

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВИБРОУДАРНОГО ПРОЦЕССА В СИСТЕМЕ КОНСОЛЬ — МНОГОСЛОЙНОЕ УПРУГОЕ ОСНОВАНИЕ С ФРИКЦИОННЫМИ СВОЙСТВАМИ

Разработана математическая модель виброударного процесса в системе консоль — многослойное упругое основание с фрикционными свойствами. Описан процесс возбуждения упругой продольной волны растяжения–сжатия консоли во время удара. Исследовано влияние удельной электромагнитной силы, длины консоли и жесткости упругого основания на параметры ударного импульса консоли и продольной волны деформации.

Ударный процесс взаимодействия элементов в дефектных узлах статора мощных генераторов оказывает существенное влияние на их надежность и ресурс работы [1]. Наиболее значимым является дефект распушения листов крайних пакетов сердечника статора, при котором происходит образование воздушного зазора между листами. Под действием аксиальных электромагнитных сил распушенные листы совершают изгибные колебания и удары по зубцу сердечника, представляющего собой многослойное упругое основание с фрикционными свойствами. Определение параметров ударных импульсов имеет большое практическое значение для оценки возможности обнаружения и распознавания дефекта распушения крайних пакетов виброакустическими средствами в генераторах, работающих под нагрузкой.

Настоящая работа посвящена построению математической модели виброударного процесса в системе консольный лист — многослойное упругое основание с фрикционными свойствами и исследованию параметров ударного импульса.

Внешние силы. Введем неподвижную систему координат x, y, z , связанную с заделкой консольного листа, имеющего длину l , ширину b и высоту h (рис. 1, *a*). Введем следующие обозначения: $y(x, t)$ и $u(x, t)$ — поперечное и продольное перемещения произвольного сечения консольного листа при колебаниях, E — модуль упругости, S — площадь поперечного сечения, ρ — плотность материала.

При виброударном процессе на консольный лист действуют две распределенные поперечные внешние силы (рис. 1, *б*). Считаем распределение их интенсивности по ширине листа равномерным. Тогда на часть консоли, образующую зазор с основанием, действует распределенная

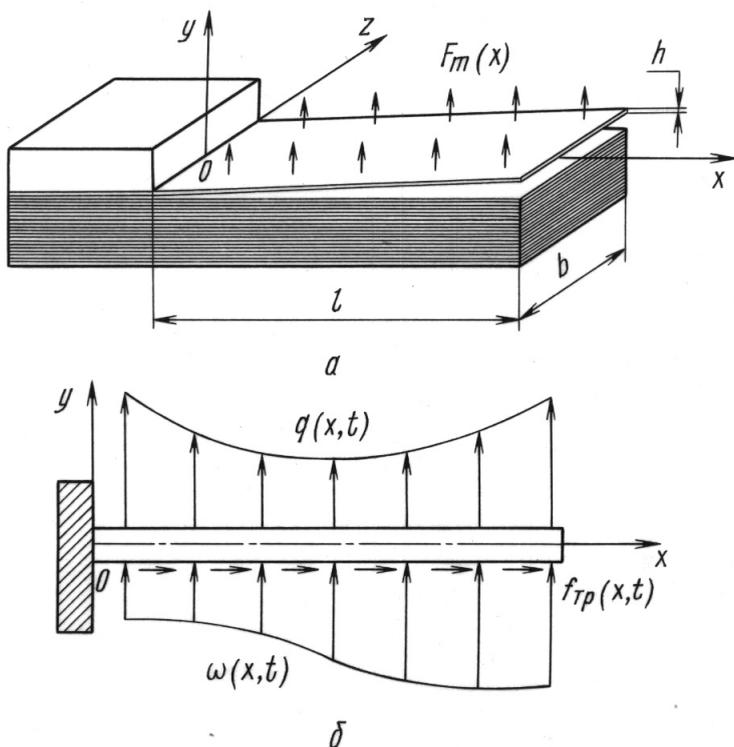


Рис. 1. Конструктивная (а) и расчетная (б) схемы

аксиальная электромагнитная сила интенсивностью [2]

$$q(x, t) = q_0(x, y)(1 - \cos \omega_0 t),$$

$$q_0(x, y) = \begin{cases} \frac{F_m(x)b}{2}, & \text{если есть зазор,} \\ 0, & \text{если нет зазора;} \end{cases} \quad (1)$$

здесь $F_m(x)$ — распределенная максимальная удельная сила; ω_0 — удвоенная частота вращения магнитного поля генератора. На другую часть консоли действует распределенная сила реакции многослойного основания $\omega(x, t)$, интенсивность которой зависит от его динамических свойств.

Рассмотрим многослойное упругое основание с фрикционными свойствами, которое характеризуется:

— малой жесткостью основания по сравнению с жесткостью составляющих ее листов при поперечном сжатии [3];

— различной по знаку деформацией нижних волокон консоли и верхних волокон верхнего листа многослойного упругого основания во время удара, приводящей к фреттинг-коррозии распушенных листов стали [4, 5].

Для описания динамических свойств основания в линейном приближении воспользуемся моделью вязкоупругой среды Фойхта–Кельвина [6], параметры которой могут быть определены экспериментально и зависят от плотности прессовки крайних пакетов. Тогда интенсивность распределенной силы, действующей на консоль со стороны вязкоупругого основания во время удара, описывается выражением

$$\begin{aligned} \omega(x, t) &= -k(x, y)(y(x, t) + T\dot{y}(x, t)), \\ k(x, y) &= \begin{cases} k(x), & \text{если нет зазора,} \\ 0, & \text{если есть зазор,} \end{cases} \end{aligned} \quad (2)$$

где $k(x)$ — распределенная жесткость основания, T — постоянная времени релаксации. Поскольку во время удара имеем $\omega(x, t) > 0$, то при $T \ll 2\pi/\omega_0$ условие одновременного действия распределенных сил с интенсивностями (1) и (2) в произвольном сечении консоли имеет вид

$$\begin{aligned} k(x, y) \neq 0, \quad q_0(x, y) = 0 & \quad \text{при } y(x, t) < 0 \text{ и } \omega(x, t) > 0, \\ k(x, y) = 0, \quad q_0(x, y) \neq 0 & \quad \text{во всех остальных случаях.} \end{aligned} \quad (3)$$

Условием окончания удара в произвольном сечении консоли служит неравенство $\omega(x, t) < 0$.

Из второй характеристики многослойного упругого основания с фрикционными свойствами следует, что между консолью и основанием во время удара в продольном направлении будет действовать распределенная сила кулонова трения [7] (см. рис. 1, б) интенсивностью

$$f_{\text{тр}}(x, t) = \begin{cases} \mu\omega(x, t) & \text{при } \dot{s}(x, t) < 0, \\ 0 & \text{при } \dot{s}(x, t) = 0, \\ -\mu\omega(x, t) & \text{при } \dot{s}(x, t) > 0, \end{cases} \quad (4)$$

где μ — коэффициент трения скольжения, $\dot{s}(x, t)$ — скорость деформации текущего сечения нижнего волокна консоли относительно верхнего волокна верхнего листа основания. При выполнении условия $h/l \ll 1$ деформацией сдвига по сравнению с продольной деформацией консоли под действием распределенной силы с интенсивностью (4) можно пренебречь и эту силу считать распределенной продольной осевой силой. В этих условиях

$$\dot{s}(x, t) = \frac{\partial u(x, t)}{\partial t} + \frac{h}{2} \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x \partial t}. \quad (5)$$

Далее будем рассматривать именно этот случай.

Математическая модель виброударного процесса. Пренебрегая действием распределенной продольной осевой силы с интенсивностью (4), приходим к дифференциальному уравнению поперечных колебаний консоли под действием внешних нагрузок с интенсивностями (1), (2) с учетом затухания [8]:

$$EJ_z \frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} + \mu' EJ_z \frac{\partial^5 y(x, t)}{\partial t \partial x^4} = q_0(x, y)(1 - \cos \omega_0 t) - k(x, y)(y(x, t) + T\dot{y}(x, t)); \quad (6)$$

здесь EJ_z — изгибная жесткость; μ' — коэффициент, характеризующий внутреннее затухание при поперечных колебаниях и учитывающий рассеяние энергии в защемленном конце консоли.

Решение уравнения (6) находим при нулевых начальных условиях виброударного процесса, поэтому внешние нагрузки с интенсивностями (1), (2) в переходном режиме виброударного процесса необходимо рассматривать как произвольные функции времени. Воспользуемся методом припасовывания [9] для получения решения дифференциального уравнения (6) в установившемся режиме виброударного процесса. Для этого найдем решения уравнения (6) на интервалах времени — этапах цикла, где функции $q_0(x, y)$ и $k(x, y)$, раздельное действие которых в сечениях консоли определено условием (3), либо не изменяются со временем, либо заменяются постоянными функциями, не зависящими от времени. Единое решение уравнения (6) получаем последовательным наращиванием решений на этапах цикла.

Общее решение дифференциального уравнения (6) на этапах цикла получим в виде разложения в ряд по фундаментальным функциям [9]:

$$y(x, t) = \sum_i \varphi_i(t) X_i(x), \quad i = 1, 2, \dots, \quad (7)$$

где $\varphi_i(t)$ — определяемые функции времени i -й формы поперечных колебаний;

$$X_i(x) = \operatorname{ch} k_i x - \cos k_i x - \alpha_i (\operatorname{sh} k_i x - \sin k_i x) \quad (8)$$

— фундаментальные функции, соответствующие заданным граничным условиям вида

$$X_i(x) \Big|_{x=0} = 0, \quad X_i'(x) \Big|_{x=0} = 0$$

для заделанного конца,

$$X_i''(x) \Big|_{x=l} = 0, \quad X_i'''(x) \Big|_{x=l} = 0$$

для свободного конца; здесь $k_i l = r_i$ — последовательные корни частотного уравнения; коэффициенты α_i выбраны так, что

$$\int_0^l X_i^2(x) dx = l.$$

Начальными условиями для текущего этапа цикла служат координаты сечений консольного листа и их скорости, определяемые в конце предыдущего этапа:

$$\begin{aligned} y(x, t) \Big|_{t=0} &= \sum_i \varphi_i(0) X_i(x), \\ \dot{y}(x, t) \Big|_{t=0} &= \sum_i \dot{\varphi}_i(0) X_i(x), \quad i = 1, 2, \dots \end{aligned} \quad (9)$$

Подставляя ряд (7) в уравнение (6) и учитывая, что $X_i^{IV}(x) = r_i^4/l^4 X_i(x)$, получим

$$\begin{aligned} \sum_i X_i (\ddot{\varphi}_i + \mu' p_i^2 \dot{\varphi}_i + p_i^2 \varphi_i) &= \\ = \frac{q_0(x, y_0)}{\rho S} (1 - \cos \omega_0 t) - \frac{1}{\rho S} \sum_i k(x, y_0) X_i (\varphi_i + T \dot{\varphi}_i), \quad i = 1, 2, \dots, \end{aligned}$$

где $p_i^2 = (E J_z / \rho S)(r_i^4 / l^4)$ — собственная частота консоли, соответствующая i -й форме поперечных колебаний; $q_0(x, y_0)$, $k(x, y_0)$ — распределенные коэффициенты внешних нагрузок с интенсивностями (1) и (2), определяемые в начале каждого этапа цикла при $t = 0$ с учетом условия (3). Умножая обе части этого выражения на $X_k(x) dx$ и интегрируя в пределах от 0 до l с учетом свойства ортогональности фундаментальных функций, получаем

$$\ddot{\varphi}_i + (\mu' p_i^2 + T p_{ki}^2) \dot{\varphi}_i + (p_i^2 + p_{ki}^2) \varphi_i = Q_i (1 - \cos \omega_0 t), \quad (10)$$

где

$$p_{ki}^2 = \frac{1}{\rho S l} \int_0^l k(x, y_0) X_i^2(x) dx, \quad Q_i = \frac{1}{\rho S l} \int_0^l q_0(x, y_0) X_i(x) dx$$

— константы.

Для того чтобы учесть независимость рассеяния энергии силами внутреннего трения консоли от частоты, введем коэффициент потерь материала консоли $\eta = \delta/\pi$, где δ — временной декремент изгибных

волн при $\eta \ll 1$ [10]. Тогда для вынужденных колебаний под действием силы с интенсивностью (1) получим $\mu' = \eta/\omega_0$, а для свободных затухающих колебаний при условии, что μ' — малая величина, получим $\mu' = \eta/p_i$ [8]. При этом условии общее решение дифференциального уравнения (10) на этапах цикла имеет вид

$$\varphi_i(t) = e^{-\beta_{1i}t}(C_i \cos p_{2i}t + D_i \sin p_{2i}t) + \frac{Q_i}{p_{1i}^2} \left(1 - \frac{p_{1i}^2 \cos(\omega_0 t + \psi_0 + \varepsilon_i)}{\sqrt{(p_{1i}^2 - \omega_0^2)^2 + (2\beta_{2i}\omega_0)^2}} \right); \quad (11)$$

здесь

$$C_i = \varphi_i(0) - \frac{Q_i}{p_{1i}^2} \left(1 - \frac{p_{1i}^2 \cos(\psi_0 + \varepsilon_i)}{\sqrt{(p_{1i}^2 - \omega_0^2)^2 + (2\beta_{2i}\omega_0)^2}} \right),$$

$$D_i = \left(\varphi_i(0) + \beta_{1i}C_i - \frac{Q_i\omega_0 \sin(\psi_0 + \varepsilon_i)}{\sqrt{(p_{1i}^2 - \omega_0^2)^2 + (2\beta_{2i}\omega_0)^2}} \right) p_{2i}^{-1}$$

— произвольные постоянные, получаемые из начальных условий (9); $\beta_{1i} = (\eta p_i + T p_{ki}^2)/2$ и $\beta_{2i} = (\eta p_i^2/\omega_0 + T p_{ki}^2)/2$ — коэффициенты затухания последовательных форм поперечных колебаний консоли в условиях свободных и вынужденных колебаний соответственно; $p_{1i} = \sqrt{p_i^2 + p_{ki}^2}$ и $p_{2i} = \sqrt{p_{1i}^2 - \beta_{1i}^2}$ — собственная частота последовательных форм колебаний консоли на этапах виброударного процесса без учета и с учетом затухания соответственно; $\varepsilon_i = -\arctg(2\beta_{2i}\omega_0/(p_{1i}^2 - \omega_0^2))$ — сдвиг между фазой распределенной электромагнитной силы $q(x, t)$ и фазой последовательной формы колебаний консоли в вынужденном режиме; $\psi_0 = \omega_0 \Delta t$ — фаза колебаний вынуждающей силы $q(x, t)$; Δt — время, прошедшее с начала первого этапа цикла виброударного процесса.

Подставляя выражения (8), (11) в ряд (7), получаем общее решение дифференциального уравнения (6) на этапах виброударного процесса.

Продольные колебания консоли. Дифференциальное уравнение продольных колебаний консоли под действием распределенной осевой силы трения интенсивностью (4) с учетом затухания имеет вид [8]

$$\rho S \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} - \mu'' \frac{\partial^3 u(x, t)}{\partial t \partial x^2} - ES \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} = f_{\text{тр}}(x, t), \quad (12)$$

где μ'' — коэффициент, характеризующий внутреннее затухание при продольных колебаниях и учитывающий рассеяние энергии в защемленном конце консоли.

Решение уравнения (12), как и прежде, получим методом припасовывания при нулевых начальных условиях в виде разложения в ряд по

фундаментальным функциям [9]:

$$u(x, t) = \sum_i a_i(t) X_i(x) = \sum_i a_i(t) \sin\left(\frac{i\pi x}{2l}\right), \quad i = 1, 3, 5, \dots, \quad (13)$$

где $a_i(t)$ — определяемые функции времени; $X_i(x)$ — фундаментальные функции, соответствующие граничным условиям вида

$$u(x, t) \Big|_{x=0} = 0$$

для заделанного конца и

$$(14)$$

$$u'(x, t) \Big|_{x=l} = 0$$

для свободного конца.

Решение уравнения (12) методом приспособывания предполагает, что действие продольной осевой нагрузки (4) на этапах цикла заменяется действием постоянной осевой нагрузки, распределение которой рассчитывается в начале каждого этапа $f_{\text{тр}}(x, t) \Big|_{t=0} = f_{\text{тр}}(x, t_0)$ и согласно формуле (5) зависит от решения дифференциальных уравнений (6) и (12) на предыдущем этапе. Начальными условиями этапа являются координаты продольных сечений консоли и их скорости, определяемые в конце предыдущего этапа цикла:

$$u(x, t) \Big|_{t=0} = \sum_i a_i(0) X_i(x),$$

$$\dot{u}(x, t) \Big|_{t=0} = \sum_i \dot{a}_i(0) X_i(x), \quad i = 1, 3, 5, \dots \quad (15)$$

Подставляя ряд (13) в уравнение (12) и учитывая, что $X_i''(x) = -(\pi i/2l)^2 X_i(x)$, получим

$$\sum_i X_i (\ddot{a}_i + \mu'' \omega_i^2 \dot{a}_i + \omega_i^2 a_i) = \frac{1}{\rho S} f_{\text{тр}}(x, t_0), \quad i = 1, 3, 5, \dots,$$

где

$$\omega_i = \sqrt{\frac{E}{\rho} \left(\frac{\pi i}{2l}\right)^2}$$

— собственная частота консоли, соответствующая i -й форме продольных колебаний. Умножая обе части этого выражения на $X_k(x) dx$ и интегрируя в пределах от 0 до l с учетом свойства ортогональности фундаментальных функций, получаем

$$\ddot{a}_i + \mu'' \omega_i^2 \dot{a}_i + \omega_i^2 a_i = \frac{2}{\rho S l} \int_0^l f_{\text{тр}}(x, t_0) X_i(x) dx. \quad (16)$$

Для того чтобы учесть независимость рассеяния энергии силами внутреннего трения консоли от частоты, введем коэффициент η_1 потерь материала консоли для свободных продольных колебаний. При выполнении условия $\mu'' \ll 1$ имеем $\eta_1 = \mu''\omega_i$ [8]. Тогда общее решение дифференциального уравнения (16) на этапах цикла имеет вид

$$a(t) = \exp\left(-\frac{\eta_1\omega_i}{2}t\right)(C_i \cos \omega_{1i}t + D_i \sin \omega_{1i}t) + \frac{2}{\rho S l \omega_i^2} \int_0^l f_{\text{тр}}(x, t_0) \sin\left(\frac{i\pi x}{2l}\right) dx,$$

решение дифференциального уравнения (12) принимает вид

$$u(x, t) = \sum_i a(t) \sin\left(\frac{i\pi x}{2l}\right), \quad i = 1, 3, 5, \dots, \quad (17)$$

где

$$C_i = a_i(0) - \frac{2}{\rho S l \omega_i^2} \int_0^l f(x, t_0) \sin\left(\frac{i\pi x}{2l}\right) dx,$$

$$D_i = \frac{\dot{a}_i(0) + 0,5\eta_1\omega_i C_i}{\omega_{1i}},$$

— произвольные постоянные, получаемые из начальных условий (14); $\omega_{1i} = \omega_i \sqrt{1 - (0,5\eta_1)^2}$ — собственная частота последовательных форм продольных колебаний консоли с учетом затухания.

Продольное напряжение, действующее в сечении заделки консоли во время виброударного процесса, определяется выражением

$$\sigma_x(0, t) = E \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \Big|_{x=0}. \quad (18)$$

Оценим влияние первых двух членов в левой части дифференциального уравнения (12) на продольное напряжение (18). Пренебрегая первыми двумя членами левой части уравнения (12) и учитывая, что согласно методу припасовывания действие распределенной силы трения на этапах цикла не зависит от времени, приходим к дифференциальному уравнению статики на каждом этапе цикла:

$$-ES \frac{\partial^2 u(x)}{\partial x^2} = f_{\text{тр}}(x, t_0). \quad (19)$$

Учитывая, что напряжение в любом сечении консоли имеет вид $\hat{\sigma}_x(x) = Eu'(x)$, и интегрируя уравнение (19) в пределах от 0 до l с учетом

граничных условий (14), получаем формулу для расчета “статической” составляющей продольного напряжения в сечении заделки на каждом этапе цикла:

$$\hat{\sigma}_x(0) = \frac{1}{S} \int_0^l f_{\text{тр}}(x, t_0) dx. \quad (20)$$

Анализ решений (18), (20) показывает, что если собственные частоты ω_i продольных колебаний консоли лежат выше исследуемого низкочастотного диапазона, то оценку спектрального состава продольного ударного импульса напряжения в сечении заделки можно найти, представив в виде ряда Фурье осциллограмму, полученную последовательным расчетом решения (20) на этапах цикла.

Численный пример и анализ результатов математического моделирования. Изложенный выше алгоритм расчета виброударного процесса реализован в программе для ЭВМ, включающей в себя более десяти независимых геометрических и физико-механических параметров системы. Проведем анализ результатов расчета, полученных для случая равномерно распределенной по длине и ширине консоли удельной электромагнитной силы с максимальным значением $F_m = (1 \dots 4)$ кПа и равномерно распределенной жесткости упругого основания — коэффициента постели $k = 5 \dots 13$ МПа. Частота электромагнитной силы составляет $\omega_0 = 2\pi \cdot 100$ рад/с, постоянная времени релаксации — $T = 64$ мкс. Консольный лист имеет следующие параметры: $l \leq 70$ мм, $b = 40$ мм, $h = 0,5$ мм, $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³, $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, $\eta = 3 \cdot 10^{-3}$, $\eta_1 = 3 \cdot 10^{-2}$, $\mu = 0,18$.

Расчет осциллограмм поперечных (рис. 2) и продольных колебаний консоли выполнен по программе с шагом по времени 2,5 мкс и учетом первых шести последовательных форм поперечных и девяти

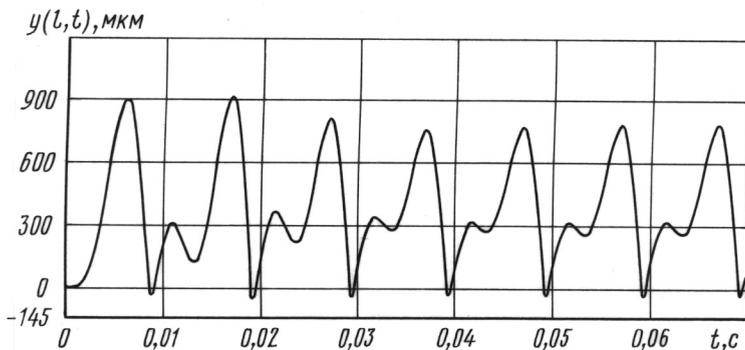


Рис. 2. Результат расчета осциллограммы изгибных колебаний консоли методом приспособовывания при следующих параметрах:

$l = 55$ мм, $F_m = 1$ кПа, $k = 13$ МПа, $T = 64$ мкс

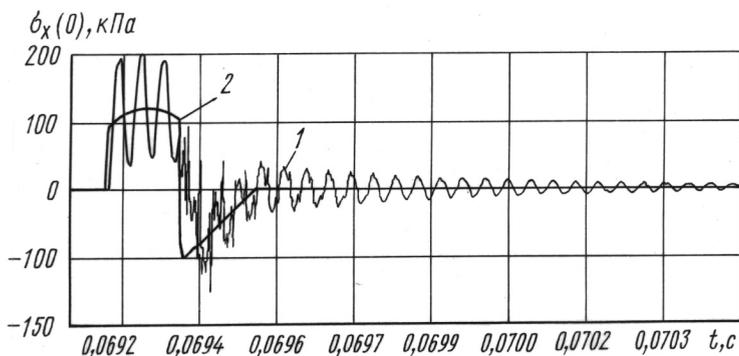


Рис. 3. Результат расчета продольного напряжения в сечении заделки консоли при $l = 55$ мм, $F_m = 1$ кПа, $k = 13$ МПа, $T = 64$ мкс:

1 — $\sigma_x(0, t)$, 2 — $\hat{\sigma}_x(0, t)$

форм продольных колебаний. При $l \approx 50$ мм вместо одного удара, как в других случаях, имеет место двойной удар консоли по вязкоупругому основанию в периоде действия электромагнитной силы. Переходный режим виброударного процесса для заданных параметров консоли и вязкоупругого основания составляет от 2 до 5 циклов колебания. Рассмотрим установившийся режим виброударного процесса, имеющий практическое значение.

Расчеты значений собственных частот консоли, соответствующих последовательным формам продольных колебаний, показывают, что для заданной длины консоли l имеем $\omega_i > 20$ кГц. Анализ продольных напряжений, действующих в сечении заделки, рассчитанных по формулам (18) и (20), показывает, что закон изменения напряжения во времени представляет собой результат наложения волновых колебаний на “статическую” составляющую (20) (рис. 3).

Для виброударного процесса консоли под действием равномерной удельной электромагнитной силы $F_m = 1$ кПа при $k = 13$ МПа, $T = 64$ мкс в таблице приведен результат расчета следующих параметров: максимального изгибного напряжения

$$(\sigma_{\text{изг}})_{\text{max}} = \frac{6EJ_z}{bh^2} \max \left(\left. \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} \right|_{x=0} \right)$$

в сечении заделки в динамическом режиме; коэффициента

$$\lambda = \frac{(\sigma_{\text{изг}})_{\text{max}}}{(\sigma_{\text{изг}})_{\text{ст}}}$$

увеличения деформации в сечении заделки консоли, где $(\sigma_{\text{изг}})_{\text{ст}} = 3F_m(l/h)^2$ — максимальное изгибное напряжение в статическом

режиме; максимальной поперечной нагрузки

$$P_{\max} = \frac{1}{bl} \max \left(\int_0^l \omega(x, t) dx \right),$$

действующей на консоль во время удара; времени τ_1 продольного растяжения консоли при ударе; длительности τ_y удара; максимального продольного напряжения растяжения $\hat{\sigma}_x(0)_{\max}$; средних по времени продольных напряжений $\hat{\sigma}_{xp}(0)_{\text{ср}}$ и $\hat{\sigma}_{xc}(0)_{\text{ср}}$ растяжения и сжатия соответственно.

Результат расчета параметров, представленных в таблице, при изменении коэффициента постели k и удельной электромагнитной силы F_m (рис. 4, 5) показывает, что все параметры, кроме длительности удара и параметра λ , линейно зависят от удельной электромагнитной силы. Длительность же ударного импульса и закон изменения ударной нагрузки во времени зависят только от параметров вязкоупругого основания и длины консоли (рис. 6). Значения λ для различных длин консоли не превышают 1,8.

Параметр	Длина консоли l , мм							
	30	40	50	55	60	63,9	65	70
$y(l, t)_{\max}$, мкм	52	200	614	775	956	1276	1411	2168
$y(l, t)_{\min}$, мкм	-0,8	-7	-24,3	-40,2	-42,8	-51,6	-53,7	-77,8
$(\sigma_{изг})_{\max}$, МПа	11,4	24,2	47,3	47,9	50,3	59,2	54,5	74,8
λ	1,06	1,26	1,58	1,32	1,17	1,21	1,08	1,27
τ_1 , мкс	140	145	148	145	145	148	153	148
τ_y , мкс	278	292	298	298	290	292	300	355
P_{\max} , кПа	0,12	1,1	3,52	6,12	6,55	7,8	8,5	11,5
$\hat{\sigma}_x(0)_{\max}$, кПа	1,3	15,8	63,1	120,6	140,8	180,3	197,3	288,1
$\hat{\sigma}_{xp}(0)_{\text{ср}}$, кПа	1,2	13,4	56,6	109,7	128,4	163,1	157,1	241,3
$\hat{\sigma}_{xc}(0)_{\text{ср}}$, кПа	-0,5	-6,4	-24,8	-49,1	-59,7	-75,7	-66	-81,7

Анализ результатов математического моделирования в установившемся режиме виброударного процесса показывает, что при малой длине консоли собственные частоты p_i последовательных форм поперечных колебаний больше частоты электромагнитной силы ω_0 и максимальное отклонение консоли близко к статическому. С увеличением длины консоли частота электромагнитной силы попадает в область первого резонансного подъема амплитудно-частотной характеристики

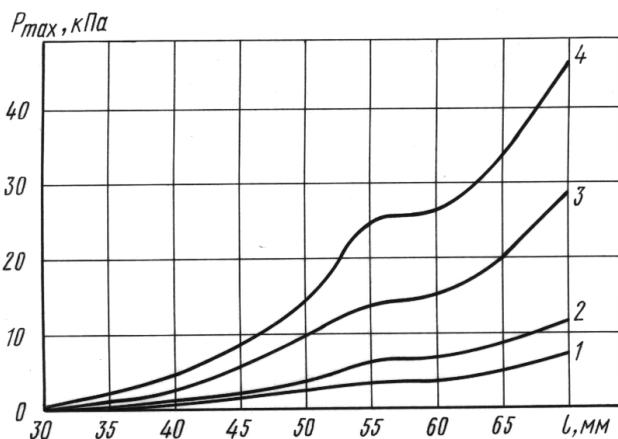


Рис. 4. Зависимость максимальной ударной поперечной нагрузки от длины консоли при $T = 64$ мкс:

1 — $F_m = 1$ кПа, $k = 5$ МПа; 2 — $F_m = 1$ кПа, $k = 13$ МПа; 3 — $F_m = 4$ кПа, $k = 5$ МПа; 4 — $F_m = 4$ кПа, $k = 13$ МПа

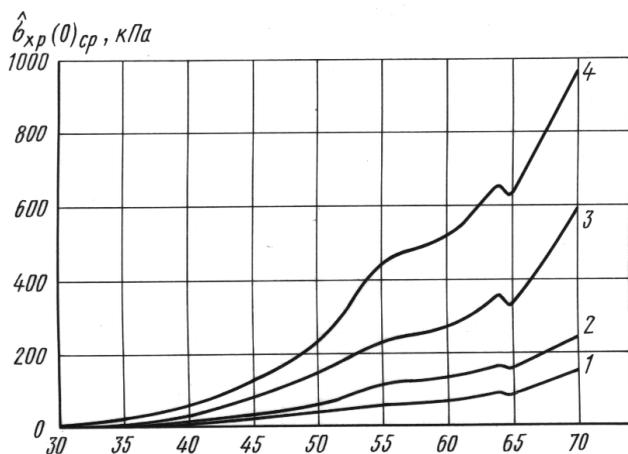


Рис. 5. Зависимость среднего по времени продольного напряжения растяжения в сечении заделки во время удара от длины консоли при $T = 64$ мкс:

1 — $F_m = 1$ кПа, $k = 5$ МПа; 2 — $F_m = 1$ кПа, $k = 13$ МПа; 3 — $F_m = 4$ кПа, $k = 5$ МПа; 4 — $F_m = 4$ кПа, $k = 13$ МПа

консоли (при $l = 63,9$ мм имеем $p_1 = \omega_0$) и значение ударного импульса консоли резко увеличивается. При этом максимальная поперечная ударная нагрузка существенно меньше возбуждаемого при ударе продольного напряжения растяжения–сжатия в заделке (см. рис. 4, 5).

Заключение. Разработанная математическая модель может быть использована для описания виброударного процесса в распушенном крайнем пакете шихтованного сердечника статора электрической машины и расчета параметров ударного импульса освободившегося консольного листа при ударе по зубцу сердечника. Интересным пред-

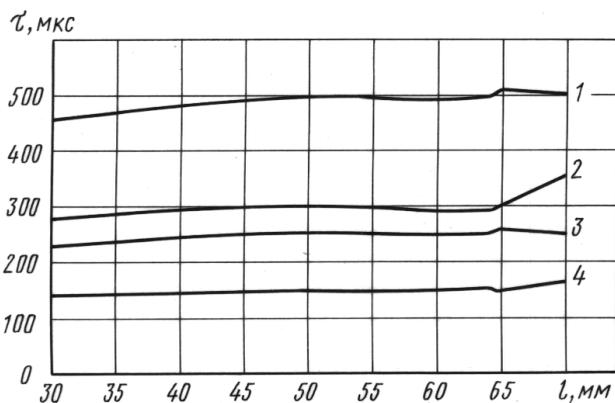


Рис. 6. Зависимость длительности ударного импульса от длины консоли и жесткости вязкоупругого основания при $T = 64$ мкс:

1 — τ_y при $k = 5$ МПа; 2 — τ_y при $k = 13$ МПа; 3 — τ_1 при $k = 5$ МПа; 4 — τ_1 при $k = 13$ МПа

ставляется проведение натурального эксперимента по восстановлению в крайнем пакете шихтованного сердечника статора генератора, ротор которого вынут, рассчитанных параметров продольного напряжения растяжения–сжатия в сечении заделки. Это позволит количественно оценить параметры виброакустического сигнала, распространяющегося по механическим конструкциям генератора, и ответить на вопрос о возможности обнаружения виброударного процесса при дефекте распушения крайних пакетов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

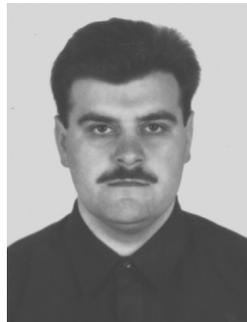
1. Геллер Р. Л., Синаюк С. Л., Цветков В. А. Ретроспективный анализ и прогнозирование повреждаемости активной стали статоров турбогенераторов 200 и 300 МВт // *Электротехника*. – 1987. – № 7. – С. 29–33.
2. Бураков А. М., Геллер А. М., Подольский Р. Л. и др. Оценка электромагнитных сил, действующих на листы крайних пакетов статора мощного генератора // *Электричество*. – 1981. – № 8. – С. 59–62.
3. Пиккульский В. А. Исследование эффективности восстановления плотности пресовки зубцовых зон крайних пакетов активной стали статора // *Электрические станции*. – 1992. – № 12. – С. 22–26.
4. Улиг Г. Г., Ревин Р. У. Коррозия и борьба с ней. Введение в коррозионную науку и технику / Под. ред. А.М. Сухотина. – Л.: Химия, 1989. – 456 с.
5. Голоднова О. С., Ростик Г. В. Анализ мероприятий по предупреждению повреждений сердечников статора турбогенераторов // *Электросила*. – 2004. – Вып. 43. – С. 56–64.
6. Ерофеев В. И., Кажаяев В. В., Семерикова Н. П. Волны в стержнях. Дисперсия. Диссипация. Нелинейность. – М.: Физматлит, 2002. – 208 с.
7. Вибрации в технике: Справочник. Т. 2. / Под. ред. И.И. Блехмана. – М.: Машиностроение, 1979. – 352 с.

8. Филиппов А. П. Колебания деформируемых систем. – М.: Машиностроение, 1970. – 736 с.
9. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. – М.: Физматгиз, 1959. – 439 с.
10. Никифоров А. С., Будрин С. В. Распространение и поглощение звуковой вибрации на судах. – Л.: Судостроение, 1968. – 215 с.

Статья поступила в редакцию 21.04.2004

Андрей Леонидович Назолин родился в 1972 г., окончил в 1996 г. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Автономные информационные и управляющие системы” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 30 научных работ в области технической диагностики машин и механизмов.

A.L. Nazolin (b. 1972) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 1996. Ph. D. (Eng.), assoc. professor of “Autonomous Information and Control Systems” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 30 publications in the field of technical diagnostics of machines and mechanisms.



**В издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышла в свет книга**

ТЕПЛОТЕХНИКА

Учебник для вузов / А.М. Архаров, И.А. Архаров, В.Л. Бондаренко, Б.П. Борисов и др.; Под общ. ред. А.М. Архарова, В.Н. Афанасьева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 712 с.: ил.

Во втором, исправленном и дополненном издании (1-е изд. - под ред. В.И. Крутова 1986 г.) учебника, имеющего энциклопедический характер, рассмотрены основы термодинамики и теории теплообмена, топливо и его горение, схемы и элементы расчета котлов, промышленных печей, паро- и газотурбинных установок, холодильных установок и компрессоров, двигателей внутреннего и внешнего сгорания, ракетных и авиационных двигателей, атомных и плазменных энергоустановок. Приведены расчеты систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Кроме того, включены важные разделы, касающиеся космических энергоустановок, теплообменных аппаратов, гидромашин, фотонных энергосистем, криогенных систем для ожигенных газов, разделения воздуха, получения неона, криптона и ксенона, термоэлектрических и термомагнитных низкотемпературных установок, а также систем регулирования. К работе над новыми разделами были привлечены известные специалисты. Большое внимание уделено вопросам экологии и защиты окружающей среды.

Содержание учебника соответствует курсам лекций, которые авторы читают в МГТУ им. Н.Э. Баумана и других крупных российских и зарубежных университетах.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению “Энергомашиностроение”

По вопросам приобретения обращаться по тел. 263-60-45;
e-mail: press@bmstu.ru