

А.М. АВСИЕВИЧ, А.Т. СКОЙБЕДА, С.С. ДОВНАР, А.А. КРУГЛИКОВ, Е.М. РОБИЛКО, Д. К. РАХМАН

ПОСТРОЕНИЕ СИСТЕМЫ МОНИТОРИНГА СОСТОЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ОСНОВЕ КОМПЬЮТЕРНЫХ МОДЕЛЕЙ

Белорусский национальный технический университет

Предложена методика организации мониторинга состояния механической сложной механической системы на основе предварительно компьютерного МКЭ-моделирования вибраций. Показана взаимосвязь вибраций связанных элементов системы, описываемая передаточными функциями. Выявлено возникновение резонансных колебаний в направлениях, ортогональных направлению возмущающего воздействия и предложен метод их расчета и обоснована возможность их определения на базе измерения значений амплитуд колебаний в одном направлении и закономерностей соотношения амплитуд вибраций.

Ключевые слова: *компьютерное моделирование; метод конечных элементов; вибрации; вибродиагностика; технологическое оборудование, механическая система.*

Согласно ГОСТ 20911-89 термин «техническое состояние объекта» определяется как условие, которое характеризуется в определенный момент времени при определенных условиях окружающей среды значениями параметров, установленных технической документацией. Известно, что практически весь спектр дефектов машин и оборудования можно выявить посредством вибродиагностики. При этом, помимо собственно точных причин неработоспособности, возможно выявление трендов развития дефектов машины до наступления критического состояния. Использование вибродиагностики как средства мониторинга состояния должно основываться на определении количественных соотношений между измеренными вибрационными характеристиками (виброперемещения, виброскорости, виброускорения) и некоторыми установленными техническими параметрами [1]. Например, для металлорежущих станков параметры вибраций связаны с наилучшей достижимой точностью обработки и шероховатостью поверхности.

При эксплуатации оборудования диагностика состояния основывается на сравнении текущих параметров вибрации с эталонными. Для нового оборудования эти эталонные параметры определяются экспериментально с построением амплитудно-фазо-частотных характеристик (АФЧХ). На основании АФЧХ определяются оптимальные технологические режимы, соответствующие случаю максимальной устойчивости к возбуждению вибраций, которые следует рекомендовать в качестве оптимальных рабочих режимов.

Максимальная устойчивость подразумевает минимальные амплитуды виброперемещений во время колебательного процесса. Измеренные с заданной периодичностью вибрационные характеристики позволяют получить уточненные АФЧХ и определить изменения в устойчивости системы к возникновению вибраций. Для выявления развивающихся дефектов необходимо знать спектр вибрационных характеристик в конкретных точках

механической системы (подшипники, места креплений к фундаменту, сопряжения подвижных узлов с корпусом и т.д.). Потеря устойчивости и, как следствие, появление вибраций системы в направлении определенной оси могут быть вызваны возмущающими воздействиями, действующими в направлениях других осей.

Проблема при экспериментальной оценке вибрационного состояния сложного многоагрегатного оборудования заключается в необходимости измерений параметров в большом количестве точек. С учетом возможности колебаний одного элемента машины в разных направлениях следует измерять вибрационные характеристики по трем координатным осям. Все это требует использования большого количества датчиков, увеличивает трудоемкость и себестоимость определения параметров вибраций. Однако эти параметры для связанных между собой элементов механической системы взаимосвязаны. Установление этих взаимосвязей позволит достаточно полно оценивать состояние сложного технологического оборудования при измерениях вибрационных параметров в некотором минимальном количестве точек.

Ранее определено [2], что вибрации на различных элементах механической системы могут быть описаны передаточными функциями, которые характеризуют собой отношение амплитуд виброперемещений. Расчет их сложен и основывается на составлении математической модели, что связано в свою очередь с рядом допущений, влияющих на точность получаемых результатов. Более точным и менее трудоемким способом получения передаточных функций, характеризующих взаимосвязь вибрационного состояния элементов сложной механической системы технологического оборудования может являться компьютерный анализ методом конечных элементов (МКЭ-анализ). Он позволяет определить амплитуды виброперемещений различных деталей и узлов по трем координатным осям. Отношения этих виброперемещений, найденных при одинаковых начальных условиях, и будут представлять собой

передаточные функции. Так как амплитуды вибрационных параметров по результатам МКЭ-анализа представляются в виде амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), в аналогичном виде будут представлен и передаточные функции. Точность их определения зависит от задания коэффициентов жесткости и диссипации и качества сетки конечных элементов, которые обеспечиваются с достаточно высокой точностью в последних версиях современных САЕ-систем.

Существенным для построения системы диагностики состояния является определение путем предварительного моделирования амплитуд колебаний одного элемента механической системы в направлении различных осей, так как это позволит выявить частоты и получить характеризующие вибрации передаточные функции для так называемых «боковых» резонансов, когда направление возмущающего воздействия и максимальных виброперемещений не совпадают.

Целесообразно на стадии проектирования провести виртуальные испытания механических систем вибрации механических систем, задавая внешнее вибрационное воздействие элементам, на которых предполагается постоянное либо регулярное измерение вибрационных параметров. Предпочтительно задавать кинематическое возмущение в виде гармонической функции виброперемещений, виброускорения или виброускорения. Современные виброизмерительные приборы позволяют зафиксировать и отобразить с помощью специального программного обеспечения спектры любого из трех указанных параметров по запросу пользователя [3]. Так как при известной массе вибрирующего элемента сила вибрации будет пропорциональна виброускорению, допускается задавать возмущающее воздействие в виде гармонически изменяющейся силы. Такая задача наиболее типична для виртуальных испытаний. Допущением, отличающим виртуальные испытания от реального воздействия будет постоянство заданной амплитуды возмущающей силы, тогда как в реальности амплитуды вибрационных параметров меняются на разных частотах. Однако, задачей моделирования является оценка вибраций связанных элементов механической системы в различных направлениях. Для этого достаточно провести виртуальные испытания при постоянных амплитудах. Мощность современных вычислительных машин позволяет достаточно быстро провести несколько модельных расчетов при разных амплитудах возмущающих воздействий.

Рассмотрим результаты моделирования механиче-

ской системы 5-ти координатного обрабатывающего центра. Его общий вид представлен на рис. 1, а нагруженная МКЭ-модель – на рис. 2. На качество работы станка оказывает влияние состояние шпинделя, стола для установки заготовок, опор суппортов и ходовых винтов, опор на фундамент. С точки зрения построения системы диагностики для вращающихся элементов представляет интерес информация о вибрациях в двух направлениях – радиальном и осевом, для прочих элементов – вибрации по всем трем координатным осям. Для оценки возможности получения картины вибрационного состояния системы промоделируем колебания правой нижней фундаментной опоры (точка T1), опоры ходового винта продольного движения (точка T2) и опоры поперечного суппорта (точка T3). В качестве возмущающего воздействия задавалась изменяющаяся по гармоническому закону сила с амплитудой 100 Н, действующая в поперечном направлении (вдоль оси X). Рассчитанные амплитуды колебаний по трем координатным осям в указанных точках представлены на рис. 3 – 5. На рис. 6 показаны расчетные амплитуды в направлении оси X в точке приложения возмущающего воздействия. Сопоставление амплитуд колебаний во всех точках в направлении оси X показано на рис. 7.

Из полученных в результате моделирования данных видно, что во всех расчетных точках совпадают частоты резонансных амплитуд, однако величины этих амплитуд существенно различаются. На ряде частот в разных расчетных точках выявлено превышение амплитуд колебаний в ортогональных направлениях, по сравнению с амплитудами в направлении заданного возмущающего воздействия. Фундаментная опора имеет максимальную амплитуду колебаний на два порядка меньшую по сравнению с элементами суппорта и опоры ходового винта, на рис. 6 ее график практически сливается с осью абсцисс, а передаточная функция стремится к нулю. Это вероятнее всего объясняется высокой жесткостью и инерционностью корпуса станка.

Согласно рис. 6 в точках T2 и T3 соотношения амплитуд колебаний относительно точки приложения возмущающего воздействия для некоторых частот существенно выше единицы. Однако это наблюдается не на частотах, где зафиксированы максимумы амплитуд на рис. 6, а на соседних значениях, близких к резонансным. Таким образом, на связанных элементах механической системы происходит смещение или расширение зоны резонансных частот.

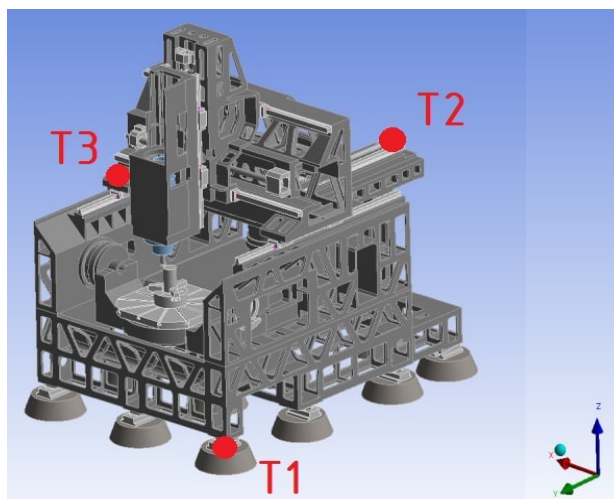


Рисунок 1 – Общий вид механической системы и точки определения параметров вибраций

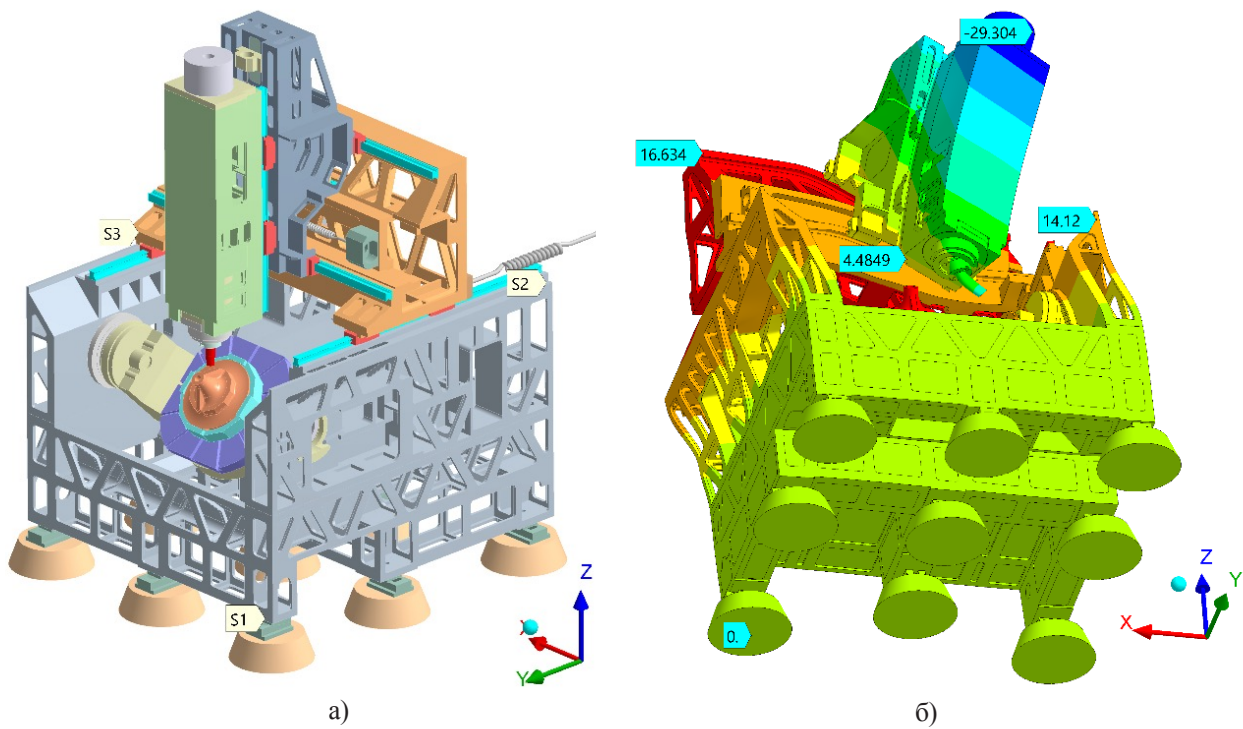


Рисунок 2 – Точки наблюдения (а) в МКЭ-модели S1 (T1), S2 (T2), S3 (T3) и предварительные виртуальные испытания (б) в ANSYS (частота возбуждающей силы 64 Гц; $\times 16000$)

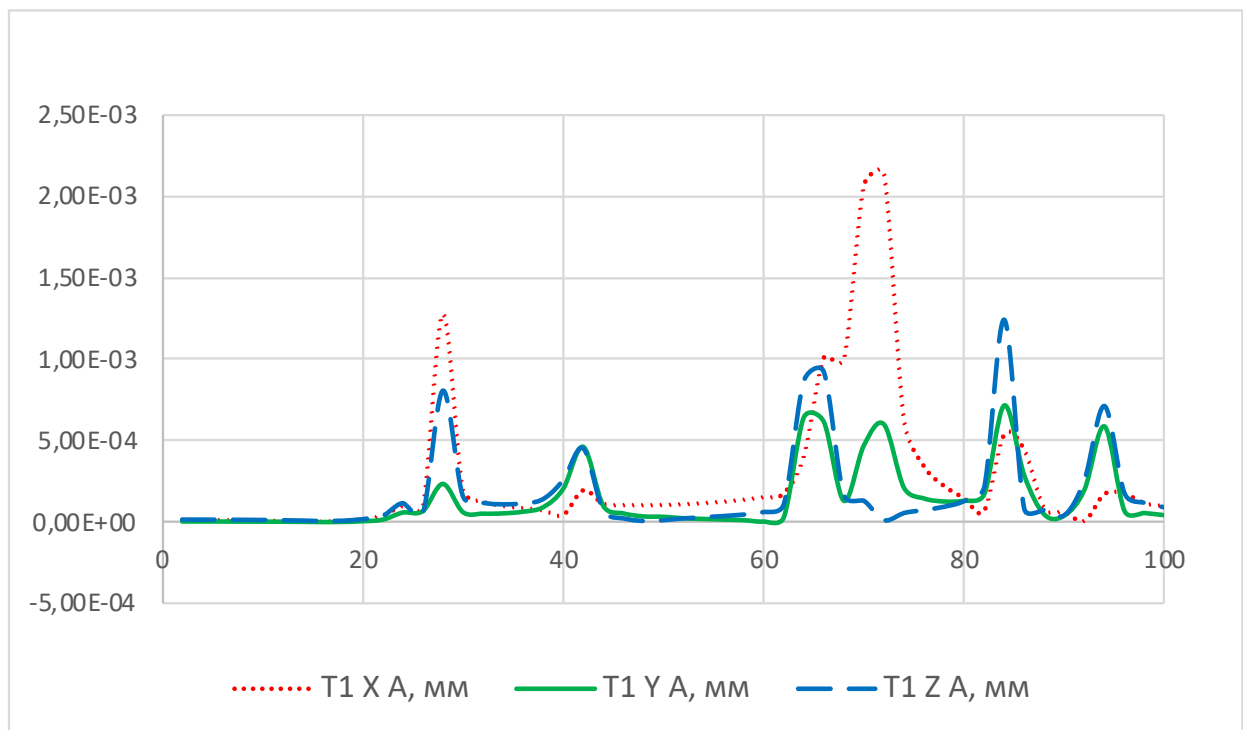


Рисунок 3 - Амплитуда колебаний по осям X, Y, Z правой нижней опоры в интервале частот от 2 до 100 Гц, мм

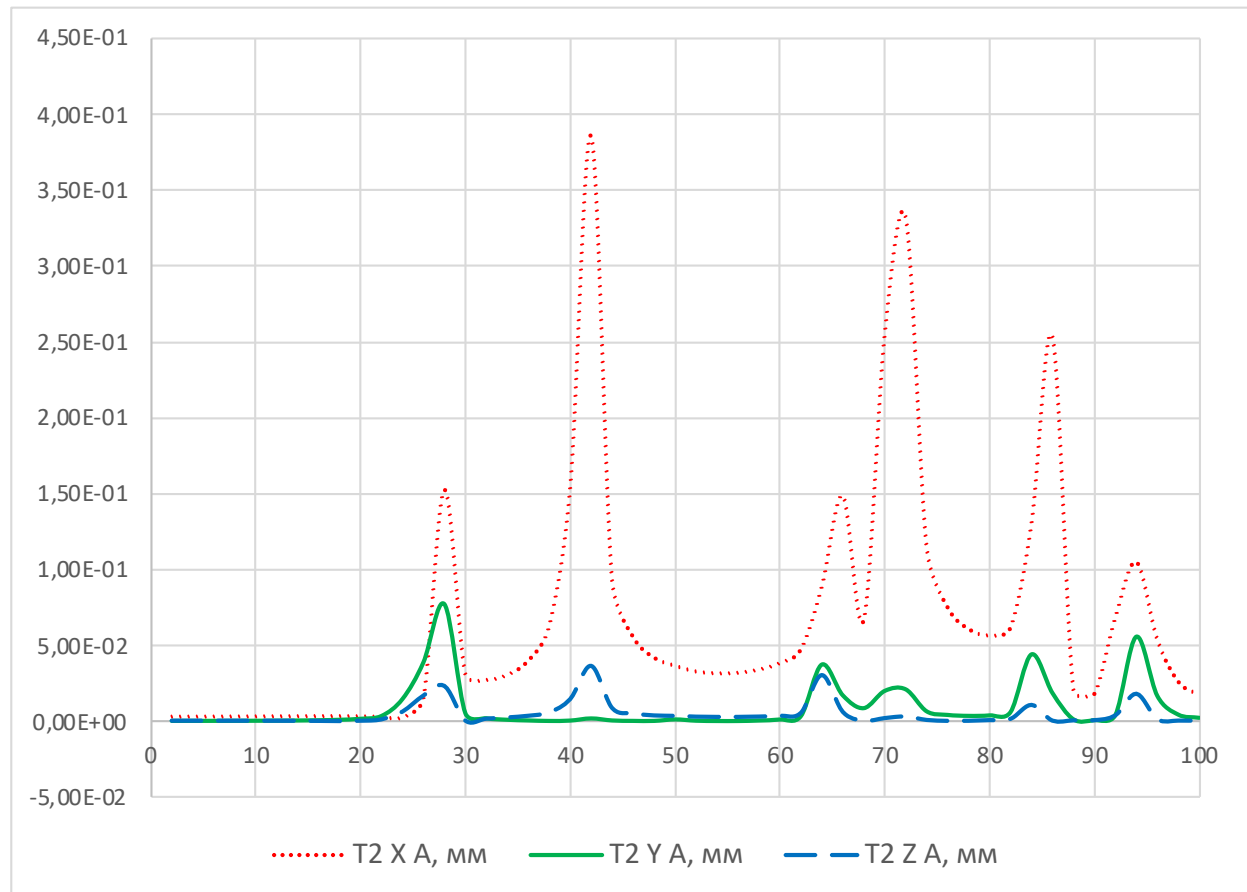


Рисунок 4 – Амплитуда колебаний по осям X, Y, Z опоры ходового винта продольного движения в интервале частот от 2 до 100 Гц, мм

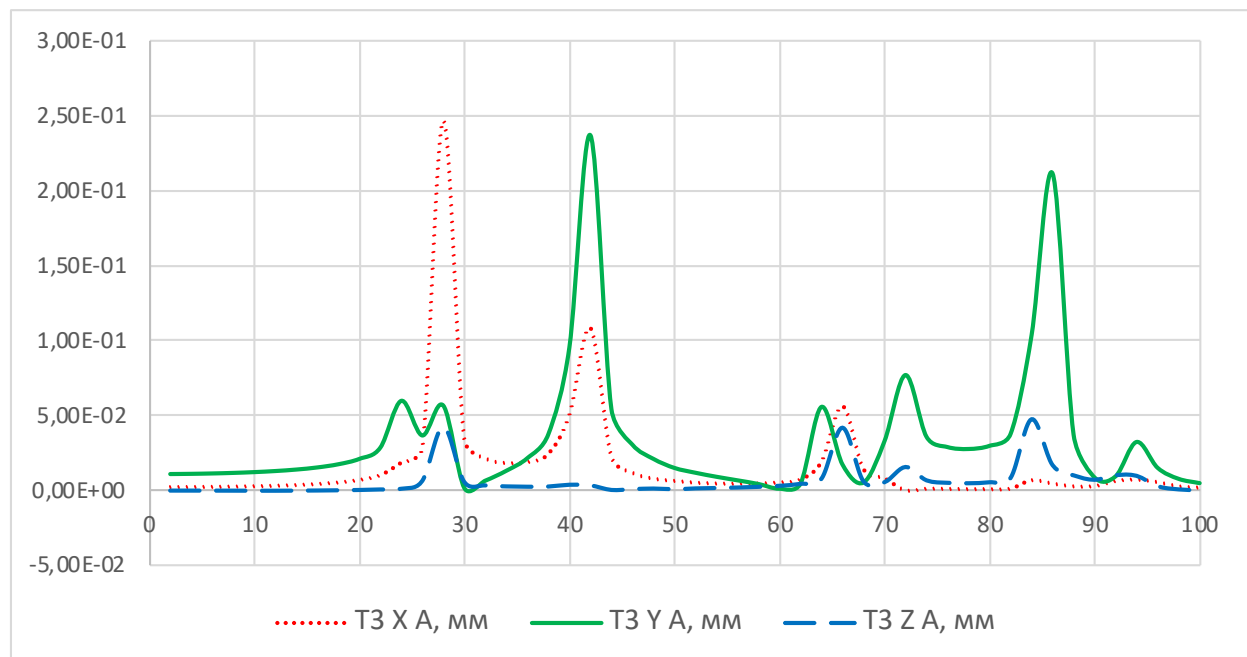


Рисунок 5 – Амплитуда колебаний по осям X, Y, Z опоры поперечного суппорта в интервале частот от 2 до 100 Гц, мм

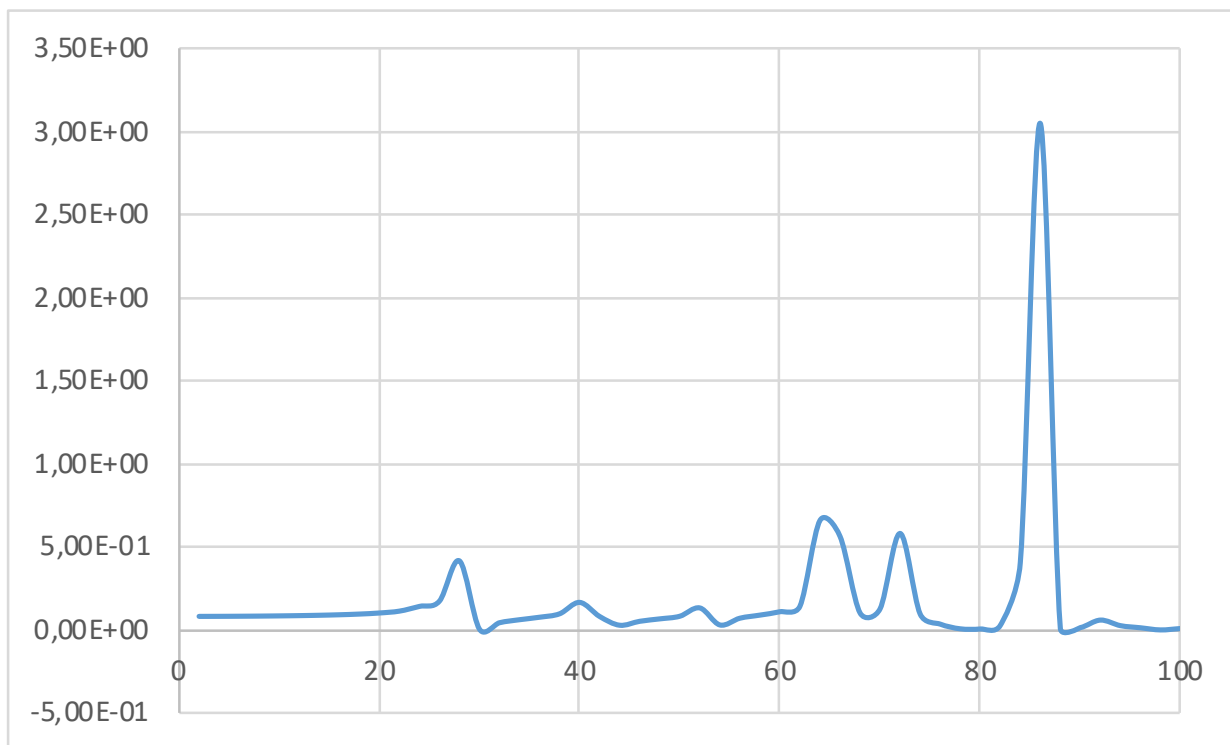


Рисунок 6 – Амплитуды колебаний в направлении оси X в точке приложения возмущающего воздействия

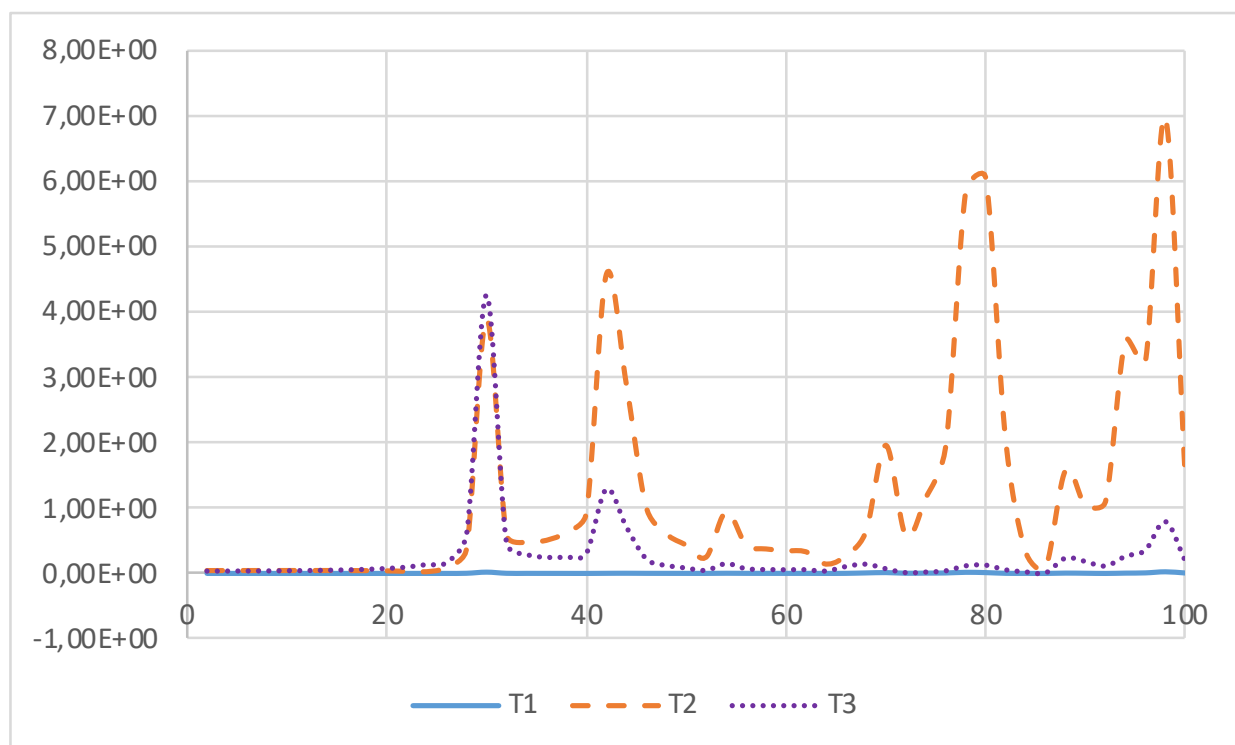


Рисунок 7 - Соотношение амплитуд колебаний в точках T1, T2, T3 относительно амплитуды в точке приложения возмущающего воздействия в направлении оси X в интервале частот от 2 до 100 Гц

Пример соотношений амплитуд «боковых» резонансов, соответствующих передаточным функциям вибрационного воздействия в точке Т3, представлен на рис. 8. Обращает на себя внимание многократное превышение амплитуд колебаний по «боковым» направлениям по оси Z относительно вектора действия возму-

щающей силы по оси X в интервале частот от 70 до 94 Гц, что можно также проследить на рис. 5. Боковой резонанс по оси Y, амплитуды которого также превышаю аналогичные по оси X, отмечается в интервале частот 36...56 Гц.

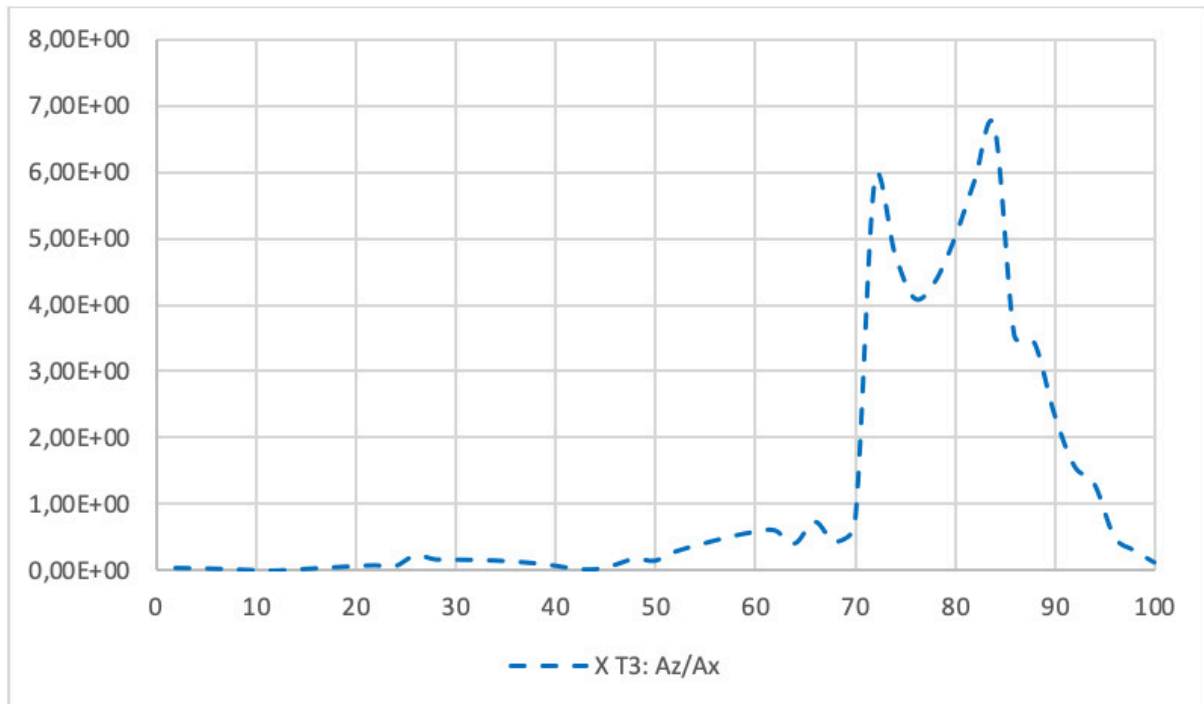


Рисунок 8 – Соотношение амплитуд «боковых» резонансов в направлении оси Z относительно оси X точки Т3 в интервале частот от 2 до 100 Гц

Выводы

Виртуальные испытания на возбуждение колебательных процессов в механических системах технологического оборудования позволяют установить закономерности возникновения вибраций в различных его элементах.

Для рассмотренного в данном исследовании 5-ти координатного обрабатывающего центра установлены соотношения амплитуд (передаточные функции) вибраций для диапазона частот от 2 до 100 Гц в четырех различных точках механической системы. Экспериментальная фиксация спектра амплитуд одной из точек (например, Т2) позволит посредством передаточных функций определить амплитуды вибраций в точке Т3 и точке приложения виртуального возмущающего воздействия. Аналогичным образом можно произвести анализ вибраций в большем количестве точек механической системы, выявить массивы передаточных функций и в дальнейшем получить по ним расчетные распределения амплитуд при экспериментально определенном спектре амплитуд в одной точке измерения.

На примере сопоставления амплитуд в точ-

ке Т1 (фундаментная опора) и точках Т2 и Т3 можно сделать вывод, что с повышением жесткости связей и инерционности конструктивных элементов системы величины передаточных функции по амплитудам вибрации от менее жесткого и инерционного элемента к более жесткому и массивному уменьшаются. Соответственно, для вибродиагностики жестких и массивных элементов необходимы только прямые измерения.

Учитывая значительное количество выявленных при моделировании «боковых» резонансов, необходимо использовать передаточные функции для расчета амплитуд колебаний как в направлении, совпадающем с возмущением, так в двух прочих ортогональных ему.

Использование передаточных функций для анализа вибраций сложных механических систем позволит обеспечить минимизацию затрат времени и технических средств для диагностики их состояния. Соотношение количества точек, в которых необходимо проводить прямые измерения вибраций, и точек, в которых амплитуды определяются в дальнейшем через передаточные функции, зависит от конструктивных особенностей конкретных систем.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Барков, А.В.** Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: Учебн. пособие. А.В. Барков, Н.А. Барков, А.Ю. Азовцев. СПб.: “Севзапучцентр”, 2017. –159 с.
2. **Авсиевич, А.М.** Составление динамических моделей и математическое описание сложных колебательных систем на основе выделения динамических звеньев / А.М. Авсиевич, В.В. Кудин, И.В. Качанов и др. // Теоретическая и прикладная механика. Выпуск 33: международный научно-технический сборник / пред. редкол. А.В. Чигарев. – Минск: БНТУ, 2018. – С. 344 – 350.
3. **Виброанализатор СД–21.** Руководство по эксплуатации КНТЮ.411711. 035РЭ. СПб.: ООО Ассоциация ВАСТ, 2012. – 113 с.

REFERENCES

1. **Barkov, A.V.** Monitoring and diagnostics of rotary machines by vibration: Textbook. A.V. Barkov, N.A. Barkov, A.Y. Azovtsev. SPb.: “Sevzapuchcenter», 2017. -159 p.
2. **Ausiyevich, A.M.** Compilation of dynamic models and mathematical description of complex oscillatory systems based on the allocation of dynamic links / A.M. Ausiyevich, V.V. Kudzin, I.V. Kachanou et al. // Theoretical and Applied Mechanics. Issue 33: International scientific and technical collection / pre. ed. A.V. Chygarev. – Minsk: BNTU, 2018. – pp. 344 – 350.
3. **Vibration analyzer SD–21.** Operating Manual.411711. 035RE. SPb.: Association VAST LLC, 2012. – 113 p.

A.M. AUSIYEVICH, A.T. SKOYBEDA, S.S. DOUNAR, A.A. KRUGLIKAU, E.M. ROBILKO, D. K. RAHMAN

CONSTRUCTION OF A SYSTEM FOR MONITORING THE STATE OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT BASED ON COMPUTER MODELS

Belarusian National Technical University

The paper describes a method for condition monitoring of a complex mechanical system based on pre-computer FEM simulation of vibrations. The interrelation of vibrations of the connected elements of the system, described by transfer functions, is shown. The occurrence of resonant vibrations in directions orthogonal to the direction of the disturbing effect is revealed. The method for calculating of orthogonal direction vibration amplitudes can be based on measuring the values of the of vibrations in one direction and the regularities of the ratio of the amplitudes of vibrations.

Keywords: *computer modeling; finite element method; vibrations; vibration diagnostics; technological equipment; mechanical system.*



Авсиевич Андрей Михайлович, кандидат технических наук. Декан факультета «Информационных технологий и робототехники» Белорусского национального технического университета. Проводит исследования в области надежности механических систем.

Ausiyevich A. M., Ph.D in Technology. Head of the department «Information Technology and Robotics» at the Belarusian National Technical University. Conducts research in the field of reliability of mechanical systems. Author and co-author of a number of articles in scientific journals and conferences.

Email: ausi@bntu.by



Скойбеда Анатолий Тихонович, доктор технических наук, профессор. Профессор кафедры «Машиноведение и детали машин», лауреат Государственной премии Республики Беларусь в области науки и техники. Проводит исследование в области оптимизации приводов технологических и мобильных машин, технической диагностики и надежности механических систем.

Skoybeda A.T., Doctor of Technical Sciences, Professor. Professor of the Department of “Machine Science and Machine Parts”, laureate of the State Prize of the Republic of Belarus in the field of science and technology. Conducts research in the field of optimization of drives of technological and mobile machines, technical diagnostics and reliability of mechanical systems.

Email: mparts@bntu.by



Довнар Станислав Станиславович, к.т.н., доцент кафедры «Технологическое оборудование» машиностроительного факультета БНТУ. Область научных интересов: виртуальные испытания несущих систем в машиностроении и смежных областях, применение МКЭ в прочностных задачах, МКЭ-анализ в бионике и биомиметике

Dovnar S. S., candidate of technical sciences, docent, “Technological machines” department of mechanical engineering faculty of BNTU. Fields of interest: FEA for load-bearing system optimization in machinery and neighboring areas, simulation of strength-rigidity-durability tasks, FEA application in the bionics and biomimetics.

Email: dovnar@bntu.by



Кругликов Алексей Андреевич, магистр технических наук. Инженер-конструктор ЗАО «ЛИНЕВ АДАНИ», специалист по компьютерному моделированию.

Kruglikau A. A., Master of Technical Sciences. Design engineer of CJSC “LINEV ADANI”, specialist in computer modeling.

Email: alexkru03@gmail.com



Робилко Евгений Михайлович, магистрант кафедры «Машиноведение и детали машин», инженер по интеллектуальным системам.

Robilko E. M., Master’s student of the Department of “Machine Science and Machine Parts”, Intelligent Systems Engineer.

Email: robilko2016@mail.ru



Рахман С. М. Дарья Каблур, студентка 2-го курса факультета информационных технологий и роботехники БНТУ.

Rahman D. K., student of the 2nd year of the information technology and robotics faculty of BNTU.

Email: dasharahman009@gmail.com