

УДК 621

РАЗВИТИЕ ПОДХОДА К ОЦЕНКЕ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ МЕТОДАМИ МАШИННОГО ОБУЧЕНИЯ



Д.А. Кечик
Научный сотрудник
Лаборатории цифровых
прикладных технологий НГУ,
м.т.н.



А.С. Кожухов
Научный сотрудник
Лаборатории цифровых
прикладных технологий
НГУ, к.ф.-м.н.



Ю.Д. Кацер
Научный сотрудник
Лаборатории цифровых
прикладных технологий НГУ,
м.т.н.

Д.А. Кечик

Окончил Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники. Область научных интересов связана с разработкой методов и алгоритмов цифровой обработки сигналов, математической статистики и машинного обучения.

А.С. Кожухов

Окончил Новосибирский государственный университет. Область научных интересов связана с разработкой методов и алгоритмов математической статистики, машинного обучения и искусственного интеллекта.

Ю.Д. Кацер

Окончил МГТУ имени Баумана. Область научных интересов связана с разработкой методов и алгоритмов математической статистики, машинного обучения и искусственного интеллекта.

Аннотация. В работе рассматриваются методы математического моделирования роторного оборудования и оценки его параметров по сигналам вибрации для его диагностирования. Выявлены достоинства и недостатки нового подхода к моделированию, предложены и обоснованы пути его дальнейшего развития.

Ключевые слова: АЧХ, гармонический баланс, вибрационная диагностика, машинное обучение, метод наименьших квадратов, метод полных наименьших квадратов.

Введение. Методы неразрушающего контроля, к которым относится и вибродиагностика, эффективно применяются для снижения затрат на обслуживание оборудования. Для повышения точности диагностики вращающегося оборудования нужно различать дефекты, возникающие в процессе его эксплуатации, и оценивать степень их опасности. Значительную часть дефектов большинства узлов оборудования можно обнаружить и различить при помощи анализа амплитудного спектра вибрации. Данный метод основан на периодичности возникающих в работающем оборудовании сил [1].

Дефекты валов и их соединений приводят к появлению колебаний на частотах, кратных частоте вращения вала. Обычно присутствуют первые 3-4 гармоники, реже 10 гармоник оборотной частоты. По наличию гармонических составляющих вибрации на расчётных частотах – по превышению их амплитудами определённых порогов, делают вывод о наличии неисправности. Но сделать вывод о виде дефекта валов или их сборки можно опираясь на диагностические правила, которые обычно рассматривают соотношения амплитуд гармоник оборотной частоты. Автоматизировать принятие решения

о наличии и виде неисправности возможно путём выбора амплитудных порогов, опираясь на знание кинематической схемы оборудования и расчёты или опыт эксплуатации. При этом, амплитуды гармонических составляющих отклика системы, т.е. вибрации, зависят как от амплитуд возбуждающих сил, так и от параметров механической системы. Это сильно затрудняет выставление амплитудных порогов: близость резонансной частоты к частоте одной из гармоник может привести к усилению отклика на данной частоте и постановке ложного диагноза.

Гораздо сложнее диагностика оборудования, работающего в нестационарном режиме, такого как ветрогенераторы или газотурбинные двигатели. При значительном изменении частоты вращения вала, амплитуды составляющих вибрации вследствие неравномерности АЧХ тоже становятся непостоянными. При этом, амплитуды возбуждающих сил постоянны, либо зависят от частоты вращения вала по известному закону.

Изменение состояния механической системы отражаются либо как возникновение в системе сил или изменение их амплитуды, либо как изменение механических параметров самой системы. Последнее приводит к изменению амплитудно-частотной характеристики, или к более сложным, нелинейным и параметрическим эффектам. Амплитуды сил, как и механические параметры работающего оборудования, недоступны для наблюдения или вычисления. Поэтому, было предложено оценивать соотношения амплитуд действующих в системе сил и использовать их для диагностирования. Далее рассмотрим методы моделирования механических систем, в том числе нелинейных, метод оценки соотношения амплитуд, и пути развития данного подхода.

Физическое моделирование агрегата. Главным образом, механические системы моделируются при помощи дифференциального уравнения Лагранжа, которое связывает перемещение и две его производные (скорость и ускорение) с воздействующими на систему силами. В случае наличия в системе геометрической нелинейности, неисправность моделируется как воздействие на линейную систему периодических сил на кратных частотах [1–5]. Реальный агрегат может моделироваться как система с распределёнными параметрами [6], так и состоящая из нескольких элементов со сосредоточенными параметрами [1–5]. В обоих случаях, агрегат понимается как линейная стационарная система, входным воздействием на которую являются силы, возникающие вследствие наличия дефекта, а откликом – вибрация. Такая трактовка возможна в случае наличия в системе геометрической нелинейности: жёсткость и затухание не зависят от перемещения или от времени, но дополнительные силы возникают вследствие деформации системы. Система с расцентрованными валами моделируется как линейная механическая система, в которой действуют силы на гармониках оборотной частоты [1–5]. Такая система может быть описана при помощи её амплитудно-частотной характеристики (АЧХ). Эта характеристика зависит от параметров её элементарных звеньев - их жёсткости, упругости, массы, которые как правило неизвестны. Подобные модели используются для расчёта амплитуд вибрации при различных величинах дефекта и частотах вращения вала. Для этого дифференциальное уравнение решается любым методом интегрирования.

Схожим образом моделируется механическая система и в более общем случае: тогда в уравнение добавляются слагаемые, в которых жёсткость какого-либо элемента зависит от угла поворота вала или от перемещения узла. Такие системы возбуждаются внешними силами другой природы, например, силами дисбаланса. Периодическим изменением жёсткости моделируются трещины вала [7–9]: вал имеет минимальную жёсткость при раскрытии трещины под действием внешней силы, и максимальную - при её закрытии. В таком случае, имеет место параметрическое возбуждение колебаний на разных частотах. Задевания ротора [10] или ослабления [11, 12] его посадки моделируются как зависимость жёсткости от перемещения: жёсткость соединения ротора с опорой резко увеличивается при его столкновении с ней. Таким образом, появляется нелинейная упругость. В обоих случаях, нельзя описывать систему в терминах АЧХ: ведь её отклик на гармоническое

воздействие содержит несколько гармоник. В таком случае, рассчитывают перемещение при различных частотах вращения вала. Из него - получают спектральный состав вибрации, орбиту движения центра вала (при наличии двух координат перемещения), собственные частоты конструкции, а также их смещения и появления их гармоник вследствие появления дефекта [7, 11, 12].

Перемещение получают как интегрированием ДУ, так и методом гармонического баланса [7, 9]. Данный метод предполагает приравнивание комплексных амплитуд сил на каждой частоте к комплексным амплитудам перемещения на тех же частотах. Метод позволяет не только получить аналитические выражения для амплитуд отклика, но и выделить стабильные и переходные режимы колебаний [13, 14]. При наличии нелинейностей, может возникать явление нелинейного резонанса. В таком случае, при одних и тех же значениях частоты вращения вала в области такого резонанса может наблюдаться одно из двух значений амплитуды колебаний в устоявшемся режиме. Смена режима колебаний происходит при изменении частоты вала через переменный режим. Метод гармонического баланса позволяет построить такую частотную характеристику, которая бы учитывала все возможные режимы колебаний.

Ввиду недоступности для измерения входного воздействия, оценить непосредственно частотную характеристику или все её параметры на основании одной лишь вибрации невозможно. Для проведения таких оценок используют либо моделирование методом конечных элементов, либо используя заданное механическое воздействие на агрегат [15]. Однако, далеко не всегда оказывается возможным подобное точное моделирование или возбуждение конструкции внутри сложного агрегата. Желательно также проводить диагностику агрегата в ходе его работы. Тогда, вместо зависимости отношения выходной амплитуды ко входной от частоты, оценивается зависимость СКЗ широкополосной вибрации или одной из гармонических составляющих. Построение таких зависимостей используется в двух целях: для устранения влияния неравномерности АЧХ агрегата на уровень вибрации или её гармонических составляющих, либо для обнаружения изменений состояния оборудования.

Если частоты рассматриваемых компонентов вибрации расположены на равномерном участке АЧХ, то можно принять, что их амплитуды равны амплитудам действующих в системе сил, умноженным на постоянный коэффициент. В случае близости частоты механического резонанса к частоте одной из гармоник, её амплитуда может изменяться в десятки раз. Это может привести к неверным выводам, даже если частота вала не меняется в рабочем режиме агрегата. Диагностика оборудования с переменной частотой вращения вала дополнительно затрудняется нестационарностью амплитуд гармонических компонентов вибрации. Поэтому целью работы является разработка и реализация метода анализа вибрационных сигналов для повышения точности автоматической диагностики по амплитудным спектрам вибрации.

В работе [16] оценивается зависимость СКЗ фильтрованной в трёх частотных диапазонах вибрации от частоты вращения вала. В результате ряда измерений вибрации при переменной известной в каждый момент частоте вала, получают оценки СКЗ в коротком временном окне, и каждой такой оценке соответствует средняя частота вала. Эмпирическая зависимость аппроксимируется полиномом, коэффициенты которого запоминаются и используются в дальнейшем для устранения зависимости СКЗ вибрации в каждой полосе частот от частоты вала. Метод используется для обработки нестационарных вибросигналов методами спектрального анализа вибрации.

Для поиска резонансных областей применяется [17] построение зависимости СКЗ колебаний на оборотной частоте от частоты вращения вала. Метод не предусматривает построение математической модели. Предполагается, что информация о выделенных визуальным осмотром графиков резонансных областях будет использоваться в целях виброзащиты оборудования.

Изменение состояния оборудования оценивается [18] по изменению графиков зависимости СКЗ первой гармоники вибросигнала от частоты вращения вала, снятых в разные периоды времени. Предполагается прежде всего экспертный анализ таких зависимостей. Обнаруженные отличия зависимостей связываются с изменением состояния оборудования, а не с каким-либо его дефектом.

На данный момент, область остаётся мало разработанной. Это может объясняться трудностями, связанными с отсутствием возможности наблюдать входное воздействие. Отсутствует физическая и математическая модель, которая связывает изменение состояния оборудования и параметров такой зависимости. Существующих моделей, описывающих зависимости СКЗ от частоты вала, недостаточно для повышения точности диагностирования оборудования. Математический аппарат для проведения моделирования также нуждается в доработке.

В предыдущих наших работах [19, 20] был предложен способ оценки параметров модели, которая описывает внешние гармонические силы и линейную механическую систему, на которую они воздействуют. Предложено оценивать полюса передаточной функции и произведения её нулей на комплексные амплитуды сил. Из таких оценок можно получать соотношения амплитуд сил на разных гармониках частоты вала, что в дальнейшем может использоваться для диагностирования роторного оборудования.

Для этого составляется уравнение авторегрессии, затем применяется метод наименьших квадратов:

$$\dot{X} s^n = -b_{n-1} s^{n-1} \dot{X} - \dots - b_0 s^0 \dot{X} + \dot{F} a_m s^m + \dots + \dot{F} a_0 s^0 \quad (1)$$

Отсюда в матричном виде:

$$\begin{aligned} \mathbf{b} = [B | A] \mathbf{x}, B = [B_R^T | B_I^T]^T, B_R = \Re\{\mathbf{B}\}, B_I = \Im\{\mathbf{B}\}, A = [A_R^T | A_I^T]^T, \\ A_R = \Re\{\mathbf{A}\}, A_I = \Im\{\mathbf{A}\}, \dot{\mathbf{A}} = [s^m, \dots, s^0], \dot{\mathbf{B}} = X[s^n, \dots, s^0] \end{aligned} \quad (2)$$

где $s = j\omega$, ω – циклическая частота гармонической силы и отклика, X – комплексная амплитуда отклика. Вектор $\mathbf{x}$ содержит полюса частотной передаточной функции системы и произведения её нулей с амплитудой гармонической силы. Матрица наблюдений $[B|A]$ формируется из строк, соответствующих мнимым и действительным частям комплексных амплитуд отклика. Для получения точных оценок, целесообразно использовать большой объём измерений и технологии обработки информации, используемые в *Big Data*. Также необходимо учитывать, что строки матрицы должны быть линейно независимы, что обеспечивается в случае, когда измерения проводятся на разных частотах вращения вала.

Достоинства данного способа:

- модель отражает физическое устройство агрегата;
- возможна оценка параметров нескольких перекрывающихся резонансных пиков по измерениям на отдельных точках на частотной оси.

Столбцы матрицы наблюдений содержат ошибки оценки частоты гармоник. Столбцы, зависящие от комплексных амплитуд составляющих вибрации, содержат также ошибки оценки амплитуд. В таком случае оценки, полученные методом наименьших квадратов, являются смещёнными. При этом применение метода полных наименьших квадратов, обычно используемого в таких случаях, привело к ухудшению результата, которое было меньше, если предварительно столбцы матрицы наблюдений отмасштабировать. Предполагается, что причина наблюдаемого эффекта в наличии корреляции ошибок в столбцах матрицы наблюдения.

Дальнейшее развитие работы. Для устранения указанных недостатков, а также применения подхода для более широкого набора случаев, предлагаются следующие этапы разработки.

Систему (2) можно использовать для получения оценок при условии, что частота вращения вала изменяется очень медленно на протяжении временного окна, на котором строят оценку амплитуд спектральных составляющих, либо при получении мгновенных оценок амплитуд и частот составляющих вибрации. Предлагается использовать мгновенные оценки гармонических параметров вибрации, полученной в ходе разгона и выбега оборудования для получения оценок параметров механической системы.

Аппроксимация системы уравнений (2) системой, в которой требуемые параметры (резонансные частоты и добротности элементов) входят в явном виде. Чтобы учесть более общий случай нелинейных систем, аппроксимирующая функция должна учитывать асимметрию резонансного пика и резкую смену режима колебаний при изменении частоты вращения вала.

Разработка алгоритма оценки параметров системы, основанного на максимальном правдоподобии, что позволит учесть известное распределение ошибок коэффициентов матрицы наблюдений и их корреляцию. На основании известного распределения оценок параметров регрессии, возможно разработать статистические тесты для проверки гипотез о состоянии системы.

Для выявления в системе нелинейных эффектов, предлагается разработать следующие статистические тесты: проверять наличие отклонения формы резонансного пика, статистически значимые отличия от нуля коэффициентов асимметрии; проверять наличие гистерезиса при нелинейном резонансе по наличию статистически значимых отличий коэффициентов формы, полученных при разгоне и выбеге агрегата.

Для автоматизации выявления и различения дефектов по сигналам вибрации, разработать метод расчёта амплитудных порогов. Для распространённых типов нелинейностей составить уравнение гармонического баланса либо модель геометрической нелинейности, которые связывают амплитуды гармоник вибрации с величинами дефекта (смещением валов, размером трещины и т.п.). По известным распределениям оцениваемых параметров, полученных на предыдущем этапе, составить статистические тесты для различения и оценки размеров дефектов механического оборудования.

Заключение. Рассмотрен метод оценки некоторых параметров механических систем и соотношения амплитуд гармонических сил, возникающих вследствие неисправности. Предложены пути улучшения данного метода и развития подхода к диагностированию роторного оборудования.

Список литературы

- [1] Haifei, W. Dynamic analysis of coupling misalignment and unbalance coupled faults / W. Haifei, J. Gong // *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. – 2019. – Т. 38. – С. 14.
- [2] Gibbons, C.B. Coupling Misalignment Forces / C.B. Gibbons // *Proceedings of the Fifth Turbomachinery Symposium*. – Gas Turbine Laboratories, Texas A&M University, College Station, Texas, 1976. – P. 111-116.
- [3] Dynamic Response of a Rotating Assembly under the Coupled Effects of Misalignment and Imbalance / M. Desouki [et al.] // *Shock and Vibration*. – 2020. – Vol. 2020. – P. 26.
- [4] Lees, A.W. Misalignment in rigidly coupled rotors / A.W. Lees // *Journal of Sound and Vibration*. – 2007. – Vol. 305, № 1-2. – P. 261-271.
- [5] Sekhar, A.S. Effects of coupling misalignment on vibrations of rotating machinery / A.S. Sekhar, B.S. Prabhu // *Journal of Sound and Vibration*. – 1995. – Vol. 185, № 4. – P. 655-671.
- [6] Tuckmantel, F.W.D.S. Vibration signatures of a rotor-coupling-bearing system under angular misalignment / F.W.D.S. Tuckmantel, K.L. Cavalca // *Mechanism and Machine Theory*. – 2019. – Vol. 133. – P. 559-583.
- [7] Sinou, J.-J. The influence of cracks in rotating shafts / J.-J. Sinou, A.W. Lees // *Journal of sound and vibration*. – 2005. – Т. 285, № 4-5. – С. 1015-1037.
- [8] Prabhakar, S. Crack versus coupling misalignment in a transient rotor system / S. Prabhakar, A.S. Sekhar, A.R. Mohanty // *Journal of Sound and Vibration*. – 2002. – Vol. 256, № 4. – P. 773-786.
- [9] Sinou, J.-J. A non-linear study of a cracked rotor / J.-J. Sinou, A.W. Lees // *European Journal of Mechanics-A/Solids*. – 2007. – Т. 26, № 1. – С. 152-170.
- [10] Effects of misalignment on the nonlinear dynamics of a two-shaft rotor-bearing-gear coupling system with rub-impact fault / X. Lu [et al.] // *J. vibroeng.* – 2017. – Vol. 19, № 8. – P. 5960-5977.

- [11] Nonlinear vibration characteristics of a rotor system with pedestal looseness fault under different loading conditions / H. Ma [et al.] // . VOLUME. – Vol. 15, № 1.
- [12] Liang, Q. Dynamic Performance of Time-Domain Piecewise Linear Stiffness System / Q. Liang, L. Li // Journal of Engineering Mechanics. – 2021. – Т. 147. – С. 04021037.
- [13] HarmonicBalance.jl: A Julia suite for nonlinear dynamics using harmonic balance / J. Kořata [et al.] // SciPost Phys. Codebases. – 2022. – P. 6.
- [14] Harmonic Balance Methods: A Review and Recent Developments / Z. Yan [et al.] // Computer Modeling in Engineering & Sciences. – 2023. – Vol. 137, № 2. – P. 1419-1459.
- [15] Дмитриев, Н.В. Анализ методов для определения параметров амплитудно-частотной характеристики балки / Н.В. Дмитриев, Д.А. Козлов // Инженерный вестник Дона. – 2023. – № 2. – С. 10.
- [16] Кечик, Д.А. Компенсация изменения мощности виброакустического сигнала при изменении скоростного режима оборудования / Д.А. Кечик // Доклады БГУИР. – 2020. – Т. 18, № 5. – С. 27-34.
- [17] Алейников, Д.П. Исследование и визуализация амплитудно-частотных характеристик обрабатывающих центров / Д.П. Алейников, А.В. Лукьянов, Д.А. Лукьянов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2017. – № 1 (53). – С. 58-66.
- [18] Бранцевич, П.Ю. Оценка технического состояния механизмов с вращательным движением на основе анализа вибрационных характеристик пусков и выбегов / П.Ю. Бранцевич. – 2021. – 236 с.
- [19] Д.А. Кечик, А.С.Кожухов, Ю.Д.Кацер, Применение машинного обучения для оценки параметров АЧХ по отклику, Сборник трудов Международной научно-практической конференции «Методы обработки сигналов в диагностике сложных систем», Минск, 2024 (в печати)
- [20] Д.А. Кечик, А.С.Кожухов, Ю.Д.Кацер, Повышение точности автоматического диагностирования вращающегося оборудования по амплитудным спектрам вибрации методами машинного обучения, Прикладная механика и техническая физика, Новосибирск, 2025 (в печати)

Авторский вклад

Кечик Даниил Александрович – разработка математической модели, оценка её применимости.

Кожухов Антон Сергеевич – постановка задачи исследования, анализ полученных результатов.

Кацер Юрий Дмитриевич – руководство направлением исследования, оценка результатов, редакция статьи.

DEVELOPMENT OF AN APPROACH TO ESTIMATING THE PARAMETERS OF A MECHANICAL SYSTEM USING MACHINE LEARNING METHODS

D.A. Kechik

Researcher at the NSU Laboratory
of Digital Applied Technologies,
M.Sc.

A.S. Kozhukhov

Researcher at the NSU Laboratory
of Digital Applied Technologies,
Ph.D.

Yu.D. Katser

Researcher at the NSU Laboratory
of Digital Applied Technologies,
M.Sc.

Abstract. The paper discusses methods for mathematical modeling of rotary equipment and estimating its parameters based on vibration signals for its diagnosis. The advantages and disadvantages of the new approach to modeling are revealed, and the ways of its further development are proposed and justified.

Keywords: frequency response, harmonic balance, vibration diagnostics, machine learning, least squares method, total least squares method.