; ОАО «Турбоатом», 1972. – 67 с. **8. Сорокин, Е.С.** Динамический расчет несущих конструкций зданий [Текст] / Е.С. Сорокин. – М., 1956. **9. Сорокин, Е.С.** Динамика междуэтажных перекрытий [Текст] / Е.С. Сорокин. – М.: Стройиздат, 1941. **10. Мак-Гоннейгль, У.** Испытания без разрушения [Текст] / У. Мак-Гоннейгль. – М., 1965. **11. Орлов, И.И.** Динамические характеристики ЦНД для ТЭС и АЭС [Текст] / И.И. Орлов, В.В. Приходько, В.Г. Турапин, М.Б. Явельский // Труды ЦКТИ. – Л., 1989. – № 257. – С. 68-75. **12. Степченко, О.С.** Моделювання типового ряду конструкцій корпусів циліндра низького тиску потужних парових турбін. Частина 3. Порівняльне дослідження власних частот і форм корпусів ЦНТ «стержневого» типового ряду [Текст] / А.С. Степченко, О.М. Дудічна // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – № 67. – С. 103-112. – ISSN 2078-9130.

*Поступила в редколлегию 15.01.13*

УДК 534.014 : 621.165

**Экспериментальное определение динамических характеристик корпусов ЦНД турбин «стержневого» типа и анализ их демпфирующих свойств [Текст] / А.С. Степченко, А.Ф. Кабанов, Е.Н. Дудкина // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 47-55. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.**

Описано методику експериментального визначення динамічних характеристик корпусів ЦНТ на стенді ВАТ «Турбоатом». Проведено порівняння експериментальних амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) для типового ряду корпусів ЦНТ «стрижневого» класу з результатами чисельного моделювання. Скориговано модель демпфування і способи обробки експериментальних АЧХ при визначенні логарифмічних декрементів затухання ЦНТ.

**Ключові слова:** корпус турбіни, коливання, динамічна податливість, модель демпфування, параметричне моделювання.

A technique for the experimental determination of the dynamic characteristics of the LPC on the stand «Turboatom». A comparison of the experimental amplitude-frequency characteristics (AFC) for the type series enclosures LPC «beam» class with the simulation results. Adjusted damping model and methods of experimental response in determining the damping constant of LPC.

**Keywords:** turbine casing, vibration, dynamic compliance, damping model, parametric modeling.