

МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ МОЩНОСТЬЮ 500 МВт

Красников С.В.¹,

¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

***Аннотация.** Проведено моделирование паротурбинной установки мощностью 500 МВт. Построены геометрические и расчетные модели. Проведены расчеты вынужденных колебаний. По результатам расчетов определены причины повышенных вибраций. Расчеты и моделирование выполнены методом конечных элементов.*

***Ключевые слова:** вибрация, паровая турбина, цилиндр низкого давления, метод конечных элементов, колебания, фундамент.*

Введение

Развитие энергетического комплекса связано с заменой и модернизацией оборудования, которое выработало свой ресурс. По ряду причин в нашей стране не проводится строительство новых энергетических станций и промышленных объектов. В этих условиях обслуживание и замена имеющегося парка энергетических установок является важной задачей. Особенностью замены устаревшего оборудования энергетических блоков является использование значительного количества элементов со значительной выработкой или исчерпанием проектного и физического ресурсов. Это является критическим фактором при плановых и аварийных ремонтных работах. В значительной степени эксплуатация современного парка энергетических установок возможна благодаря высокой надежности и запасу прочности оборудования и паровых турбин Харьковского турбинного завода, известного под марками ХТЗ, ХТГЗ, Турбоатом. Значительная часть паровых турбин была разработана коллективом харьковских ученых и инженеров с участием и координацией Юрия Фёдоровича Косяка. Этот замечательный ученый и инженер в 1956 г. успешно закончил Харьковский политехнический институт по специальности «Турбиностроение». Пройдя путь от рядового инженера-конструктора до главного конструктора паровых и газовых турбин, Ю. Ф. Косяк в 1991 г. вышел на пенсию. Работы Ю. Ф. Косяка и коллектива под его руководством были неоднократно высоко оценены руководством страны. Кроме военных наград за период Великой Отечественной войны, Ю. Ф. Косяк был удостоен Государственной премии СССР (1979 г.), ордена Дружбы народов (1981 г.), ордена Ленина

(1986 г.). Перечислить всех ученых и инженеров, благодаря которым был создан и существует электроэнергетический комплекс Украины, сложно. К сожалению, имена многих квалифицированных энергетиков не известны не только широкой аудитории. Благодаря их труду были созданы паротурбинные энергетические установки мощностью 500 и 1000 МВт, которые являются основными для энергоблоков АЭС. Большая часть этих паровых турбин выработала более половины проектного ресурса. При работе энергоблоков мощностью 500 МВт в результате длительной эксплуатации появился повышенный уровень вибрации подшипников №№ 2, 3 и №№ 8, 9 до уровня $40 \div 45$ мкм. Виброисследования этих подшипников не показали определённых отклонений от нормативных закономерностей в распределении вибрации. После профилактических ремонтных работ и частичной модернизации ситуация не изменилась качественным образом. Данное состояние уровня колебаний не является допустимым, что привело к необходимости проведения дополнительных исследований.

Анализ публикаций

Паровая конденсационная турбина К-500-65/3000 ХТГЗ состоит из пяти цилиндров: одного цилиндра высокого давления (ЦВД) и четырех цилиндров низкого давления (ЦНД) с конденсаторами (рис. 1). Нумерация подшипников проводится с четвертого ЦНД. Конструкция симметрична, ЦВД располагается между ЦНД – по два с каждой стороны. В эксплуатации находятся 22 турбины такого типа. Первая турбина данного типа была установлена для эксплуатации на Ленинградской АЭС в 1973 г. После этого их

установили на Курской и Смоленской АЭС. Эксплуатация этих турбин осуществляется в наше время. Общее описание паровой турбины и основные направления модернизации приведены в источниках [1–4].

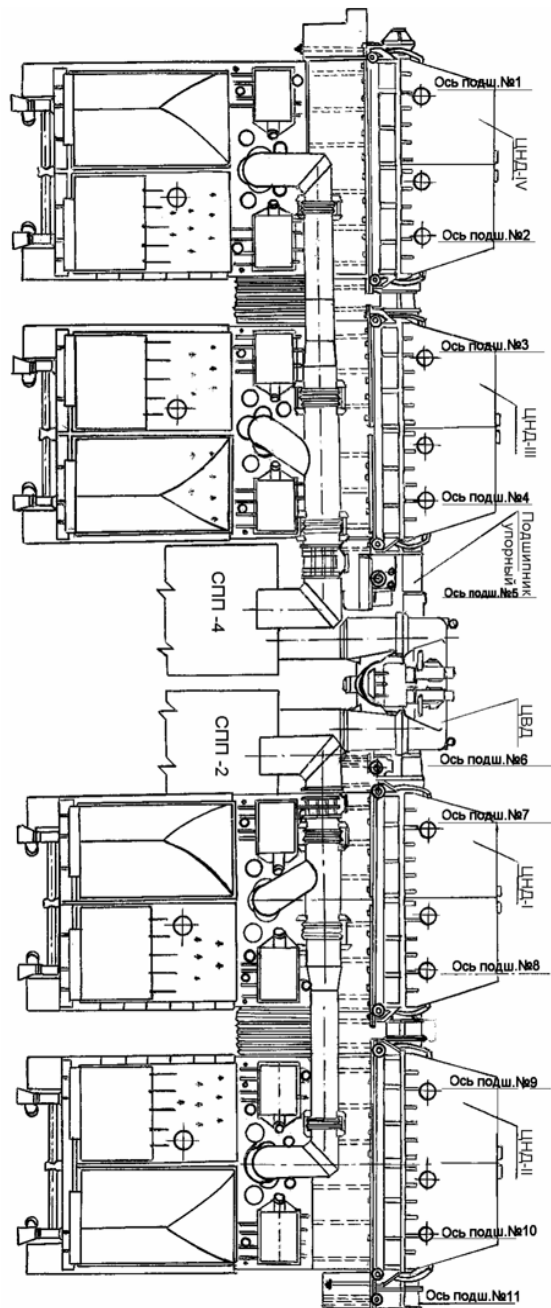


Рис. 1. Общий вид паротурбинной установки К-500-65/3000 ХТГЗ

Паровая турбина К-500-65/3000 ХТГЗ прошла ряд модернизаций, которые в модификациях позволили нарастить мощность до 516–560 МВт.

Цель и постановка задачи

Целью работы является определение амплитудно-частотных характеристик вынуж-

денных колебаний, а также причин повышенной вибрации подшипников №№ 2, 3 и №№ 8, 9. Объектом исследования является система «турбина–фундамент–основание» паротурбинной установки К-500-65/3000 ХТГЗ. Предметом исследования являются амплитуды вынужденных колебаний и причины их повышенного уровня в подшипниках корпусов ЦВД.

Математическая модель

В соответствии с методом конечных элементов основная функциональная задача:

$$L(t, O, q) = 0, \quad (1)$$

где O – связи турбины с фундаментом; L – уравнение Лагранжа 2-го рода; q – обобщенные перемещения.

В соответствии с [5, 6, 12] функционал (1) представлен в матричном виде:

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = R, \quad (2)$$

где M – матрица масс; C – матрица демпфирования; K – матрица жесткости; R – внешние воздействия.

Собственные частоты системы p_j определяются из формулы (3):

$$\det[K - p_j^2 M] = 0. \quad (3)$$

Векторы амплитуд вынужденных колебаний определяются методом итераций в подпространстве.

Описание расчетной модели

В соответствии с методами моделирования и исследования колебаний системы «турбина–фундамент–основание» [5–9] построение моделей железобетонного фундамента проводилось стержневыми конечными элементами; ЦВД, генератор и валопровод – массами; ЦВД – системой пластин, стержней, масс. Конденсатор и связи элементов системы «турбина–фундамент–основание» моделировались с помощью граничных условий. В результате аппроксимации система связей турбины с фундаментом имеет три варианта – жесткая связь, свободное опирание и упругое взаимодействие. Построенная конечно-элементная модель состоит из 27 040 узлов и 23 165 конечных элементов (рис. 2).

В качестве внешних воздействий применялись силы 1 Н в местах расположения встроенных в корпуса ЦНД подшипников роторов, соответствующих частотам 0–55 Гц.

Расчетные исследования амплитудных характеристик опор подшипников

Были проведены расчеты амплитуд вынужденных колебаний. Построены зависимости амплитуд колебаний от частоты вынуждающей нагрузки (АЧХ), которые приведены ниже. Рассмотрим АЧХ вертикальных перемещений в точках на опорах подшипников №№ 1, 2 (ЦНД-4); №№ 3, 4 (ЦНД-3); №№ 7, 8 (ЦНД-1) №№ 9, 10 (ЦНД-2). Они приведены ниже на рисунках. Так, на рабочей частоте:

- для подшипника № 10 амплитуда перемещений равна 3,5 м/Н;
- для подшипника № 9 амплитуда перемещений равна 4,3 м/Н;
- для подшипника № 8 амплитуда перемещений равна 4,1 10⁻¹⁰ м/Н;
- для подшипника № 7 амплитуда перемещений равна 2,5 м/Н;

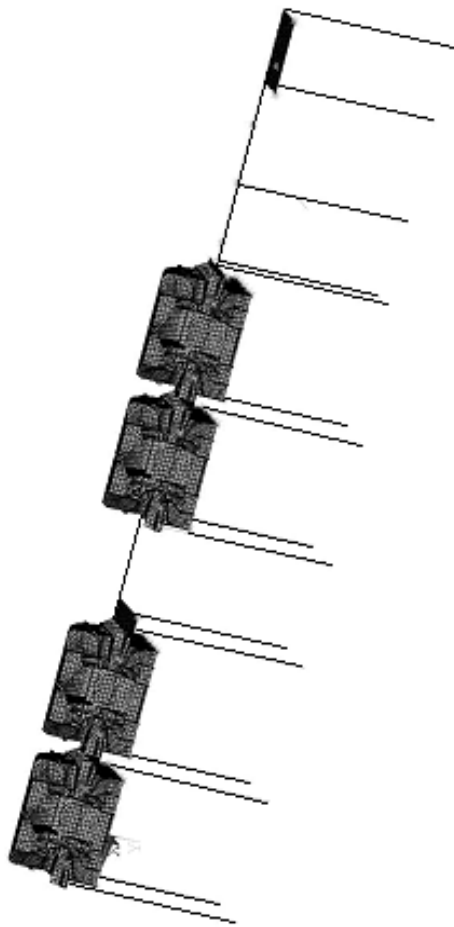


Рис. 2. Конечно-элементная модель паротурбинной установки К-500-65/3000 ХТГЗ

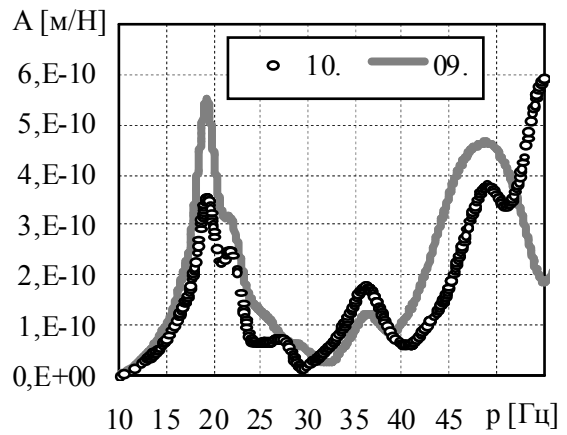


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных перемещений в точке опоры подшипника для опор подшипников №№ 10, 9 ЦНД

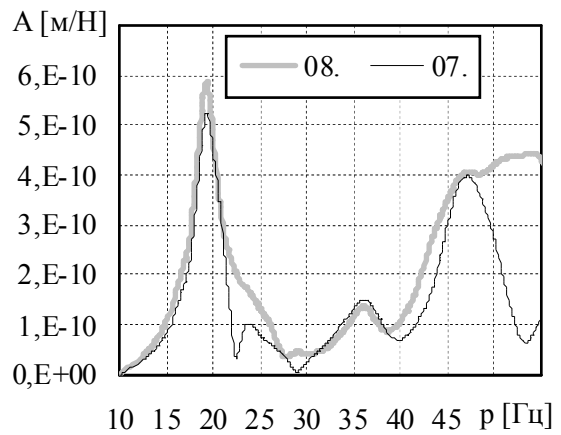


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных перемещений в точке опоры подшипника для опор подшипников №№ 8, 7 ЦНД

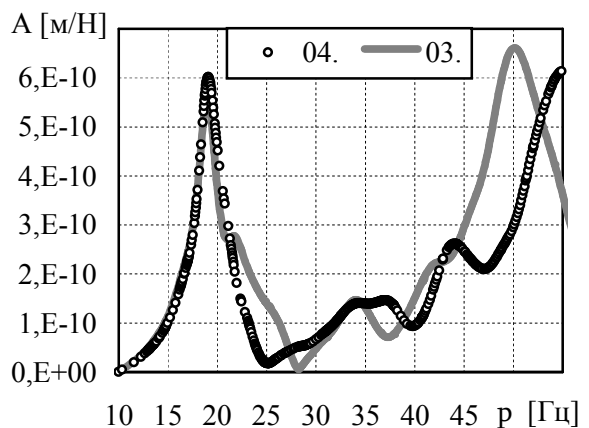


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных перемещений в точке опоры подшипника для опор подшипников №№ 4, 3 ЦНД

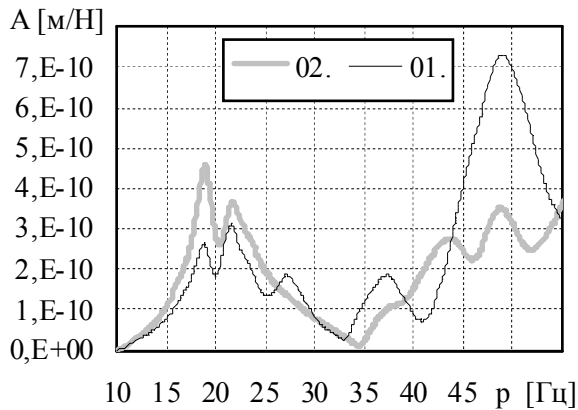


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных перемещений в точке опоры подшипника для опор подшипников №№ 2, 1 ЦНД

- для подшипника № 4 амплитуда перемещений равна $3,0 \cdot 10^{-10}$ м/Н;
- для подшипника № 3 амплитуда перемещений равна $6,8 \cdot 10^{-10}$ м/Н;
- для подшипника № 2 амплитуда перемещений равна $3,3 \cdot 10^{-10}$ м/Н;
- для подшипника № 1 амплитуда перемещений равна $6,9 \cdot 10^{-10}$ м/Н.

Также видно, что резонанс в районе 50 Гц определяется глобальной собственной формой колебаний системы. Для опоры подшипника № 3 резонанс находится на рабочей частоте 50 Гц.

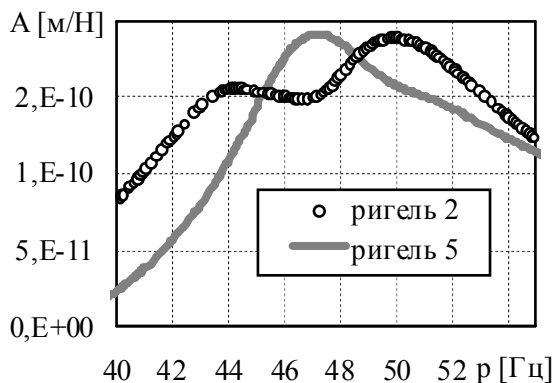


Рис. 7. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных перемещений в точках на оси ротора ригелей № 2 и № 5 фундамента

При этом вибрации на практически симметричных опорах подшипников № 8 и № 3, установленных на практически симметричных относительно ЦВД ригелях № 5 и № 2, отличаются в 1,6 раза и места резонансов не совпадают. Как показывает практика ранее проведенных расчетов [5, 7], такое возмож-

но, если наблюдается локальный резонанс фундамента на рабочей частоте. Поэтому были проведены исследования форм колебаний фундамента (в системе «турбоагрегат–фундамент») и АЧХ в точках ригелей № 5 и № 2 под полками встроенных опор подшипника ЦНД. На рис. 7 приведено АЧХ для ригелей № 5 и № 2, из которого видно, что эта форма определяет глобальный резонанс для ригеля № 2 фундамента на частоте 50 Гц и глобальный резонанс для ригеля № 5 фундамента на частоте 47 Гц, что соответственно определяет глобальный резонансы для опор подшипников.

Выводы

Наличие глобального резонанса фундамента (максимум под подшипниковыми опорами №№ 2, 3 (ЦНД-III, ЦНД-IV)) при частоте 50 Гц определяет повышенный уровень вибраций указанных подшипников. Подобная ситуация имеет место для подшипниковых опор №№ 8, 9, 10 (ЦНД-1, ЦНД-II) при частоте 47 Гц. Глобальный резонанс фундамента определяют резонансные колебания ЦНД и, в частности, подшипниковых опор. Это говорит о том, что местное ужесточение конструкции под подшипниками не приведет к заметному снижению их вибраций.

Литература

1. Косяк Ю. Ф. и др. Паротурбинные установки атомных электростанций, ред. Ю. Ф. Косяк. М.: Энергия. 1978. 312 с.
2. Трояновский Б. М. Турбины для атомных электростанций. М.: Энергия. 1978. 182 с.
3. Левченко Е. В., Швецов В. Л., Кожевникова И. И., Лобко А. Н. Опыт ОАО «ТурбоАтом» в разработке и модернизации турбин для АЭС. СПб.: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. 2010. № 3. С. 5–11.
4. Субботин В. Г., Левченко Е. В., Швецов В. Л. Паровые турбины ОАО «Турбоатом» для тепловых электростанций. Харьков: Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ». 2009. № 3. С. 6–17.
5. HITACHI. Turbine and Generator Foundation Design and construction & recommendation. Токио: Japan. 2009. 104 p.
6. Еременко С. Ю. Методы конечных элементов в механике деформируемых тел. Харьков: Основа. 1991. 271 с.
7. Жовдак В. О., Красников С. В., Степченко О. С. Решение задачи статистической динамики машиностроительных конструкций с учетом случайного изменения параметров. Харків: Проблеми машиностроения. 2004. Т. 7. № 3. С. 39–47.

8. Zhiqiang Hu, Wei Wang, Puning Jiang, Qinghua Huang, Jianhua Wang, Sihua Xu, Jin He and Lei Xiao. A Seismic Analysis on Steam Turbine Considering Turbine and Foundation Interaction. Düsseldorf: *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2014. no. V01BT27A041. P. 1–8.
9. Alan Turnbull. Corrosion pitting and environmentally assisted small crack growth. *Proceedings. Mathematical, Physical, and Engineering Sciences*. London: The Royal Society. 2014. no. 20140254. P. 1–19.
10. Chowdhury Indrajit, Dasguptu P. Shambhu Dynamics of Structure and foundation a unified approach. Leiden: CRC Press. 2009. 616 p.
11. Рунов Б. Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. М.: Энергоиздат. 1982. 352 с.
12. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. М.: Мир. 1984. 428 с.
13. Красников С. В. Моделирование и анализ вибрационных характеристик корпуса паровой турбины большой мощности. Харків: *Вісник НТУ «ХПИ»*. 2017. № 39. С.23–26.

References

1. Kosyak Yu. F. and other (1978). Paroturbinnye ustanovki atomnykh elektrostantsii, red. Yu. F. Kosyak [Steam turbine installations of atomic power plants], Moscow, Energiya. 312 [in Russian].
2. Troyanovskii В. М. (1978). Turbiny dlya atomnykh elektrostantsii [Turbines for nuclear power plants], Moscow, Energiya. 182 [in Russian].
3. Levchenko E.V., Shvetsov V.L., Kozheshkurt I.I., Lobko A.N. (2010). Oпыt ОАО «TurboAtom» v raz-rabotke i modernizatsii turbin dlya AES [Experience of OJSC «TurboAtom» in the development and modernization of turbines for nuclear power plants.], *Energeticheskie i teplotekhnicheskie protsessy i oborudovanie. SantPeterburg*, 3, 5–11 [in Russian].
4. Subbotin V.G., Levchenko E.V., Shvetsov V.L. (2009). Parovye turbiny ОАО "Turboatom" dlya teplovykh elektrostantsii [Turboatom steam turbines for thermal power plants]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Khar'kov*, 3, 6–17 [in Russian].
5. (2009). HITACHI. Turbine and Generator Foundation *Design and construction & recommendation*. Tokyo: Japan, 104.
6. Eremenko S.Yu. (1991). Metody konechnykh elementov v mekhanike deformiruemykh tel [Finite-element methods in mechanics of deformable bodies.], Khar'kov: Osnova. 271 [in Russian].
7. Zhovdak V.O., Krasnikov S.V., Stepchenko O.S. (2004). Reshenie zadachi statisticheskoi dinamiki ma-shinostroitel'nykh konstruksii s uchetom sluchainogo izmeneniya parametrov [The solution of the problem of the statistical dynamics of the machine-building constructions taking into account a random change in parameters. Kharkiv: Engineer-

ing problems]. *Problemy mashinostroeniya, Kharkiv*. 3, 39–47 [in Russian].

8. Zhiqiang Hu, Wei Wang, Puning Jiang, Qinghua Huang, Jianhua Wang, Sihua Xu, Jin He and Lei Xiao (2014). A Seismic Analysis on Steam Turbine Con-sidering Turbine and Foundation Interaction. *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Düsseldorf*. V01BT27A041, 1–8.
9. Alan Turnbull (2014). Corrosion pitting and environmentally assisted small crack growth. *Proceedings. Mathematical, Physical, and Engineering Sciences, London: The Royal Society*. 20140254, 1–19.
10. Chowdhury Indrajit, Dasguptu P. Shambhu (2009). Dynamics of Structure and foundation a unified approach. Leiden: CRC Press, 616.
11. Runov B. T. (1982) Issledovanie i ustranenie vibratsii parovykh turboagregatov [Research and elimination of the vibration of the steam turbine units], Moscow, Energoizdat. 352 [in Russian].
12. Gallager R. (1984) Metod konechnykh elementov. Osnovy [The finite element method. Basedata], Moscow, Mir. 428 [in Russian].
13. Krasnikov S.V. (2017). Modelirovanie i analiz vib-ratsionnykh kharakteristik korpusa parovoi tur-biny bol'shoi moshchnosti [Modeling and analysis of the vibration characteristics of a high-power steam turbine hull]. *Visnik NTU «KhPI», Kharkiv*, 39, 23–26 [in Russian].

Красников Сергей Васильевич¹, к.т.н., доц. каф. теоретической механики и гидравлики, тел. +38 057-707-37-30, e-mail: vsevkr@list.ru.

¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина, Харьков, 61002, ул. Ярослава Мудрого 25.

Modeling and analysis of oscillations of the steam turbine with a capacity of 500 MW

Abstract. Problem. The main problem of the vibrational reliability of steam turbines is considered, which is connected with the appearance of increased vibration in the bearings of the turbine rotor. The root cause of the increased vibration of these parts of the turbine is the rotor's non-balance. However, the case of operating practice is considered, where rotational alignment did not significantly change the vibration parameters. **Goal.** The purpose of this work was to simulate the forced oscillations of the turbine-foundation-base system with turbine K-500-65 / 3000 KTGZ, as well as to investigate the causes of increased vibration of the rotor supports. **Methodology.** The research was carried out using the method of quantum, the method of finite elements, and also by the author's developed methods for constructing models and carrying out research on oscillations of the turbine-foundation-base system. **Results.** As a result of the conducted studies, a three-dimensional finite element model of the turbine-foundation-base system was obtained, and amplitude-frequency dependences for the rotor supports were also obtained.

The conducted research made it possible to draw conclusions about the causes of increased vibration of the rotors of the steam turbine. **Originality.** The type of the developed three-dimensional models of the turbine-foundation-base system is unique. Due to the features of this model, it is possible to study the vibrational processes at the level, which allows you to analyze the vibrations of almost all elements of the system. For individual studies, further specification of the parts of the system important for the task is needed. This allows us to use the features of the finite element method to specify the turbine-foundation-base system in accordance with the actual operating conditions. Other methods and approaches did not resolve the established problem and explained the reasons for the hanging vibration of the turbine rotor supports. **Practical value.** The practical significance of this work is visual means of developing specialized models for studying forced oscillations of the turbine-foundation-base system, as well as solving a practical problem in analyzing the causes of increased vibration of the rotors of the steam turbine. The results of the work were used to develop measures to improve the vibration state of power units with steam turbines of 500 MW capacity.

Key words: vibration, steam turbine, low pressure case, finite element method, oscillations, foundation.

Krasnikov S.V.¹, Ph.D., Assoc. Prof.,
tel. +38 057-707-37-30, e-mail: vsevavr@list.ru.

¹Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslav Mudry street, Kharkiv, 61002, Ukraine.

Моделювання та аналіз вимушених коливань парової турбіни потужністю 500 МВт

Анотація. Розглянуто основну проблему вібраційної надійності парових турбін, що пов'язана з виникненням підвищеної вібрації в опорах підшипника роторів турбіни. Основною причиною виникнення підвищеної вібрації цих частин турбіни є небаланс ротора. Проте розглядається випадок із практики експлуатації, де центрування роторів не надало суттєвих змін вібраційних параметрів. Метою роботи було моделювання вимушених коливань системи «турбіна-фундамент-основа» з турбіною К-500-65/3000 ХТГЗ», а також дослідження причин підвищеної вібрації

опор роторів. Дослідження проводились за допомогою методу коливань, метода скінченних елементів, а також розробленими автором методиками побудови моделей та проведення досліджень коливань системи «турбіна-фундамент-основа». Унаслідок проведених досліджень було отримано тривимірну скінченно-елементну модель системи «турбіна-фундамент-основа», отримано амплітудно-частотні залежності для опор роторів. Проведене дослідження дозволило зробити висновки щодо причин підвищеної вібрації опор роторів парової турбіни. Тип розроблених тривимірних моделей системи «турбіна-фундамент-основа» є унікальним. Завдяки особливостям цієї моделі існує можливість дослідження вібраційних процесів на рівні, що дозволяє аналізувати вібрації майже всіх елементів системи. Для окремих досліджень потрібна додаткова конкретизація важливих для поставленого завдання частин системи. Саме це дозволяє використовувати особливості методу скінченних елементів для конкретизації системи «турбіна-фундамент-основа» відповідно до реальних умов експлуатації. Сторонніми дослідниками за допомогою інших методів та підходів не було вирішено поставлену проблему та визначено причини підвищеної вібрації опор роторів турбіни. Практичне значення проведеної роботи полягає в поданні наочного способу розроблення спеціалізованих моделей для дослідження вимушених коливань системи «турбіна-фундамент-основа», а також у вирішенні практичного завдання щодо аналізу причин підвищеної вібрації опор роторів парової турбіни. Результати роботи було використано для розроблення заходів щодо поліпшення вібраційного стану енергоблоків з паровими турбінами потужністю 500 МВт.

Ключові слова: вібрація, парова турбіна, циліндр низького тиску, метод скінченних елементів, коливання, фундамент.

Красніков Сергій Васильович¹, к.т.н., доц. кафедри теоретичної механіки і гідравліки,
тел. +38 057-707-37-30, e-mail: vsevavr@list.ru.

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.