

Динамическая диагностическая модель узла крепления обмотки в пазу сердечника статора мощного турбогенератора

77-30569/310057

02, февраль 2012

Назолин А. Л.

УДК. 62-26

МГТУ им. Н.Э. Баумана

nazolin@post.ru

Введение

На работающем мощном генераторе динамические процессы в дефектных (ослабленных) узлах креплений элементов статора сопровождаются появлением паразитных вибрационных и ударных нагрузок, возбуждающих виброакустические колебания конструкции статора. Определение параметров этих нагрузок является необходимым условием проведения имитационного моделирования вынужденных реакций конструкции статора для ответа на вопрос о возможности их спектрального обнаружения на удаленных элементах конструкции статора и построения алгоритмов диагностирования формализованным методом.

Настоящая работа посвящена разработке динамической диагностической модели узла крепления обмотки в пазовой части сердечника статора мощного турбогенератора с целью изучения динамики незакрепленного участка стержня обмотки и определения возможных значений параметров ударных нагрузок, возбуждающих виброакустические колебания конструкции статора.

1. Статорная обмотка мощных турбогенераторов

Статорная обмотка большинства турбогенераторов представляет собой двухслойную петлевую систему стержневого типа с соединением фаз звезда или двойная звезда. В пазах сердечника статора укладываются один над другим по два стержня, соединяемые с другими стержнями в головках лобовых частей с помощью наконечников и пайки. Ко дну паза стержни прижимаются с помощью распорных пазовых клиньев (рис. 1).

Исправное состояние крепления обмотки в пазовой части характеризуется такой прочностью и плотностью крепления, при которой достигается максимальное ограничение перемещений обмотки внутри паза и стабильность свойств ее крепления в процессе эксплуатации генератора.

Дефектное состояние характеризуется таким ослаблением плотности крепления обмотки, при котором на работающем генераторе возникают радиальные и тангенциальные смещения стержней обмотки в пределах зазоров между стержнями, стержнем и пазовым клином, стержнем и стенками паза, стержнем и дном паза.

Обмотка статора мощного турбогенератора вместе с элементами ее крепления представляет собой весьма сложную электромеханическую систему, точное теоретическое описание динамики которой затруднено следующими факторами [1; 2]:

- стержни обмотки существенно неоднородны: состоят из сплошных и полых медных проводников, покрытых терморезистивной изоляцией;
- механические свойства стержней обмотки зависят от нагрузки генератора, длины и температуры;
- способам закрепления стержней обмотки присуща неопределенность связи между собой и с элементами крепления.

«Нестабильность закрепления обмотки статора в процессе эксплуатации, наличие радиальных и тангенциальных зазоров приводит к тому, что условия закрепления стержня оказываются неопределенными, длина незакрепленного участка является случайной величиной, характер закрепления по краям участка также случаен.» [3]. Все это делает возможным лишь безотносительное моделирование динамики дефектного узла крепления обмотки. Структурными параметрами дефекта являются: длина ℓ незакрепленного участка стержня, граничные условия закрепления, величина радиальных и тангенциальных зазоров.

2. Математическая модель динамики стержня обмотки в пазу сердечника статора

Рассмотрим упрощенную схему дефектного узла крепления обмотки, представленную на рис. 1. В ней нижний стержень лежит на дне паза и хорошо уплотнен боковыми полупроводящими гофрированными прокладками из стеклотекстолита. На участке длиной ℓ между верхним стержнем и пазовыми клиньями, а также между стержнями имеется распределенный радиальный зазор, величина которого зависит от начальной кривизны верхнего стержня, усадки изоляции в пазах и степени износа соприкасаемых поверхностей.

Боковой зазор между верхним стержнем и боковыми поверхностями паза полагаем равным нулю. Зазор между пазовыми клиньями и верхним стержнем считаем достаточно большим, чтобы между ними не происходили соударения. Стержни паза считаем принадлежащими одной фазе. Вибрациями нижнего стержня на дне паза пренебрегаем.

Описание динамики верхнего стержня проведем в рамках модели деформируемого (упругого) тела - тонкого прямого призматического стержня, для которого выполняется гипотеза плоских сечений. В практически важных случаях квадрат отношения высоты стержня к его пролету всегда существенно меньше единицы: $(h/\ell)^2 \ll 1$. Поэтому распределение напряжений и деформаций, создаваемых в стержне, примем такими же, как это предписывается элементарной теорией изгиба. Зависимостью граничных условий и изгибной жесткости стержня от длины, температуры и возмущающих сил, а также случайным характером закрепления в процессе эксплуатации пренебрегаем.

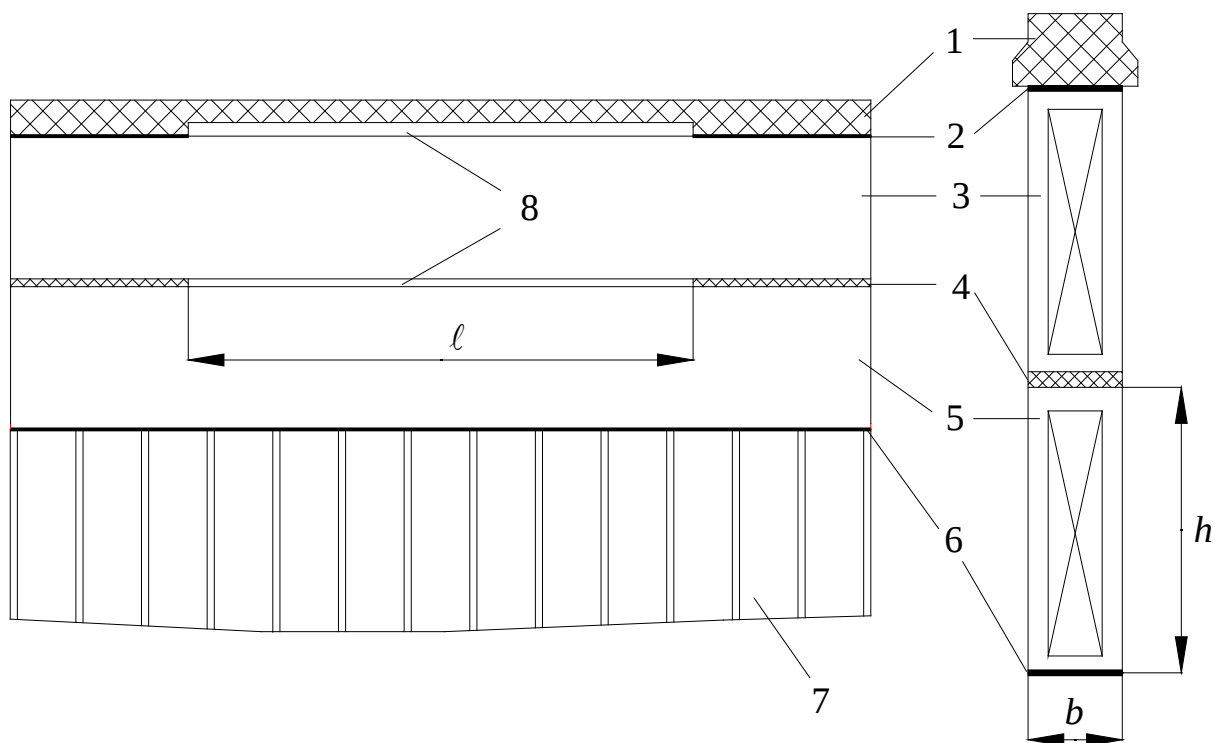


Рис. 1. Схема дефектного узла крепления обмотки в пазу сердечника статора мощного турбогенератора: 1 - пазовый клин; 2- прокладка под клин (стеклотекстолит); 3 - верхний стержень; 4 – прокладка между стержнями (стеклотекстолит); 5 - нижний стержень, 6 – прокладка на дне паза (электронит), 7 – сердечник статора, 8 – радиальные зазоры.

Расчетная схема рассматриваемой распределенной виброударной системы (ВУС) «обмотка – сердечник» представлена на рис. 2. В ней введена правая система координат, ось

Ox направлена по центральной оси верхнего стержня, а плоскость Oxy является нейтральной плоскостью стержня при симметричном изгибе. Обозначим через $y = y(x, t)$ – перемещение точек центральной оси стержня относительно недеформированного состояния; EJ – эквивалентную изгибную жесткость стержня при колебаниях; m_0 – массу единицы длины стержня. Концы стержня полагаем жестко зашкеленными неподвижными опорами. Распределенную величину зазора между стержнями определим симметричной функцией

$$\Delta(x) = 4\Delta_{\max} \left(\frac{x}{\ell} - \frac{x^2}{\ell^2} \right), \quad (1)$$

где $\Delta_{\max}$ – максимальное значение зазора в сечении $x = \ell/2$. Уравнение (1) совпадает со статической кривой изгиба стержня с жестко заделанными концами, повернутыми на угол $\psi = 4\Delta_{\max}/\ell$ [4].

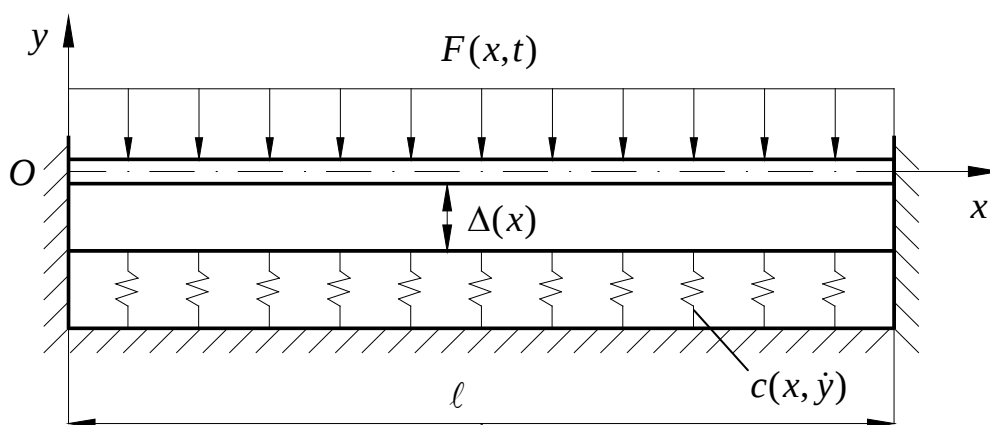


Рис. 2. Расчетная динамическая схема ВУС «обмотка – сердечник»

Рассмотрим внешне силы, возбуждающие колебания стержней обмотки в пазовой части. «В пазовой части основную роль играет радиальное усилие, возникающее в результате взаимодействия токов в стержнях и влияния сердечника статора. Оно пропорционально квадрату тока стержня и максимально для верхнего стержня. Имеется также тангенциальное усилие, вызванное взаимодействием тока в стержнях с потоком возбуждения, но оно не велико из-за экранирующего действия стали зубцов» [3].

В рамках диагностического моделирования динамики дефектного узла крепления обмотки учтем основное радиальное электродинамическое усилие. Влиянием тангенциального усилия и магнитных вибраций сердечника на колебания стержней обмотки в пазовой части пренебрегаем.

В проекции на ось Oy распределенное радиальное электродинамическое усилие, действующее на верхний стержень, имеет вид (рис.2) [3]

$$F(x, t) = -\tilde{F}(1 - \cos 2\omega_n t), \quad (2)$$

где

$$\tilde{F} = \frac{3\mu_0}{2b_n} I^2. \quad (3)$$

Здесь $\tilde{F}$ - амплитуда знакопеременной составляющей усилия при синфазном токе в стержнях обмотки, Н/м, $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м – магнитная проницаемость воздуха, I - действующее значение тока в стержне, А, b_n - ширина паза в свету, м, ω_n - номинальная угловая частота тока, равная $2\pi \cdot 50$ рад/с. При синфазном токе в стержнях радиальное усилие на нижний стержень в 3 раза меньше (3) [3]. Оба радиальных усилия направлены ко дну паза.

Диссипацию энергии при колебаниях верхнего стержня учтем через действие распределенных сил внешнего и внутреннего вязкого трения. В рамках диагностического моделирования любая разумная гипотеза о распределении сил трения является одинаково приемлемой. Поэтому полагаем, что силы трения распределены таким образом, что главные координаты для консервативной системы являются главными и для системы с трением.

Контактные деформации стержней обмотки при соударениях опишем в рамках модели упругодиссипативного элемента в каждом сечении стержня, а сами деформации отнесем к основанию системы. Динамическую силовую характеристику распределенной ударной пары (упругодиссипативные свойства основания системы) определим выражением (рис. 2)

$$\Phi(x, y, \dot{y}) = c(x, \dot{y}) \cdot (-y(x, t) - \Delta(x)) \cdot \eta(-y(x, t) - \Delta(x)), \quad (4)$$

где

$$c(x, \dot{y}) = \begin{cases} c_1 & \text{при } \dot{y}(x, t) \leq 0; \\ c_2 & \text{при } \dot{y}(x, t) > 0. \end{cases} \quad (5)$$

Здесь $\eta(y)$ - функция единичного скачка Хэвисайда, c_1 и c_2 – коэффициенты погонной жесткости основания на этапе нагрузки и разгрузки соответственно, Н/м², связанные между собой соотношением

$$c_2 = R^2 c_1, \quad (6)$$

где $0 \leq R \leq 1$.

С увеличением поверхности контакта жесткость динамической силовой характеристики распределенной ударной пары увеличивается и достигает своего максимума при распределенном ударе по всей длине стержня.

Момент отрыва (окончания удара) в произвольном сечении стержня определяется геометрическим условием

$$y(x, t) + \Delta(x) = 0. \quad (7)$$

С учетом сделанных допущений дифференциальное уравнение изгибных колебаний стержня с граничными и начальными условиями имеет вид

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \mu_1 m_0 \frac{\partial y}{\partial t} + \mu_2 EJ \frac{\partial^5 y}{\partial t \partial x^4} = F(x, t) + \Phi(x, y, \dot{y}); \quad (8)$$

$$y(x, t)|_{x=0} = 0, \quad y'(x, t)|_{x=0} = 0, \quad y(x, t)|_{x=\ell} = 0, \quad y'(x, t)|_{x=\ell} = 0; \quad (9)$$

$$y(x, t)|_{t=0} = 0, \quad \dot{y}(x, t)|_{t=0} = 0. \quad (10)$$

Здесь μ_1 и μ_2 - коэффициенты внешнего и внутреннего вязкого трения соответственно.

Воспользуемся методом Бубнова-Галеркина [5] для нахождения приближенного решения дифференциального уравнения (8) в виде сходящегося ряда ортогональных функций

$$y(x, t) = \sum_{n=1}^{n_0} q_n(t) r_n(x), \quad (11)$$

удовлетворяющих всем граничным условиям. Здесь $q_n(t)$ - обобщенная координата (функция времени), зависящая от начальных условий и внешних сил; $r_n(x)$ - n -я форма собственных колебаний стержня без учета демпфирования, удовлетворяющая дифференциальному уравнению

$$\frac{d^4 r_n}{dx^4} - k_n^4 r_n = 0, \quad (12)$$

$$k_n^4 = p_n^2 \frac{m_0}{EJ}, \quad (13)$$

и граничным условиям (9), которые запишем в виде

$$r_n(x)|_{x=0} = 0, \quad r'_n(x)|_{x=0} = 0, \quad r_n(x)|_{x=\ell} = 0, \quad r'_n(x)|_{x=\ell} = 0. \quad (14)$$

Здесь $p_n = 2\pi f_n$ - n -я собственная частота консервативной системы.

Решение дифференциального уравнения (12) с граничными условиями (14) имеет вид [4]

$$r_n(x) = \operatorname{ch} k_n x - \cos k_n x - \alpha_n (\operatorname{sh} k_n x - \sin k_n x), \quad (15)$$

$$\alpha_n = \frac{\operatorname{ch} k_n \ell - \cos k_n \ell}{\operatorname{sh} k_n \ell - \sin k_n \ell}, \quad (16)$$

где

$$k_1 \ell = 4,730, \quad k_2 \ell = 7,853, \quad k_n \ell = \frac{2n+1}{2} \pi, \quad (n > 2) \quad (17)$$

- ненулевые значения корней частотного уравнения

$$\cos k_n \ell \cdot \operatorname{ch} k_n \ell = 1. \quad (18)$$

Коэффициенты α_n выбраны так, что

$$\int_0^{\ell} r_n^2(x) dx = \ell. \quad (19)$$

Подставляя выражение (11) в уравнение (8) и принимая во внимание, что

$$r_n^{\text{IV}}(x) = k_n^4 r_n(x),$$

получим

$$\sum_{n=1}^{n_0} r_n(x) [E J k_n^4 (q_n(t) + \mu_2 \dot{q}_n(t)) + m_0 (\ddot{q}_n(t) + \mu_1 \dot{q}_n(t))] \neq F(x, t) + \Phi(x, y, \dot{y}). \quad (20)$$

Знак неравенства в (20) объясняется тем, что выражение (11) не является точным (ограниченный ряд). Умножим выражение (20) на каждую из координатных функций $r_k(x)$, затем проинтегрируем по длине стержня и приравняем нулю (усредняем ошибки, внесенные выражением (11), по всей длине стержня)

$$\begin{aligned} & \int_0^{\ell} \sum_{n=1}^{n_0} r_n(x) r_k(x) [E J k_n^4 (q_n(t) + \mu_2 \dot{q}_n(t)) + m_0 (\ddot{q}_n(t) + \mu_1 \dot{q}_n(t))] dx = \\ & = \int_0^{\ell} F(x, t) r_k(x) dx + \int_0^{\ell} \Phi(x, y, \dot{y}) r_k(x) dx. \end{aligned} \quad (21)$$

С учетом выражения (4) второй интеграл в правой части уравнения (21) принимает вид

$$\int_0^{\ell} \Phi(x, y, \dot{y}) r_k(x) dx = - \sum_{n=1}^{n_0} q_n(t) \int_0^{\ell} c(x, \dot{y}) \eta(-y(x, t) - \Delta(x)) r_n(x) r_k(x) dx -$$

$$- \int_0^{\ell} c(x, \dot{y}) \Delta(x) \eta(-y(x, t) - \Delta(x)) r_k(x) dx. \quad (22)$$

Анализ интегро-дифференциального уравнения (21) показывает, что на этапах безударного движения ($\Phi(x, y, \dot{y})=0$) и распределенного удара по всей длине стержня ($\Phi(x, y, \dot{y}) \neq 0$ для $\forall x$) функции времени $q_n(t)$ являются независимыми. При соударениях части сечений стержня, интеграл от функции $\Phi(x, y, \dot{y})$ в (22) зависит от всех функций времени $q_n(t)$ и не позволяет получить из (21) систему независимых дифференциальных уравнений относительно $q_n(t)$. Поэтому решение интегро - дифференциального уравнения (20) будем искать численно методом припасовывания на малых интервалах времени Δt_i , заменяя в выражении (22) переменные функции $q_n(t)$ и $c(x, \dot{y})$ на i -м шаге по времени постоянными величинами $q_n(t_{i-1})$ и $c(x, \dot{y}_{i-1})$, определенными на предыдущем $(i-1)$ шаге. Перемещения и скорости в конце $(i-1)$ -го шага служат начальными условиями для перемещения и скорости в начале i -го шага.

С учетом выражения (19) и свойства ортогональности собственных форм колебаний $r_n(x)$, получаем, что на малых интервалах времени Δt_i уравнение (21) приводится к системе n_0 приближенных несвязанных обыкновенных дифференциальных уравнений функций времени $q_{n,i} = q_n(t_i)$ с постоянными коэффициентами, которые в данном случае будут нормальными координатами:

$$\ddot{q}_{n,i} + (\mu_1 + \mu_2 p_n^2) \dot{q}_{n,i} + (p_n^2 + p_{cn,i}^2) q_{n,i} = \frac{1}{m_n} \int_0^{\ell} F(x, t) r_n(x) dx + \frac{G_{n,i}}{m_m}, (1 \leq n \leq n_0), \quad (23)$$

где

$$p_{cn,i}^2 = \frac{1}{m_n} \int_0^{\ell} c(x, \dot{y}_{i-1}) \eta(-y(x, t_{i-1}) - \Delta(x)) r_n^2(x) dx, \quad (24)$$

$$G_{n,i} = - \sum_{m=1, m \neq n}^{n_0} q_m(t_{i-1}) \int_0^{\ell} c(x, \dot{y}_{i-1}) \eta(-y(x, t_{i-1}) - \Delta(x)) r_m(x) r_n(x) dx -$$

$$- \int_0^{\ell} c(x, \dot{y}_{i-1}) \Delta(x) \eta(-y(x, t_{i-1}) - \Delta(x)) r_n(x) dx, \quad (25)$$

$$m_n = m_0 \int_0^{\ell} r_n^2(x) dx = m_0 \ell. \quad (26)$$

Здесь $p_{cn,i}$, $G_{n,i}$ - величины, постоянные на i - м шаге по времени, m_n - приведенная масса стержня при колебаниях по n - му тону, $t_i = i\Delta t_i$ - текущий момент времени.

Подставляя выражение (2) в уравнение (23), запишем его в стандартном виде

$$\ddot{q}_{n,i} + 2\beta_n \dot{q}_{n,i} + \tilde{\omega}_{n,i}^2 q_{n,i} = \frac{Q_{n,i}}{m_n}, \quad (1 \leq n \leq n_0), \quad (27)$$

где $\beta_n = (\mu_1 + \mu_2 p_n^2)/2$,

$$\tilde{\omega}_{n,i}^2 = p_n^2 + p_{cn,i}^2,$$

$$Q_{n,i} = -F_{\max} (1 - \cos 2\omega_n t_i) \int_0^{\ell} r_n(x) dx + G_{n,i}.$$

Здесь β_n - коэффициент демпфирования по n - й форме; $\tilde{\omega}_{n,i}^2$ - собственная частота колебаний стержня; $Q_{n,i}$ - обобщенная внешняя сила. Величины $\tilde{\omega}_{n,i}^2$ и $Q_{n,i}$ постоянные на i - м шаге по времени. На этапах безударного движения $p_{cn,i} = 0$, $G_{n,i} = 0$.

В силу симметрии рассматриваемой ВУС равнодействующая распределенной ударной силы (4) приложена в середине стержня. Ее значения в моменты времени $t_i = i\Delta t_i$ рассчитываются по формуле

$$P(t_i) = \int_0^{\ell} \Phi(x, y_i, \dot{y}_i) dx = \int_0^{\ell} c(x, \dot{y}_i) \cdot (-y(x, t_i) - \Delta(x)) \cdot \eta(-y(x, t_i) - \Delta(x)) dx. \quad (28)$$

В слабо демпфированных системах, к которым относятся незакрепленные участки элементов статора, еще недостаточно изучена сама природа явления демпфирования. Поэтому значения относительного демпфирования нормальных форм колебаний [4]

$$\xi_n = \frac{\beta_n}{p_n} = \frac{\mu_1 + \mu_2 p_n^2}{2 p_n} \quad (29)$$

удобнее получать из экспериментов, например, по параметрам β_n и p_n частотных характеристик незакрепленных элементов статора.

Анализ выражения (29) показывает, что при $\mu_1 \neq 0$, $\mu_2 = 0$ низшие формы

колебаний подавляются сильнее, чем высшие формы, а при $\mu_1 = 0$, $\mu_2 \neq 0$ наоборот высшие формы подавляются сильнее, чем низшие формы.

Экспериментальная оценка значений относительного демпфирования ξ_n собственных форм колебаний незакрепленных элементов статора показала, что они достаточно близки между собой. Объясняется это тем, что ни потери на внутреннее трение для большинства материалов, ни конструкционный гистерезис от частоты не зависят [6]. Поэтому в первом приближении можно принять $\xi_n \cong \xi_1$ и определять значения коэффициентов демпфирования по приближенной формуле

$$\beta_n = \xi_1 p_n. \quad (30)$$

К слабо демпфированным системам здесь и далее будем относить системы, у которых $0 \leq \xi_n \leq 0,2$ [4]. В работе [3] приводятся экспериментальные данные, согласно которым для стержня обмотки в пазовой части минимальные значения относительного демпфирования $\xi_{1,\min} \in (0,013; 0,025)$.

В условиях, когда обобщенные силы заданы, собственные функции и собственные частоты известны, значения коэффициентов демпфирования по формам колебаний и динамические силовые характеристики распределенной ударной пары определены, нелинейное дифференциальное уравнение порогового типа (8) приобретает определенный вид. Его решение на малых интервалах времени Δt_i сводится к решению системы n_0 несвязанных линейных дифференциальных уравнений (27) с постоянными коэффициентами. Рекуррентные формулы для вычисления динамических перемещений по n -й форме колебаний стержня с демпфированием в моменты времени t_i имеют вид [4]

$$q_{n,i} = \frac{Q_{n,i}}{m_n \tilde{\omega}_{n,i}^2} + e^{-\beta_n \Delta t_i} \left\{ \left(q_{n,i-1} - \frac{Q_{n,i}}{m_n \tilde{\omega}_{n,i}^2} \right) \cos \hat{\omega}_{n,i} \Delta t_i + \frac{1}{\hat{\omega}_{n,i}} \left[\dot{q}_{n,i-1} + \beta_n \left(q_{n,i-1} - \frac{Q_{n,i}}{m_n \tilde{\omega}_{n,i}^2} \right) \right] \sin \hat{\omega}_{n,i} \Delta t_i \right\}, \quad (31)$$

$$\dot{q}_{n,i} = e^{-\beta_n \Delta t_i} \left\{ \dot{q}_{n,i-1} \cos \hat{\omega}_{n,i} \Delta t_i - \frac{1}{\hat{\omega}_{n,i}} \left[\beta_n \dot{q}_{n,i-1} + (\beta_n^2 + \hat{\omega}_{n,i}^2) \cdot \left(q_{n,i-1} - \frac{Q_{n,i}}{m_n \tilde{\omega}_{n,i}^2} \right) \right] \sin \hat{\omega}_{n,i} \Delta t_i \right\}, \quad (32)$$

- где $q_{n,i-1}$ и $\dot{q}_{n,i-1}$ - смещение и скорость смещения нормальных координат в начале рассматриваемого i -го интервала времени;

$$\hat{\omega}_{n,i}^2 = \tilde{\omega}_{n,i}^2 - \beta_n^2$$

- частота свободных радиальных колебаний стержня по n -й форме с учетом демпфирования. Значения $q_{n,i}$ и $\dot{q}_{n,i}$ служат начальными условиями для следующего $(i + 1)$ шага.

3. Определение параметров виброударной системы «обмотка – сердечник»

Согласно справочным данным [7] удельные массы m_0 стержней статорных обмоток мощных турбогенераторов серии ТВВ отличаются не более чем на 40 %, а моменты инерции J их поперечных сечений - не более чем в 3 раза. Поэтому без нарушения общности получаемых решений анализ динамики ВУС «обмотка – сердечник» проведем на примере статорной обмотки турбогенератора ТВВ-320-2 со следующими близкими к реальным значениям параметрами обмотки (рис.1): $b = 0,033$ м, $h = 0,099$ м, $E = 2,5 \cdot 10^{10}$ Н/м², $J = 2,66 \cdot 10^{-6}$ м⁴, $m_0 = 12,8$ кг/м. Ширина паза $b_n = 0,033$ м.

Схема соединения обмотки – двойная звезда. Поэтому максимальное действующее значение синфазного тока в каждом стержне паза $I_{\max} = I_n / 2 = 5,1$ кА. Подставляя $I_{\max}$ в формулу (3) находим оценку максимального значения амплитуды знакопеременной составляющей электродинамического усилия $\tilde{F}_{\max} \cong 1500$ Н/м. Номинальная угловая частота тока $\omega_n = 2\pi \cdot 50$ рад/с.

Подставляя первый корень (17) частотного уравнения (18) в выражение (13) находим первую критическую длину $\ell_{кр.1}$ стержня, при которой первая собственная частота колебаний стержня $f_1 = p_1 / 2\pi$ совпадает с частотой внешней силы $2f_n$ (рис. 3,а). Её значение $\ell_{кр.1} = 1,605$ м. Согласно выражению (26) приведенные массы m_n всех форм колебаний стержня равны друг другу и линейно зависят от его длины ℓ (рис.3,б). При длине стержня $\ell = \ell_{кр.1}$ имеем $m_n = 20,4$ кг.

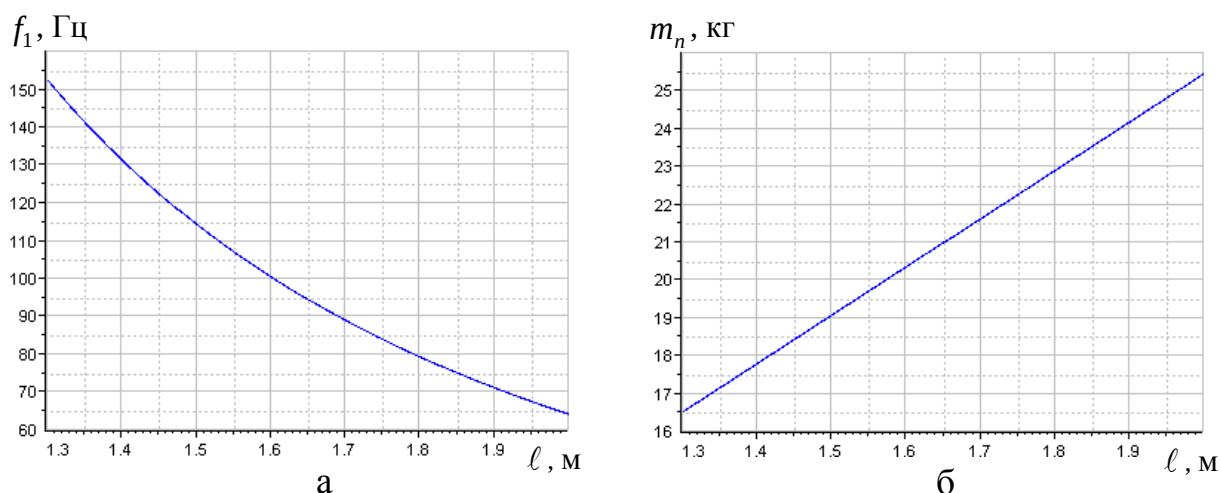


Рис. 3. Зависимость низшей собственной частоты колебаний стержня (а) и его приведенной массы (б) от длины ℓ

Постоянная составляющая электродинамического усилия (2) направлена ко дну паза и обеспечивает выборку зазора между стержнями. Максимальный статический прогиб стержня возникает в срединном сечении [4]

$$y_{cm}(\ell/2) = -\frac{\tilde{F}\ell^4}{384EJ}. \quad (33)$$

При $\ell = \ell_{кр.1}$ и $\tilde{F}_{max} = 1500 \text{ Н/м}$ имеем $y_{cm}(\ell/2) = -385 \text{ мкм}$.

На этапе нагрузки коэффициент погонной жесткости основания c_1 учитывает контактную жесткость двух стержней обмотки. Поэтому

$$c_1 = c_l/2, \quad (34)$$

где c_l - эмпирический коэффициент линейаризованной погонной контактной жесткости стержня. На этапе разгрузки коэффициент погонной жесткости основания c_2 определяется по формуле (6). Экспериментально установлено, при местом смятии стержня до 100 мкм значения $c_l \in (4,5 \cdot 10^8; 4,9 \cdot 10^9) \text{ Н/м}^2$. Причем, максимальное значение c_l несколько меньше теоретического

$$c_l = \frac{E \cdot b}{h} = 8,3 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2.$$

Подставляя эти значения в формулу (34) получаем, что при деформациях основания до 200 мкм значения $c_1 \in (2,25 \cdot 10^8; 41,5 \cdot 10^8) \text{ Н/м}^2$ и $R \leq 1$.

Для удобства представления и анализа результатов расчета динамики ВУС в установившихся режимах движения введем следующие расчетные параметры:

- $y_{\max}$ и $y_{\min}$ - соответственно максимальное положительное и отрицательное значение радиального смещения стержня в сечении $x = \ell/2$ относительно его недеформированного положения;
- $P_{\max}$ - максимальное значение сигнала ударной силы $P(t)$ (28);
- $A_P(2f_n)$ - амплитудное значение сигнала ударной силы $P(t)$ на частоте вынуждающей электродинамической силы, номинально 100Гц;
- $f_{\epsilon, P}$ - верхняя частота частотного диапазона сигнала ударной силы $P(t)$, в котором сосредоточено 90% энергии сигнала;
- $\bar{N}_{y\partial}$ - среднее по реализации стационарного виброударного процесса число соударений за период действия электродинамического усилия, номинально 0,01с;
- $\sigma_{P(200; f_m)}$ - среднее квадратическое значение (СКЗ) сигнала ударной силы $P(t)$ в полосе частот от 200 до f_m Гц;

$$\sigma_{P(f_1; f_m)} = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{k=0}^m A_P^2(f_k)}, [\text{H}], \quad (35)$$

где $f_k = f_1 + k\Delta f$, Δf - разрешение по частоте в дискретном спектре $A_P(f)$ сигнала ударной силы. Здесь $f_1 = 200$ Гц, $f_m = 16$ кГц - верхняя частота в спектре сигнала ударной силы.

Для сравнения параметров ударных сил, возникающих при распределенном и сосредоточенном ударе, введем две конфигурации ВУС:

- первая с распределенной ударной парой (РУП) определена в разделе 2, где распределенная величина зазора дается выражением (1);

- вторая с сосредоточенной ударной парой (СУП). Ее конфигурацию определим следующим образом: величина зазора в срединном сечении стержня $x = \ell/2 \pm \Delta x$, где $\Delta x = 0,06$ м равна $\Delta_{\max}$; в остальных сечениях стержня зазор между основанием и стержнем превышает возможные деформации последнего.

4. Результаты математического моделирования динамики виброударной системы «обмотка – сердечник»

Математическая модель динамики распределенной ВУС «обмотка – сердечник», расчетная схема которой представлена на рис.2, реализована в программе на ПЭВМ и включает в себя 12 независимых структурных и физико - механических параметров. Программа позволяет проводить вычислительные эксперименты по изучению динамики ВУС в переходных и установившихся режимах движения, рассчитывать временные и спектральные параметры сигнала ударной силы, возбуждающей виброакустические колебания конструкции статора при различных значениях структурных и физико - механических параметров системы.

В программе расчет динамики ВУС (решение дифференциального уравнения (8)) ведется численно методом припасовывания по формулам (31), (32) для первых $n_0 = 6$ собственных форм колебаний стержня с шагом интегрирования по времени $\Delta t_i = 3 \cdot 10^{-7}$ с, граничными и начальными условиями вида (9), (10). После определенного числа циклов счета в системе устанавливается стационарный виброударный процесс. Вычисления прекращаются, когда мощность виброударного процесса за время ~ 2 с изменяется не более чем на 1%. По алгоритму быстрого преобразования Фурье (БПФ) рассчитываются амплитудные спектры сигналов смещения (11) и ударной силы (28) с разрешением по частоте $\Delta f \cong 2$ Гц.

По результатам расчетов динамики ВУС, полученных при значениях параметров системы $\tilde{F} \in (0; 1500]$ Н/м, $\ell \in [1,3; 2]$ м, $\Delta_{\max} \in [0; 2]$ мм, $\xi_1 \in [0,01; 0,2]$, $c_1 \in [2,25 \cdot 10^8; 41,5 \cdot 10^8]$ Н/м², $R \in [0,5; 1]$, установлено, что не при всех комбинациях значений этих параметров можно использовать экспериментально определенные значения параметров динамической силовой характеристики обмотки. Объясняется это тем, что область их применимости ограничена деформациями основания до 200 мкм, имеющими практическое значение. Кроме того должно выполняться правило: значениям $c_{1,\min}$, $R = 1$ должны соответствовать малые деформации основания, а значениям $c_{1,\max}$, $R \leq 1$ - большие значения деформации основания до 200 мкм.

Рассмотрим результаты расчета динамики ВУС в установившихся режимах движения при деформациях основания до 200 мкм, для которых это правило выполняется.

На рис. 4 представлены расчетные зависимости, полученные при значениях параметров системы $\tilde{F} = \tilde{F}_{\max} = 1500$ Н/м, $\ell_{кр.1} = 1,605$ м ($f_1 = 100$ Гц), $R = 1$. Используются

следующие обозначения: (1) – РУП, $c_{1.\min} = 2,25 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$, $\xi_1 = 0,2$; (2) – РУП, $c_{1.\max} = 4,15 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$, $\xi_1 = 0,01$; (3) – СУП, $c_{1.\max} = 4,15 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$, $\xi_1 = 0,01$.

На рис. 5 представлены расчетные зависимости, полученные при значениях параметров системы $\ell_{кр.1} = 1,605 \text{ м}$ ($f_1 = 100 \text{ Гц}$), $\Delta_{\max} = 384 \text{ мкм}$, $c_{1.\max} = 4,15 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$, $R = 1$.
Использованы следующие обозначения: (1) – РУП, $\xi_1 = 0,01$; (2) – РУП, $\xi_1 = 0,2$; (3) – СУП, $\xi_1 = 0,01$; (4) – СУП, $\xi_1 = 0,2$.

На рис. 6 представлены расчетные зависимости, полученные при значениях параметров системы $\tilde{F} = \tilde{F}_{\max} = 1500 \text{ Н/м}$, $\Delta_{\max} = 384 \text{ мкм}$, $R = 1$.
Использованы следующие обозначения: (1) – РУП, $c_{1.\min} = 2,25 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$, $\xi_1 = 0,2$; (2) – РУП, $c_{1.\max} = 4,15 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$, $\xi_1 = 0,01$; (3) – СУП, $c_{1.\max} = 4,15 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$, $\xi_1 = 0,01$.

Анализ зависимостей на рис.4, рис.5 и рис.6, позволяет сделать следующие выводы.

- Размах виброударного процесса ограничен величиной зазора $\Delta(x)$ (1).

- С увеличением величины зазора $\Delta_{\max}$ интенсивность виброударного процесса сначала увеличивается, а потом уменьшается до нуля (рис.4,б,е). Максимум интенсивности приходится на величину зазора $\Delta_{\max} \cong 384 \text{ мкм}$, при которой, согласно формуле (33), постоянная составляющая электродинамического усилия (2) вызывает статическую деформацию стержня $|y_{ст}(\ell_{кр.1}/2)| \cong \Delta_{\max}$.

- Чем больше относительное демпфирование ξ_1 , тем интенсивность виброударного процесса меньше (рис. 5,а,б).

- С увеличением длины ℓ незакрепленного участка стержня (уменьшением первой собственной частоты f_1 его колебаний (рис. 3,а) интенсивность виброударного процесса увеличивается (рис. 6,б,е).

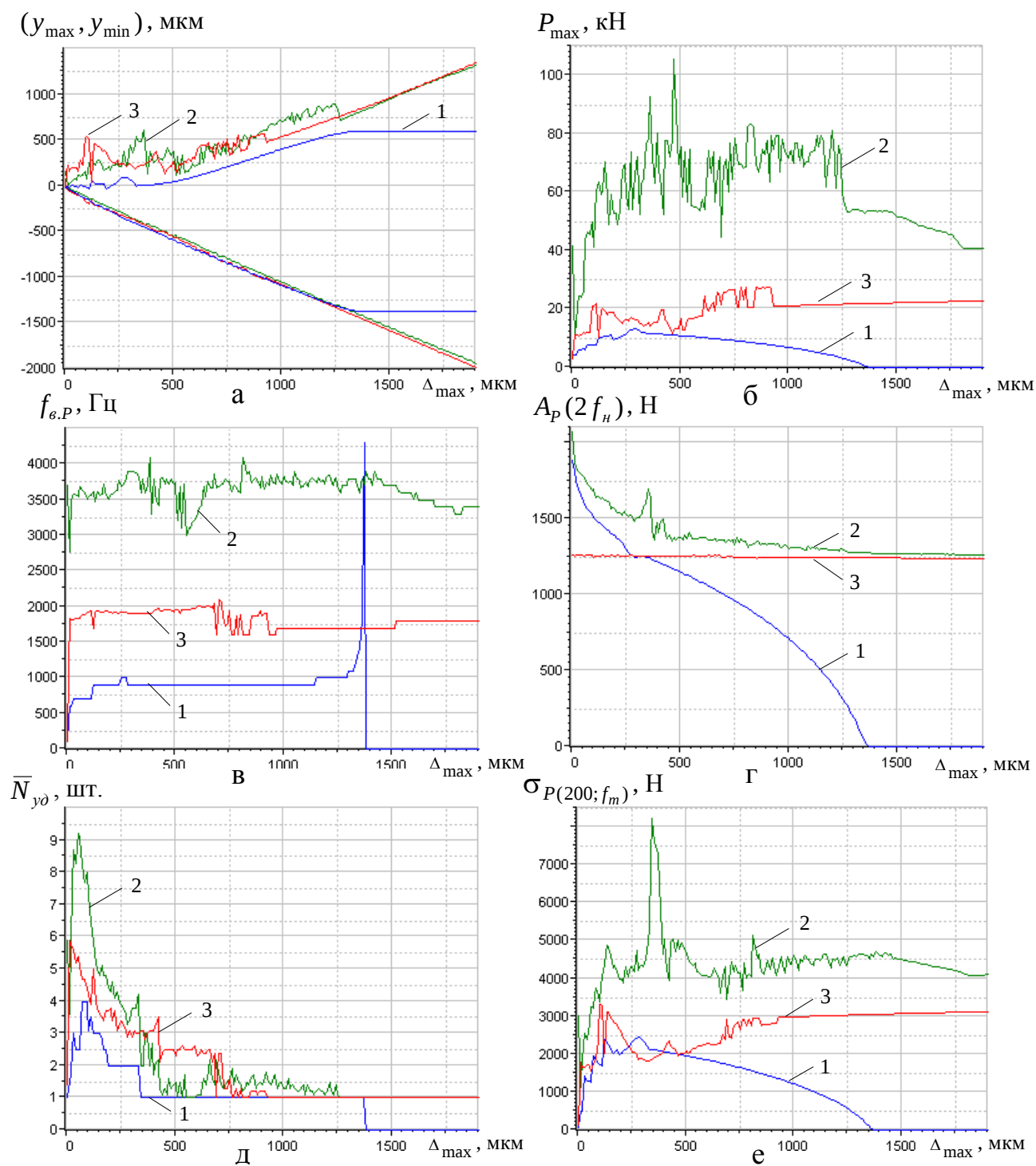


Рис. 4. Зависимость расчетных параметров динамики ВУС «обмотка – сердечник» от величины зазора $\Delta_{\max}$ в срединном сечении стержня

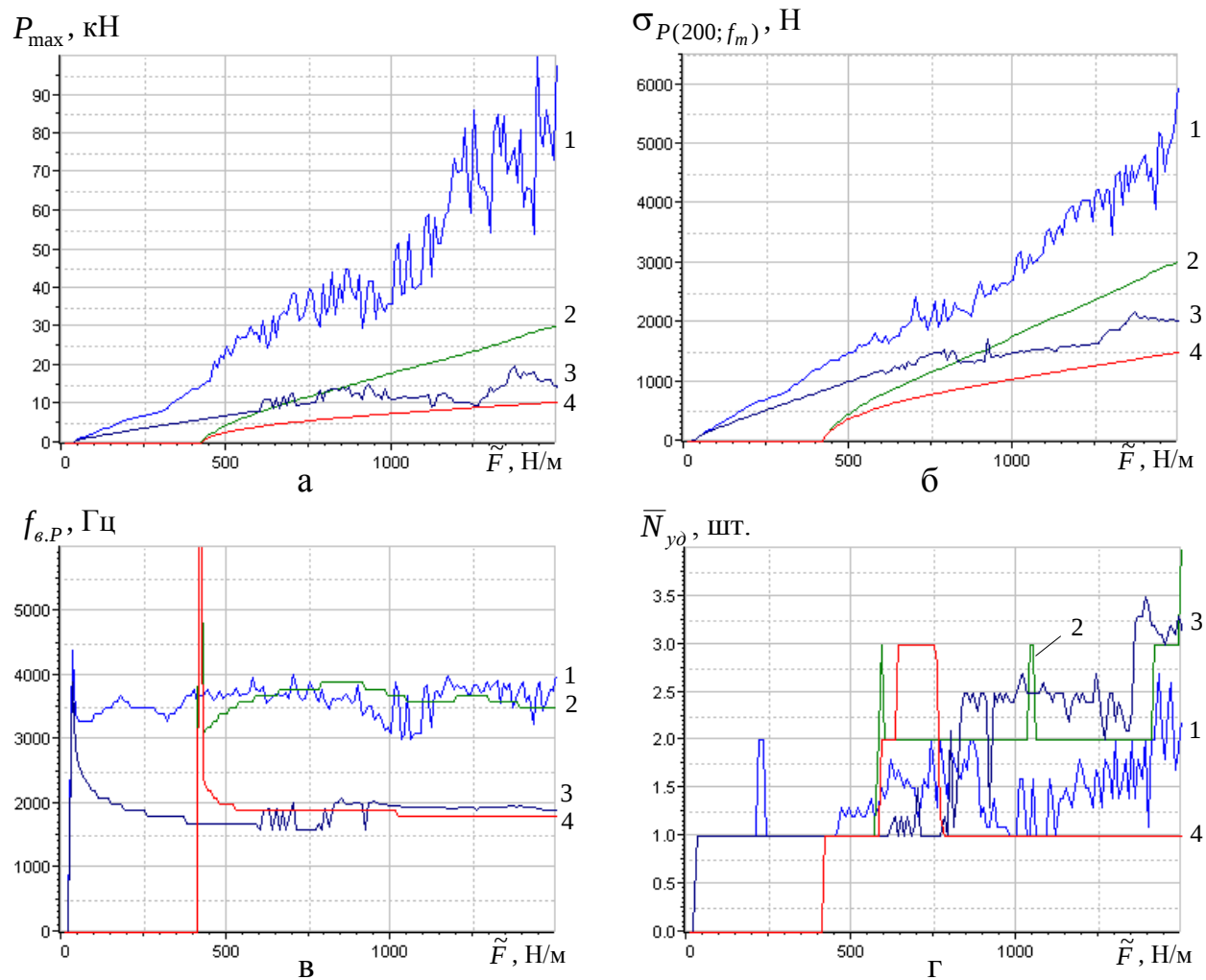


Рис. 5. Зависимость параметров сигнала ударной силы $P(t)$ ВУС «обмотка – сердечник» от амплитуды $\tilde{F}$ знакопеременной составляющей электродинамического усилия при различных значениях относительного демпфирования ξ_1

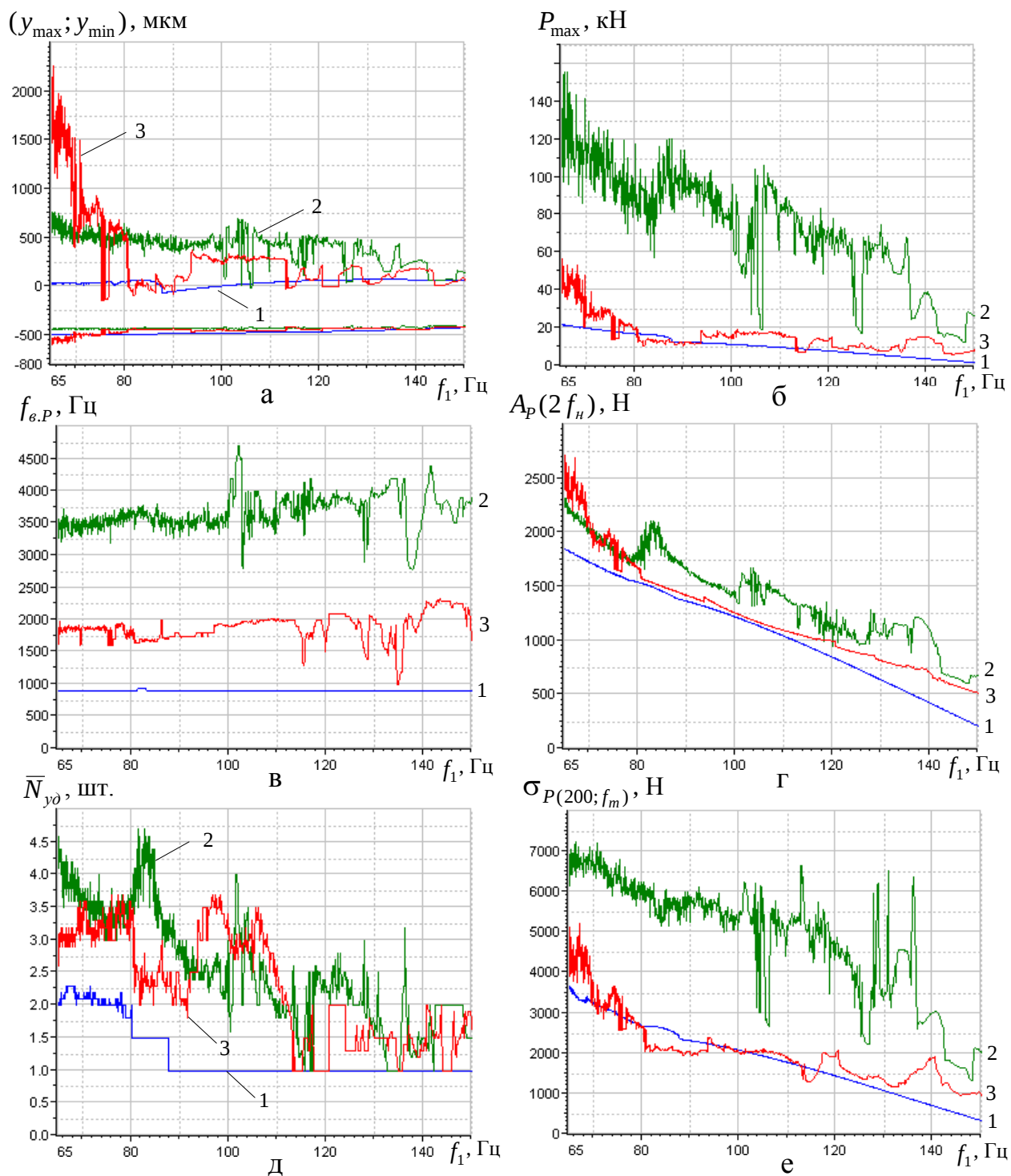


Рис. 6. Зависимость расчетных параметров динамики ВУС «обмотка – сердечник» от низшей собственной частоты колебаний стержня f_1

- Погонная жесткость основания C_1 оказывает существенное влияние на виброударный режим движения и параметры сигнала ударной силы. При ее минимальном значении $C_{1.\min} = 2,25 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$ и большом относительном демпфировании $\xi_1 = 0,2$ в ВУС устанавливаются периодические режимы движения типа 1Т, 2Т и т.д. При ее максимальном

значении $c_{1,\max} = 4,15 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$ и малом относительном демпфировании $\xi_1 = 0,01$ в ВУС практически всегда реализуется стохастический виброударный режим движения, что видно по флуктуациям значений параметра $\bar{N}_{y\partial}$ на рис. 4,д и рис. 6,д.

- Верхняя частота $f_{\epsilon,P}$ спектра сигнала ударной силы $P(t)$ лежит в интервале от 800 до 5000 Гц. Ее значение сильно зависит от погонной жесткости основания C_1 и слабо зависит от таких параметров ВУС, как зазор $\Delta_{\max}$, амплитуда $\tilde{F}$ знакопеременной составляющей электродинамического усилия, длина ℓ незакрепленного участка стержня и относительного демпфирования ξ_1 (рис. 4,в; рис. 5,в; рис. 6,в).

Оценим влияние структурных и физико - механических параметров ВУС на спектральный состав сигнала ударной силы. На рис. 7 представлены результаты расчетов, полученные при значениях параметров системы $\tilde{F} = \tilde{F}_{\max} = 1500 \text{ Н/м}$, $\ell_{кр.1} = 1,605 \text{ м}$ ($f_1 = 100 \text{ Гц}$), $R = 1$, (а), (в), (д) - $\Delta_{\max} = 20 \text{ мкм}$, (б), (г), (е) - $\Delta_{\max} = 1000 \text{ мкм}$. Использованы следующие обозначения: (а), (б) – РУП, $c_{1,\min} = 2,25 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$, $\xi_1 = 0,2$; (в), (г) – РУП, $c_{1,\max} = 4,15 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$, $\xi_1 = 0,01$; (д), (е) – СУП, $c_{1,\max} = 4,15 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$, $\xi_1 = 0,01$. Видно, что спектральный состав сигналов ударных сил в ВУС с РУП и СУП отличается большим разнообразием. Установлены следующие особенности изменения спектров сигнала ударной силы с развитием дефекта.

- При малом зазоре, большом демпфировании и минимальной погонной жесткости основания спектр сигнала ударной силы в РУП имеет вид амплитудно - импульсной модуляции в зоне собственной частоты колебаний стержня на упругом основании ($\sim 700 \text{ Гц}$ на рис. 7,а). С увеличением величины зазора значения амплитуд дискретных составляющих спектра, целочисленно кратных частоте электродинамического усилия, номинально 100 Гц, увеличиваются; огибающая дискретных амплитуд спектра принимает вид одиночного косинусоидального импульса с шириной большого лепестка до 2 кГц (рис. 7,б).

- При малом зазоре, малом демпфировании и большой погонной жесткости основания спектр сигнала ударной силы в РУП представляет собой широкополосный шум, интенсивность которого уменьшается с ростом частоты (рис. 7,в). С увеличением величины зазора от 20 до 1000 мкм значения амплитуд дискретных составляющих спектра, кратных частоте вынуждающей электродинамической силы, номинально 100 Гц, увеличиваются (рис. 7,г), а интенсивность шумовой составляющей спектра остается практически неизменной. При зазоре $\Delta_{\max} > 1,3 \text{ мм}$ спектр становится дискретным.

- При малом зазоре, малом демпфировании, и большой жесткости основания спектр сигнала ударной силы в СУП также как и в РУП представляет собой широкополосный шум. Однако в отличие от сигнала ударной силы в РУП его интенсивность уменьшается с ростом частоты быстрее и напоминает лепестки синусоидальных волн. Выделяются отдельные дискретные составляющие, кратные частоте вынуждающей электродинамической силы, номинально 100 Гц (рис. 7,г). С увеличением величины зазора интенсивность шумовой составляющей спектра изменяется незначительно, а амплитуды дискретных составляющих спектра увеличиваются. При зазоре $\Delta_{\max} \geq 1$ мм спектр сигнала ударной силы становится дискретным (рис. 7,е).

По результатам анализа можно сделать следующие выводы.

- В ВУС с РУП и СУП реализуются стохастические, почти периодические и периодические виброударные режимы движения типа 1Т, 2Т и т.д..

- При небольшом (до 1000 мкм) зазоре и амплитуде электродинамического усилия $\tilde{F} > 500$ Н/м спектр сигнала ударной силы в ВУС с РУП и СУП даже при неизменных граничных условиях закрепления обмотки представляет собой преимущественно широкополосный шум с верхней частотой от 800 Гц до 5 кГц. Случайный характер закрепления обмотки [3] в процессе эксплуатации генератора увеличивает область параметров ВУС, при которых реализуются стохастические режимы движения.

- Тенденция изменения расчетных параметров сигнала ударной силы с развитием дефекта зависит от изменяемого структурного параметра системы; может носить трендовый (рис.6) и экстремальный (рис.4) характер. Значения расчетных параметров сигнала ударной силы в ВУС с РУП больше чем в ВУС с СУП.

- Бифуркация режимов движения, возникающая при изменении структурных параметров системы и вынуждающей электродинамической силы, хорошо обнаруживается по скачкообразному изменению СКЗ сигнала ударной силы $\sigma_{P(200; f_m)}$ (рис. 4,е; рис. 5,б; рис. 6,е).

Расчеты показывают, при величине зазора $\Delta_{\max} \leq 2$ мм максимальные знакопеременные изгибные напряжения в заделке незакрепленного участка стержня длиной $\ell_{кр.1}$ не превышают 20 МПа, т.е. являются неопасными. Вместе с тем на практике имели место случаи, «когда верхний стержень обмотки был уложен в паз с зазором по отношению к нижнему стержню около 7 мм. В результате вибрации в пазовой части в стержне сломались верхние элементарные проводники и изоляция» [8]. Поэтому при значительных зазорах дефект ослабления обмотки в пазовой части следует считать опасным, влияющим на надежность работы генератора.

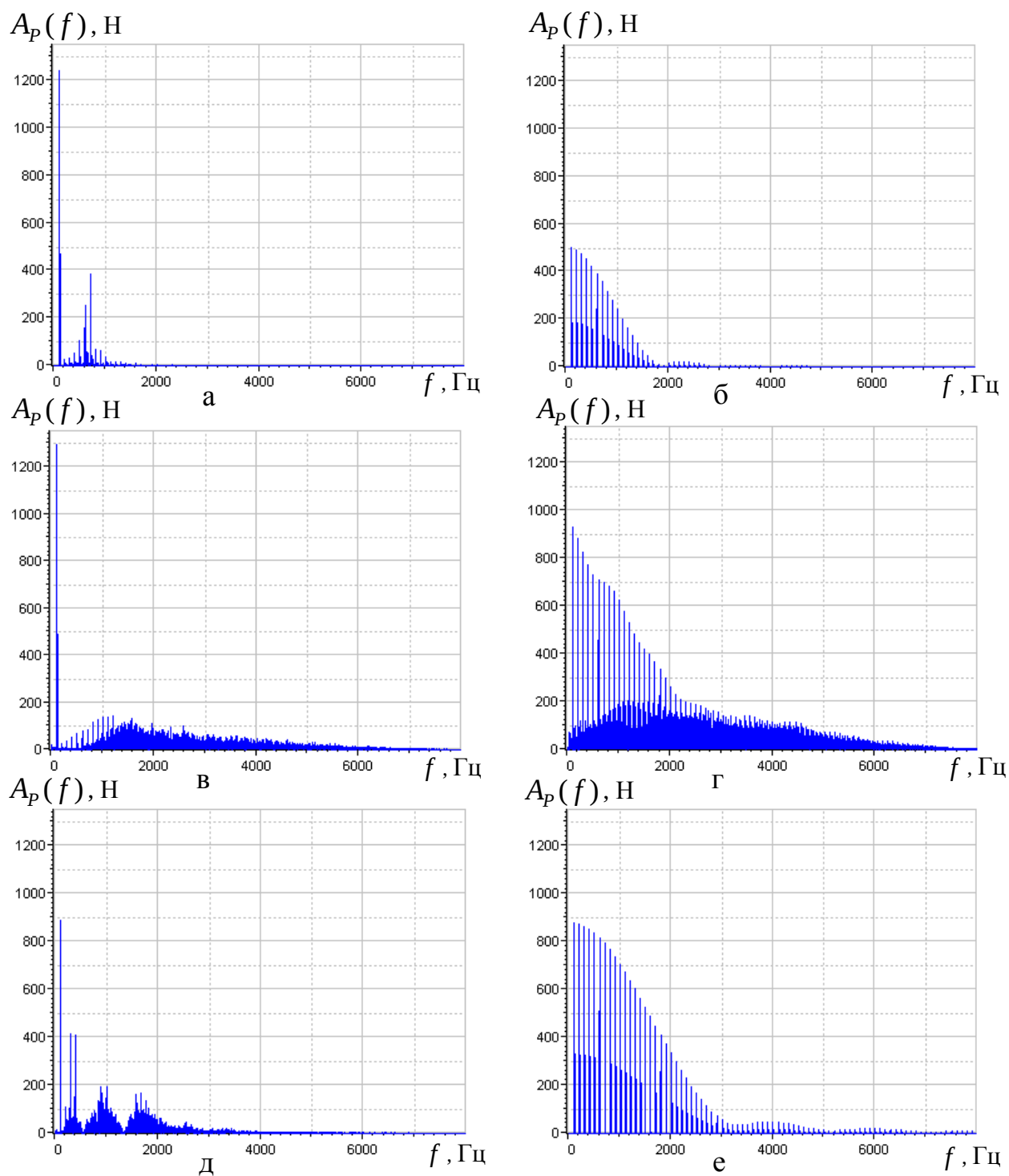


Рис. 7. Фрагменты амплитудных спектров сигнала ударной силы в различных установившихся режимах движения ВУС «обмотка – сердечник»

Выводы

1. Построена динамическая диагностическая модель узла крепления обмотки в пазу сердечника статора, которая описывает распределенные линейные и сильно нелинейные

(виброударные) радиальные изгибные колебания стержня обмотки в пазу сердечника с учетом экспериментально определенных динамических силовых характеристик ударных пар. Включает в себя 12 структурных и физико - механических параметров системы и позволяет количественно оценивать параметры ударных сил, возбуждающих виброакустические колебания конструкции статора работающего генератора.

2. Изучена динамика симметричной распределенной виброударной системы «обмотка – сердечник» в установившихся режимах движения с учетом первых 6-ти собственных форм колебаний стержня обмотки и показано, что в системе реализуются стохастические, почти периодические и периодические виброударные режимы движения типа 1Т, 2Т и т.д.

3. Установлено, что при небольшом (до 1000 мкм) зазоре между стержнями обмотки в пазовой части и амплитуде знакопеременной составляющей электродинамического усилия $\tilde{F} > 500$ Н/м спектр сигнала радиальной ударной силы в виброударной системе с распределенной и сосредоточенной ударной парой представляет собой преимущественно широкополосный шум с верхней частотой от 800 Гц до 5 кГц.

4. Тенденция изменения СКЗ сигнала ударной силы с развитием дефекта зависит от изменяемого структурного параметра системы; может носить трендовый и экстремальный характер.

5. Бифуркация режимов движения, возникающая при изменении структурных параметров системы и вынуждающего электродинамического усилия, хорошо обнаруживается по скачкообразному изменению СКЗ сигнала ударной силы.

6. Рассчитаны спектры сигналов ударных сил, возбуждающих виброакустические колебания конструкции статора на разных стадиях развития дефекта. Они могут быть использованы для имитационного моделирования вынужденных реакций конструкции статора, проводимого с целью ответа на вопрос о возможности их спектрального обнаружения на обшивке корпуса статора работающего генератора и определения спектральных диагностических признаков дефекта ослабления крепления статорной обмотки в пазовой части формализованным методом.

Литература

1. В.А. Цветков Диагностика мощных генераторов. – М.: НЦ ЭНАС, 1995. – 235 с.
2. Проектирование турбогенераторов: учеб. пособие для вузов / В.И. Извеков, Н.А. Серихин, А.И. Абрамов. - М.: МЭИ, 2005. - 440 с.
3. Эксплуатация турбогенераторов с непосредственным охлаждением / Под. ред. Л.С. Линдорфа, Л.Г. Мамиконянца. – М.: Энергия, 1972. – 352 с.

4. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. Л.Г. Корнейчука; Э.И. Григолюка. – М.: Машиностроение. - 1985. -472 с.
5. Ильин М.М., Колесников К.С., Саратов Ю.С. Теория Колебаний: Учеб. для вузов / Под. общ. ред. К.С. Колесникова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. -272 с.
6. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. Учебное пособие для втузов. - М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.
7. Справочник по ремонту турбогенераторов / Под. ред. Х.А. Бекова, В.В. Барило. - М.: ИПКГосслужбы, ВИПКЭнерго, 2006. – 724 с.
8. Ростик Г.В. Оценка технического состояния турбогенератора. Учебно-практическое пособие. М.: ИПКГосслужбы, 2008. – 492 с.

The dynamic diagnostic model of the mount of the winding in slot of the stator core of a powerful turbo-generator

77-30569/310057

02, February 2012

Nazolin A.L.

Bauman Moscow State Technical University

nazolin@post.ru

The dynamic diagnostic model of the mount of the winding in slot of the stator core of a powerful turbo-generator is constructed. The range of possible values of parameters of model is defined. Dynamics of the symmetric distributed vibro-impact system "winding - core" for various values of system parameters and external exciting forces is studied. Tendencies of change of parameters of the signal of shocking forces with development of defect are defined. Calculation of the spectra of signals of shocking forces that excite the vibroacoustic vibrations of the stator design is carried out.

Publications with keywords: [dynamics](#), [vibration](#), [mathematical model](#), [spectrum](#), [turbo-generator](#), [winding](#), [core](#), [mount](#), [diagnostic model](#), [structural parameter](#), [vibro-impact system](#), [impact pair](#), [defect](#), [regime of motion](#), [shock force](#)

Publications with words: [dynamics](#), [vibration](#), [mathematical model](#), [spectrum](#), [turbo-generator](#), [winding](#), [core](#), [mount](#), [diagnostic model](#), [structural parameter](#), [vibro-impact system](#), [impact pair](#), [defect](#), [regime of motion](#), [shock force](#)

Reference

1. V.A. Tsvetkov, Diagnosis of powerful generators, Moscow, NTs ENAS, 1995, 235 p.
2. V.I. Izvekov, N.A. Serikhin, A.I. Abramov, Design of turbo-generators, Moscow, MEI, 2005, 440 p.
3. In: L.S. Lindorf, L.G. Mamikonians (Ed.), Operation of the turbogenerator with direct cooling, Moscow, Energiia, 1972, 352 p.
4. Timoshenko S.P., Iang D.Kh., Uiver U., Fluctuations in engineering, Moscow, Mashinostroenie, 1985, 472 p.
5. Il'in M.M., Kolesnikov K.S., Saratov Iu.S., in: K.S. Kolesnikov (Ed.), Theory of Oscillations, Moscow, MGTU im. N.E. Baumana - BMSTU Press, 2003, 272 p.
6. Biderman V.L., Applied theory of mechanical oscillations, Moscow, Vysshaia shkola, 1972, 416 p.

7. In: Kh.A. Bekov, V.V. Barilo (Ed.), Reference book on the repair of turbine generators, Moscow, IPKgosszluzhby, VIPKenergo, 2006, 724 p.
8. Rostik G.V., Assessment of technical condition of turbo-generator, Moscow, IPKgosszluzhby, 2008, 492 p.