

УДК 621.313

С. Н. Гаврилов
ОАО «НПО ЦКТИ»Ю. К. Петреня
ОАО «Силовые машины»

К вопросу управления вибрационными характеристиками статоров турбогенераторов

Рассматривается проблема управления вибрационными характеристиками элементов лобовых частей мощных турбогенераторов. Рассмотрены основные существующие подходы к уменьшению интенсивности колебаний. Поставлены задачи управления амплитудами и частотами – нахождение минимума и максимума невязки функциональных зависимостей от управляющих воздействий (матриц масс, жесткости и демпфирования системы) при условии выполнения конструктивных ограничений. Разработан и рассмотрен алгоритм управления вибрационными характеристиками элементов статоров мощных турбогенераторов, включающий в себя: трехмерное конечно-элементное моделирование, проведение гармонического анализа с целью определения частот и амплитуд колебаний при заданном внешнем воздействии и уровне демпфирования, составление расчетной базы данных по частотам и амплитудам колебаний элементов конструкции, в зависимости от массовых, жесткостных и диссипативных характеристик.

Вибрационные характеристики, статор турбогенератора, управление

Анализ опыта проектирования и эксплуатации статоров турбогенераторов показывает, что вибрационное состояние определяет надежную и безопасную работу оборудования [1]. В силу имеющихся неопределенностей в физико-механических свойствах композитных материалов, сложном характере взаимодействия между собой основных конструктивных элементов, неизбежных отклонениях при изготовлении и монтаже оборудования много усилий тратится на экспериментальную вибрационную отстройку, как на испытательном стенде завода изготовителя, так и условиях электростанций. Роль расчетов при проведении вибрационной настройки состоит в том, чтобы на этапе проектирования конструкции определить ее частотные характеристики с такой точностью, чтобы для окончательной отстройки по данным эксперимента потребовались бы минимальные конструктивные изменения [2], [3].

Высокая плотность спектра собственных частот, неопределенности, возникающие при создании расчетной модели конструкции, нелинейные зависимости механических характеристик от амплитуды колебаний, а также неустойчивость вибрационных характеристик при изменении режимов работы (обнаружена по результатам анализа экспериментальных данных) делают затруднительным точное расчетное определение частот и амплитуд колебаний элементов статоров турбогене-

раторов. Это приводит к необходимости управлять вибрационными характеристиками на всех стадиях жизненного цикла оборудования от этапа проектирования и вибрационной отстройки на заводе-изготовителе до эксплуатации на электростанциях.

Задача состоит в таком выборе конструкции, чтобы при экспериментальной доводке оборудования потребовалось бы внесение минимальных конструктивных изменений, а сами вибрационные характеристики были прогнозируемыми и управляемыми даже в условиях имеющихся многочисленных неопределенностей.

Вибрация – это движение точки или механической системы, при котором происходят колебания характеризующих его скалярных величин [4], а основными вибрационными характеристиками являются амплитуда и частота колебаний.

Рассмотрим традиционную модель теории колебаний: груз массой m связан с основанием пружиной жесткостью c и демпфером, создающим вязкое трение и характеризуемым коэффициентом b (рис. 1).

Пусть входным воздействием служит сила $F(t)$, приложенная к грузу, а выходом будем считать его перемещение $y(t)$ относительно положения, в котором пружина не деформирована. Тогда уравнение движения, записываемое в традиционной форме, имеет вид

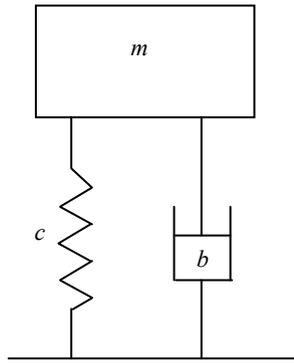


Рис. 1

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + b \frac{dy}{dt} + cy(t) = F(t).$$

Собственная частота колебаний равна

$$f = \sqrt{\frac{c}{m} - \frac{b^2}{4m^2}}.$$

Из этой известной зависимости следует простой вывод: управлять частотой объекта можно, изменяя жесткость, массу и уровень демпфирования.

Уменьшение интенсивности колебаний объекта может быть достигнуто следующими способами [5]:

- снижением виброактивности источника;
- внутренней виброзащитой объекта.

Это изменение конструкции объекта, при котором заданные механические воздействия будут вызывать менее интенсивные колебания объекта или отдельных его частей.

Проблему уменьшения колебаний объекта изменением его конструкции необходимо рассматривать в каждом случае особо, с учетом особенностей объекта и конструктивных возможностей его изменения. Однако можно указать два способа снижения колебаний, общих для всех механических систем.

Первый способ состоит в устранении резонансных явлений, т. е. в изменении собственных частот объекта таким образом, чтобы в отстраиваемом диапазоне частот собственные частоты объекта и вынуждающие частоты источника не совпадали.

Второй способ заключается в увеличении диссипации механической энергии в объекте. Это способ виброзащиты, называемый демпфированием. В ряде случаев демпфирование осуществляется введением в конструкцию объекта специальных устройств, называемых демпферами.

Динамическое гашение колебаний. Присоединение к объекту дополнительной механической системы, изменяющей характер его колебаний. Такая система называется динамическим гасителем колебаний.

Виброизоляция. Установка между объектом и источником дополнительной системы, защищающей объект от механических воздействий, возбуждаемых источником.

Задача управления состоит в том, чтобы, оказывая на какой-либо объект воздействие, изменить протекающие в нем процессы для достижения определенной цели [6]. Несмотря на большое многообразие технических проблем существуют общие принципы систем управления. В соответствии с ними любая система управления строится на основании трех функциональных блоков (рис. 2).

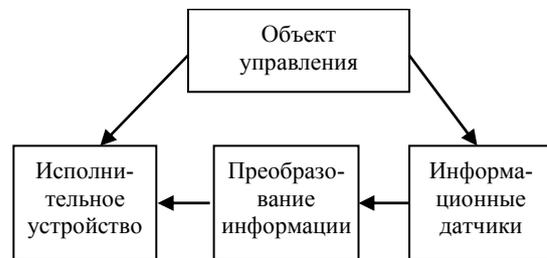


Рис. 2

Первый блок состоит из устройств, позволяющих получать информацию о текущих значениях управляемых процессов. Этот блок называют измерительным, или блоком датчиков информации. В ходе функционирования этого блока выдаются информационные сигналы, которые поступают во второй блок – преобразования и хранения информации, – где на их основе, а также на основе заранее заложенных сведений вырабатываются сигналы управления. Правило (алгоритм) преобразования информационных сигналов в сигналы управления называется законом управления. Чтобы выполнить сигнал управления нужен еще один блок – исполнительное устройство. Совокупность перечисленных блоков образует замкнутый контур, охватывающий объект управления.

Применительно к статору турбогенератора задача управления сводится к минимизации (ограничению заранее заданной величиной) численного значения амплитуды вынужденных колебаний элементов лобовых частей с частотой 100 Гц (двухполюсный ротор с частотой вращения 3000 об/мин). Управляемые величины здесь – матрицы масс (M), жесткости (C) и демпфирования системы (B).

$$\min \{A(M, C, B) / C \in [c_1; c_2], M \in [m_1; m_2], B \in [b_1; b_2]\}, \quad (1)$$

где $c_1, c_2, m_1, m_2, b_1, b_2$ – константы, определяемые из конструктивных условий.

Поскольку вынужденные колебания всегда происходят с частотой возмущающей силы, а амплитуда зависит не столько от значения возмущающей силы, сколько от ее частоты, то первоочередной задачей становится вибрационная отстройка. Т. е. для минимизации вектора амплитуд элементов лобовых частей необходимо обеспечить максимальное отклонение всех собственных частот системы от составляющей спектра 100 Гц, по крайней мере, частоты не должны находиться в отстраиваемом диапазоне 90...120 Гц:

$$\max \{ |f_{ij-\omega}| C \in [c_1; c_2], M \in [m_1; m_2], B \in [b_1; b_2], 120 < f_{ij} < 90 \text{ Гц} \}, \quad (2)$$

где $c_1, c_2, m_1, m_2, b_1, b_2$ – константы, определяемые из конструктивных условий; ω – частота колебаний возмущающей силы; f_{ij} – компоненты матрицы собственных частот системы; i – номер значимого элемента системы; j – номер собственной частоты элемента.

Следующим шагом для полученной системы определяется вектор минимальных амплитуд в зависимости от уровня демпфирования при условии его технической реализуемости. Необходимым условием служит выполнение неравенства $a_i < [a]$, т. е. все компоненты вектора амплитуд должны быть меньше заранее определенного значения.

Для решения поставленных задач управления амплитудами элементов лобовых частей статоров турбогенераторов необходимо для математической модели объекта (в нашем случае конечно-элементной модели) определить большой объем расчетных данных. А именно, для каждого выделенного элемента системы лобовых частей расчетным путем определить ряды собственных частот в зависимости от изменений управляемых параметров и по полученному массиву данных проводить конструктивную доработку на стадии проектирования генератора.

В случае необходимости вибрационной отстройки элементов статоров на станции в задаче (2) вместо расчетной частоты ставим экспериментальный набор собственных частот и формируем управляемый сигнал относительно этого набора:

$$\max \{ |f_{\text{эксп } ij - \omega}| C \in [c_1; c_2], M \in [m_1; m_2], B \in [b_1; b_2], 120 < f_{ij} < 90 \text{ Гц} \}, \quad (3)$$

На рис. 3 приведен алгоритм решения рассмотренных задач.

На первом этапе создается конечно-элементная модель (рис. 4), максимально точно и подробно описывающая реальную конструкцию, но позволяющая при этом проводить многовариантные численные исследования при минимальном времени счета [7]. Конечно-элементная модель включает в себя корпус, стяжные ребра, сердечник, стержни обмотки и перемычки, наконечники шин и стержней, соединительные шины, кронштейны, выводы, концевые части корпуса, нажимные пальцы, опорные кольца, нажимные кольца, гибкие связи.

В результате анализа при расчете спектра собственных частот элементов конструкции, а также имеющихся экспериментальных данных о работе статора генератора на станции или в условиях стендовых испытаний, выбираются элементы, которые станут объектами управления. Выбор управляющих факторов происходит на основании анализа конструктивных особенностей статора и выбранных объектов управления, с учетом определения максимально возможного реализуемого диапазона изменения параметров.

На этом этапе желательно проводить экспертную оценку полученных расчетным и экспериментальным путем данных по вибрационному состоянию статора с тем, чтобы максимально минимизировать количество объектов управления. Для выбора переменных управления рассматриваются только те факторы, которые вносят максимальный вклад в изменение вибрационных характеристик и оказывают на них однозначное влияние. Выполнение этих условий позволяет снизить размерность задачи и существенно влияет на устойчивость решения системы, поскольку при многопараметрической задаче решение может быть неединственным.

Таким образом, осуществляется постановка задач управления частотами и амплитудами колебаний выбранных элементов статора (объект управления) с помощью изменения массовых, жесткостных и диссипационных характеристик (переменные управления). Если по результатам проверочного расчета заданные условия прочности и вибрационной надежности не будут выполняться, то необходимо заново вернуться к этапу постановки задач управления с пересмотром объектов управления, переменных управления и возможных диапазонов изменения управляющих факторов.

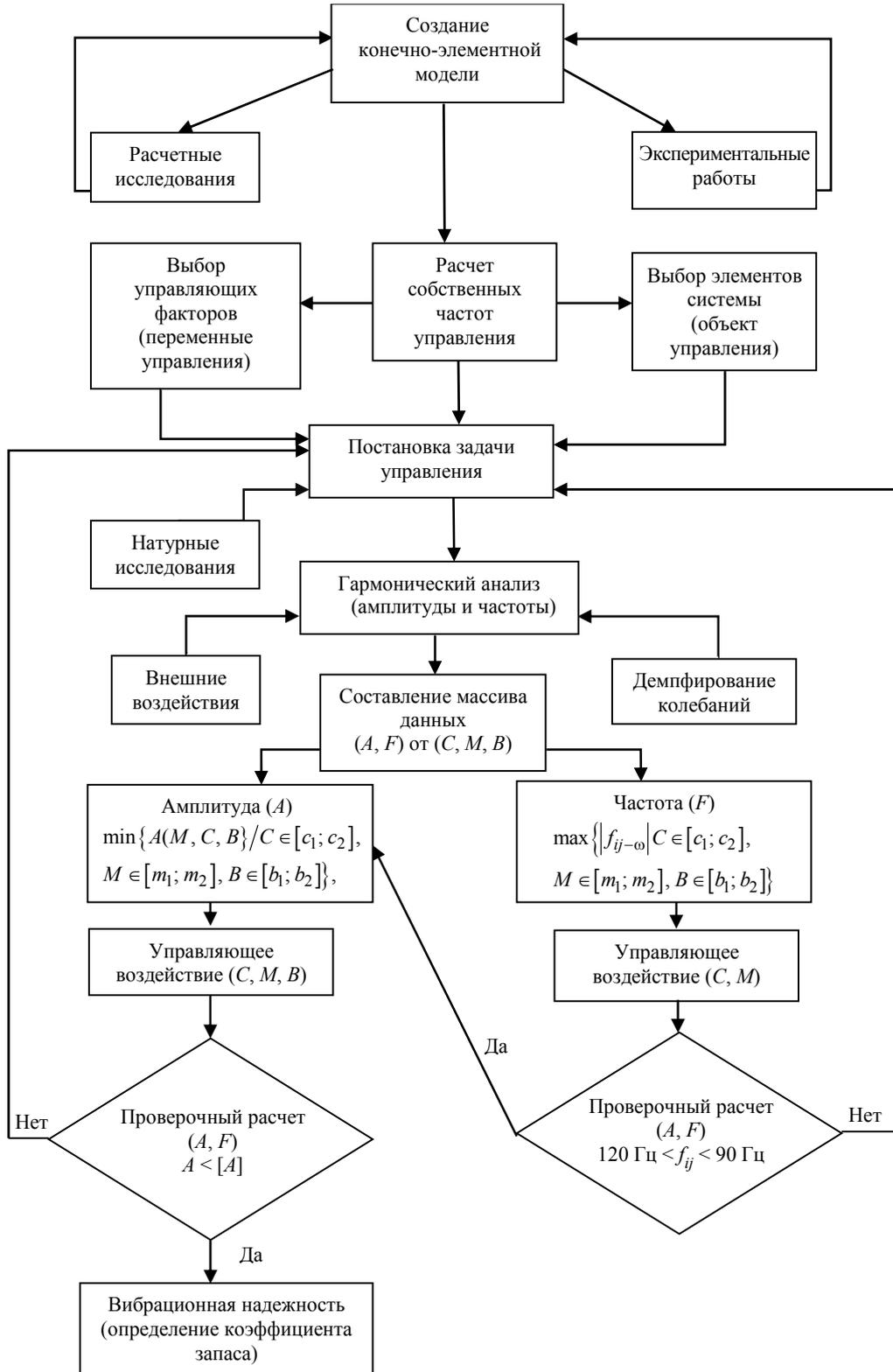


Рис. 3

На следующем этапе для выбранных объектов управления с помощью созданной конечно-элементной модели (рис. 4) выполняется гармонический анализ системы с целью определения частот и амплитуд колебаний при заданном внешнем

воздействии и уровне демпфирования. Для рассматриваемых режимов работы внешние нагрузки на статор турбогенератора определяются электромагнитными силами, возникающими при взаимодействии магнитного поля ротора и статора.

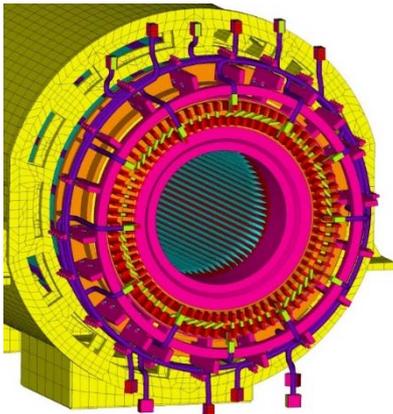


Рис. 4

Электромагнитные нагрузки, определяемые расчетным путем, задаются на элементы корзины, обмотки, а на внутренней поверхности сердечника распределяются по гармоническому закону. Учет демпфирующих свойств представляет ключевой фактор, определяющий численное значение амплитуды колебаний.

На основании результатов расчетов формируется база данных по зависимостям частот и амплитуд выбранных объектов управления от массовых, жестких и диссипационных характеристик.

На основе сформированной базы данных происходит процедура выбор таких значений C и M выбранных элементов, при которых обеспечивается максимальное отклонение собственных частот конструкции от частоты возмущающей силы. Далее выполняется проверочный расчет, и если собственные частоты не лежат в отстраиваемом диапазоне, то происходит переход к решению следующей задачи – минимизации амплитуды колебаний. При неудовлетворительной вибрационной отстройке необходимо вернуться к этапу постановки задачи и выполнить соответствующую корректировку.

Минимизация амплитуды колебаний выбранных элементов статора фактически является задачей обеспечения вибрационной надежности конструкции. Если задать усталостную кривую материала (например, электротехнической меди), то можно расчетным путем определить предельные значения амплитуд колебаний выбранных элементов конструкции для заданного числа циклов (лет

эксплуатации) оборудования. Таким образом, нужно подобрать значения управляющих факторов (масса, жесткость, демпфирование), при которых полученные значения амплитуд будут меньше предельно допустимых, т. е. выполняется критерий вибрационной надежности.

Если по результатам поверочного расчета критерий не выполняется, возвращаемся на этап постановки задачи и вносим изменения в конструкцию (дополнительное демпфирование, геометрия элементов и т. д.), пока не будет обеспечено выполнение критерия вибрационной надежности.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Высокая плотность спектра собственных частот, неопределенности, связанные с созданием расчетной модели конструкции, нелинейные зависимости механических характеристик от амплитуды колебаний, а также неустойчивость вибрационных характеристик при изменении режимов работы (обнаружена по результатам анализа экспериментальных данных) делают затруднительным точное расчетное определение частот и амплитуд колебаний элементов статоров турбогенераторов. Это приводит к необходимости управлять вибрационными характеристиками на всех стадиях жизненного цикла оборудования от этапа проектирования и вибрационной отстройки на заводе-изготовителе до эксплуатации на электростанциях.

2. Поставлены задачи управления вибрационными характеристиками элементов статоров турбогенераторов – максимизацией невязки собственных частот конструктивных элементов от частоты возмущающей силы и минимизацией численного значения амплитуд колебаний – в зависимости от матриц масс, жесткости и демпфирования системы.

3. Разработан алгоритм управления вибрационными характеристиками элементов статоров мощных турбогенераторов, включающий в себя конечно-элементное моделирование, проведение гармонического анализа, составление расчетной базы данных по частотам и амплитудам колебаний элементов конструкции в зависимости от массовых, жесткостных и диссипативных характеристик.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хуторецкий Г. М., Фридман В. М., Школьник В. Э. Решение проблемы вибраций статора турбогенератора большой мощности // Электротехника. 1989. № 2. С. 26–29.

2. Петреня Ю. К., Антонюк О. В., Гаврилов С. Н. Проблема определения частотных характеристик колебаний статоров мощных турбогенераторов // Изв. РАН. Энергетика. 2017. № 4. С. 37–43.

3. Петреня Ю. К., Антонюк О. В., Гаврилов С. Н. Оценка частот колебаний шин турбогенераторов // Электрические станции. 2016. № 3. С. 47–50.

4. ГОСТ 24346–80 Вибрация. Термины и определения. М., 1980.

5. Вибрации в технике. Т. 6. Защита от вибрации и ударов / под ред. К. В. Фролова. М.: Машиностроение, 1981.

6. Первозванский А. А. Курс теории автоматического управления. М.: Наука, 1986.

7. Гаврилов С. Н., Румянцев М. И., Петреня Ю. К. Эффективные свойства модели статора турбогенератора для определения спектра собственных частот // Электрические станции. 2017. № 8. С. 53–57.

S. N. Gavrillov
JSC «NPO CKTI»

I. K. Petrenya
CEO PJSC «Power Machines»

TO THE PROBLEM OF CONTROL OF VIBRATION CHARACTERISTICS STATORS OF TURBOGENERATORS

The work is devoted to the problem of control the vibrational characteristics of the elements of the frontal parts of powerful turbogenerators. The main existing approaches to reduce the intensity of oscillations are considered. The problems of controlling amplitudes and frequencies as finding the minimum and maximum residual of functional dependences from control actions (mass matrices, stiffness and damping of the system) under the condition of constructive constraints are set. An algorithm for controlling the vibration characteristics of stator elements of powerfull turbogenerators is developed and considered. It includes: three-dimensional finite element modeling, performing harmonic analysis to determine frequencies and amplitudes of oscillations for a given external action and damping level, compiling a computational database of frequencies and amplitudes of structural elements depending on the mass, stiffness and dissipation characteristics.

Vibration characteristics, turbogenerator, stator, control
