

Выводы. Изложенная теория отражает колебательный характер потока сепарируемой зерновой смеси внутри цилиндрического виброрешета, совершающего осевые гармонические колебания. Она может применяться при математическом моделировании процессов зерновых сепараторов.

Список литературы: 1. Тищенко Л.Н. Гидродинамические характеристики псевдооживленных сыпучих сред при виброцентробежном сепарировании на зерноперерабатывающих предприятиях // Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних та харчових виробництв: Вісник ХДТУСГ. – Вип. 5. – Харків: ХДТУСГ, 2001. – С. 13-33. 2. Тищенко Л.Н. Интенсификация сепарирования зерна. – Харьков: Основа, 2004. – 224 с. 3. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. К расчету движения зерновой смеси по вертикальному цилиндрическому решету вибросепаратора // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 2 (54). – С. 50-55. 4. Тищенко Л.Н., Абдуева Ф.М., Ольшанский В.П. О решениях упрощенных уравнений Навье-Стокса в гидродинамической модели движения зерновой смеси // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – Вип. 75. Т. 1. – С. 217-223. 5. Тищенко Л.Н., Мазоренко Д.И., Пивень М.В., Харченко С.А., Бредихин В.В., Мандрыка А.В. Моделирование процессов зерновых сепараторов. – Харьков: Миськдрук, 2010. – 360 с. 6. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 847 с. 7. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974. – 712 с. 8. Тищенко Л.Н., Абдуева Ф.М., Ольшанский В.П. Сравнение двух способов вычисления коэффициента вибровязкости псевдооживленной зерновой смеси при виброцентробежном сепарировании // Вібрації в техніці та технологіях. – 2008. – № 1 (50). – С. 96-100. 9. Абрамовиц А., Стиган И. Справочник по специальным функциям (с формулами, графиками и математическими таблицами). – М.: Наука, 1979. – 832 с. 10. Янке Е., Эмде Ф., Леш Ф. Специальные функции. – М.: Наука, 1977. – 344 с.

Поступила в редакцию 01.11.2010

УДК 539.3:621.313

Э.С.ОСТЕРНИК, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.,
ГП завод «Электротяжмаш», Харьков

О ЗАВИСИМОСТИ ВИБРАЦИИ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ОТ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Виконано станційні дослідження залежності вібрації статорів турбогенераторів від активної потужності. Розроблено відповідну математичну модель на основі алгебраїчного полінома. Запропоновано режими експлуатації, що забезпечують вібронадійність турбогенераторів.

We performed station research of dependence between turbogenerator stator vibration and active power. We developed corresponding mathematical model based on the algebraic polynom. We suggested operating conditions, which provide vibration reliability of turbogenerators.

Известно, что вибрация турбогенератора зависит от таких параметров его режима, как ток I_{st} и напряжение U_{st} статора. Радиальные электродинамические усилия и соответствующие амплитуды колебаний статорной обмотки пропорциональны I_{st}^2 [1].

Колебания магнитопровода статора, вызванные силами магнитного тяж-

ния, происходят с удвоенной частотой вращения ротора. При натурных исследованиях на электростанциях установлено, что амплитуды таких колебаний A_m зависят от активной мощности турбогенератора P [2]. С ростом P величины A_m снижаются. Если изгибная жесткость ротора по продольной и поперечной осям выравнена, аналогичная закономерность установлена и для колебаний корпуса статора $A_c(P)$.

Сходные результаты получены исследователями на турбогенераторах ОАО «Электросила» [3, 4] и других фирм [5].

При этом известно, что A_m пропорциональна квадрату напряжения статора U_{st}^2 .

Указанную закономерность для $A_m(P)$ и $A_c(P)$ целесообразно учитывать прежде всего для турбогенераторов с длительным сроком эксплуатации. По современному стандарту их полный назначенный срок службы составляет 40 лет [6]. Современные условия, в том числе в СНГ, зачастую вынуждают эксплуатировать турбогенераторы еще дольше.

Между тем, электростанции СНГ начали оснащаться турбогенераторами мощностью 200 и 300 МВт, начиная с 1960 г., когда стандартный срок службы составлял лишь 20 лет. В результате вибрация статоров зачастую превышает стандартные нормы и может привести к тяжелым авариям.

Среди методов снижения вибрации можно условно выделить такие группы:

- 1) конструкционные (в том числе виброизоляция, отстройку от резонансов);
- 2) технологические (в том числе ремонты и балансировку);
- 3) эксплуатационные (в том числе рассматриваемые в данной работе).

В связи с описанными явлениями, наряду с капитальными ремонтами, особенно для машин, уже вышедших из строя, целесообразно предусмотреть режимные ограничения. В качестве критериев вибронадежности вводятся жесткостные ограничения – размахи и пиковые значения виброперемещений, а также средние квадратические значения виброскоростей в контрольных точках [6, 7].

В данной работе следовало дать объяснение физике явления и его математическую модель, позволяющую определить область допустимых режимов эксплуатации турбогенератора.

Физика явления, согласно статье [2], могла объясняться, например, асимметрией магнитного поля или изменением эффективных упругих свойств магнитопровода (сердечника) статора под нагрузкой. В книге [3] предполагается, что причина явления состоит в увеличении температуры сердечника с ростом нагрузки, а также в прижатии сердечника к ребрам статора (или рамы сердечника) электромагнитным моментом вращения.

В статье [4] изучается характер электромагнитных усилий между ротором и статором. При холостом ходе с возбуждением магнитные линии в зазоре направлены радиально. При нагружении генератора электромагнитный момент, уравновешиваемый моментом первичного двигателя (например, турбины), создается за счет появления системы тангенциальных сил магнитного тяжения. При нагрузке

магнитные линии направлены в зазоре нерадиально. В результате радиальная составляющая магнитного тяжения уменьшается, а с ней понижается и вибрация статора. Авторы рассматривают эту модель как упрощенную.

Далее рассматривается задача математического моделирования. Изучаются зависимости A_m и A_c от режимных параметров P , U_{st} , а также от реактивной мощности Q и от цилиндрических координат l , θ точки измерения вибрации на поверхностях магнитопровода или корпуса статора. Эти зависимости представляют собой достаточно гладкие функции, что позволяет применить для моделирования вибрации аппарат алгебраических полиномов от n переменных [8, 9].

Ограниченная функция переменных $\{x_j\}_1^n$, заданная значениями $\{y_i^{(0)}\}_1^K$, например $A_m(P, Q, U_{st}, I_{st}, l, \theta)$, аппроксимируется полиномом степени r

$$y_i = \sum_{S=1}^{\lambda} b_S \prod_{j=1}^n x_{ij}^{s_j}, \quad (1)$$

где $S = \|s_j\|_1^n$ – матрица показателей степеней, число членов полинома $\lambda = C_{r+n}^r$; $s_j \in [0, r]$. Разыскивается наилучший в среднем квадратичном полином из условия экстремальности квадратичной погрешности $E_\lambda = \sum_{i=1}^K [y_i^{(0)} - y_i]^2$. Вычисляется оценка средней квадратичной погрешности

$$\Delta = \sqrt{E_\lambda / (K - \lambda)}$$

и относительная погрешность

$$\kappa = \left| \Delta / \bar{y}^{(0)} \right|, \quad (2)$$

где $\bar{y}^{(0)}$ – среднее значение $y_i^{(0)}$ по всей области задания исходной функции в точках $i = 1 \dots K$.

В данной работе рассматривается ограниченная задача о зависимости A_m или A_c от активной мощности P .

Исследованы данные прямо-сдаточных испытаний головного образца турбогенератора [2]. Вводится понятие о безразмерной функции снижения вибрации

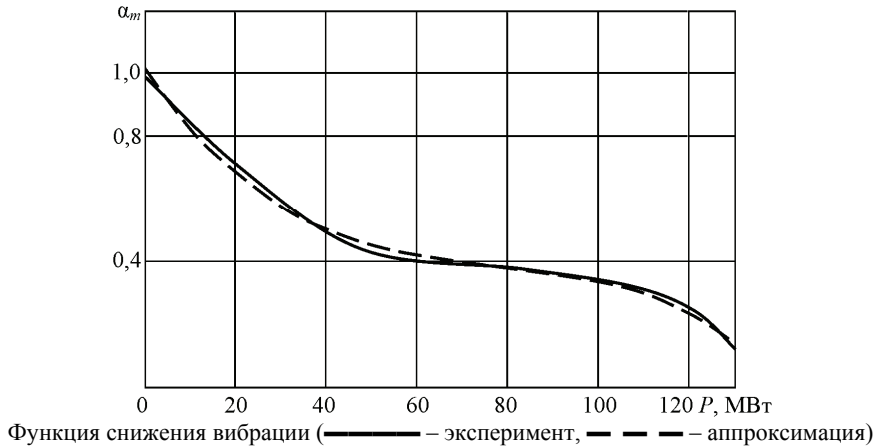
$$\alpha_m(P) = \frac{A_m(P)}{A_m(P=0)}, \quad (3)$$

которая рассматривается в качестве исходной. Здесь величина амплитуды колебаний $A_m(P=0)$ определяется при стандартном режиме испытаний в опыте холостого хода с номинальным напряжением статора $U_{st}^{(nom)}$.

Аппроксимирующая функция выбрана в виде полинома степени $r = 3$

$$\alpha_m^{(3)} = b_0 + b_1 P + b_2 P^2 + b_3 P^3. \quad (4)$$

Результаты аппроксимации представлены на рисунке.



Экспериментальная $\alpha_m(P)$ и аппроксимирующая $\alpha_m^{(3)}(P)$ функции монотонно убывают, так как

$$\Delta = 3b_1b_3 - b_2^2 > 0; \quad b_3 < 0. \quad (5)$$

Относительная погрешность аппроксимации при $r = 3$, вычисленная по формуле (2), составляет $\kappa_3 = 4,0\%$. Полином третьей степени дает кривую, практически совпадающую с исходной, если учесть погрешность эксперимента.

Отсутствие минимума у функции снижения вибрации $\alpha(P)$ в исследованном диапазоне позволяет рекомендовать для данного турбогенератора набор активной нагрузки P как средство снижения амплитуды колебаний магнитопровода A_m (если такая необходимость возникнет в ходе длительной эксплуатации).

Аналогичные результаты получены в последние годы для турбогенератора мощностью 300 МВт, находившегося в длительной эксплуатации. Ее срок превысил требуемое по стандарту время службы. Величина A_c в режиме холостого хода при номинальном напряжении $U_{st}^{(nom)}$ оказалась выше нормы.

Выполнены виброисследования $A_c(P)$, построена характеристика $\alpha_c(P)$. Ее аппроксимация по формуле (4) дает погрешность $\kappa_3 = 2,1\%$. Неравенства (5) выполнены, так что функция снижения вибрации монотонно убывает. Реактивная нагрузка Q в процессе виброисследований менялась незначительно.

В связи с этими данными было рекомендовано продолжить работу энергоблока при $P = P_{\max}$ (с учетом тепловых и других ограничений по генератору, трансформатору, турбине и котлу) так, чтобы величины A_m и A_c не превышали допустимых. В современных мощных объединенных энергосистемах с электростанциями блочного типа возможно перераспределение нагрузок между энергоблоками так, чтобы отдельные блоки работали при $P = P_{\max} \leq P^{(nom)}$.

Отметим, что пространственная аппроксимация для $A_c(l, \theta)$ по формулам (1), (2) выполнена в [10], ее равномерная сходимость при $r \in [1, 6]$ показана в [9].

Выводы. На базе станционных исследований турбогенераторов установлена закономерность снижения вибрации статоров с ростом активной нагрузки. Построена соответствующая математическая модель. Выбраны режимы, позволяющие продолжить работу машин на время, превышающее расчетный срок службы.

Перспективы развития данного направления – построение банка данных о зависимости вибрации от параметров режима, включая активную и реактивную нагрузки, напряжение и ток статора, а также от координат точки измерения колебаний. Такой банк данных по типу [8] составляется для серий турбогенераторов мощностью 200, 300, 500 и более МВт и моделируется с помощью N -мерных полиномов.

Список литературы: 1. Глебов И.А., Данилевич Я.Б. Научные основы проектирования турбогенераторов. – Л.: Наука, 1986. – 184 с. 2. Гаврилов Л.Г., Остерник Э.С. Виброустойчивая работа турбогенераторов ТГВ-200 // Электрические станции. – 1966. – № 10. – С. 38-40. 3. Эксплуатация турбогенераторов с непосредственным охлаждением. Под ред. Л.С.Линдорфа, Л.Г.Мамиконянца. – М.: Энергия, 1972. – 352 с. 4. Перчанок Б.Х., Руденко В.И. Вибрация сердечника турбогенератора // Сборник «Электросила». – 1976. – № 31. – С. 24-27. 5. Hawley R. Recent developments in large turbo-type generators // Electrical Times. – 8 June 1972. – № 23. – P. 161. 6. Машины электрические вращающиеся. Турбогенераторы. Межгосударственный стандарт ГОСТ 533–2000. – К.: 2002. – 28 с. 7. Машиностроение. Энциклопедия. – М.: Машиностроение, 2003. – Т. IV–3. Надежность машин [В.В.Клюев, В.В.Болотин, Ф.Р.Соснин и др.]. – 592 с. 8. Остерник Э.С. Моделирование деформационных полей в электромашиностроении с помощью функций N -переменных // Вестник НТУ «ХПИ». Сб. научных трудов. Тем. выпуск «Динамика и прочность машин». – 2003. – № 8, т. 3. – С. 29-42. 9. Остерник Э.С. Моделирующие полиномы от N -переменных в машиностроении // Вестник НТУ «ХПИ». Сб. научных трудов. Тем. выпуск «Динамика и прочность машин». – 2010. – № 37. – С. 130-135. 10. Станиславский Л.Я., Гаврилов Л.Г., Остерник Э.С. Вибрационная надежность мощных турбогенераторов. – М.: Энергия, 1985. – 240 с.

Поступила в редколлегию 04.10.2010

УДК 539.3 : 621.039.743

С.Ю.САЕНКО, канд. техн. наук, нач. отдела ННЦ «ХФТИ», Харьков;
О.К.МОРАЧКОВСКИЙ, д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПИ»;
Д.В.ЛАВИНСКИЙ, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ УДАРНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ КЕРАМИЧЕСКОГО КОНТЕЙНЕРА ПРИ ПРОБИВАНИИ МЕТАЛЛИЧЕСКИМ СТЕРЖНЕМ И ПУЛЕЙ

Проведено аналіз ударного деформування керамічного контейнера для транспортування й захоронення радіоактивних матеріалів при пробиванні його металевим стержнем та кулею. Аналіз проведений з метою оцінювання міцності й герметичності за умов нормативних вимог щодо проектів таких об'єктів. Задача розв'язувалась методом скінчених елементів у переміщеннях за допомогою сучасного програмного комплексу ANSYS. Представлені розподіли максимальних інтенсивностей напружень. Одержані результати розрахунків дозволяють зробити висновок, що за вказаних видів навантаження керамічний контейнер залишається міцним та герметичним.