

УДК 621.165:621.438:621.65.03

А.Г. КОСТЮК¹, В.Ф. ШАТОХИН², С.Д. ЦИММЕРМАН²¹Московский энергетический институт, Россия²ОАО «Калужский турбинный завод», Россия

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПОСЛЕ ВНЕЗАПНОЙ РАЗБАЛАНСИРОВКИ МНОГООПОРНОГО РОТОРА С ОБКАТОМ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА ПО СТАТОРУ

Приведен алгоритм и результаты численного моделирования движения неуравновешенного ротора с контактом со статором (задеванием о статор или обкатом по статору) после внезапной разбалансировки ротора. Предполагается, что жёсткость и демпфирование в опорах разные в горизонтальном и вертикальном направлении колебаний и зависят от скорости вращения ротора, на которой произошла разбалансировка ротора. Кроме этого, в месте контакта ротора со статором учитывается демпфирование, связанное с деформацией (перемещением) статора, которое может быть обеспечено специальными демпферными устройствами. Показано, что достаточное демпфирование в опорах ротора и в статоре, приводит к постепенному погашению явления обката, переходу к движению ротора по установившейся траектории (последнее зависит от многих факторов и, в том числе, от уровня разбалансировки ротора). Причиной развития асинхронного обката и значительных радиальных сил в точке контакта, как установлено, являются неконсервативные силы, возникающие в процессе контакта. По виду они идентичны силам в масляной плёнке подшипников скольжения и аэродинамическим силам рабочего потока в проточной части и уплотнениях турбины, вызывающим потерю устойчивости движения ротора.

Ключевые слова: многоопорный ротор, обкат ротора по статору, асинхронный обкат, внезапная разбалансировка ротора, жёсткость и демпфирование в опорах, в месте контакта ротора со статором.

В ряде работ [1 – 4, 7, 11 – 13] рассматривается явление обката неуравновешенного ротора по статору, как процесс, появление и развитие которого в короткий промежуток времени может привести к разрушительным последствиям для турбоагрегата (ТА). При этом наиболее опасной формой обката является асинхронный обкат, который характеризуется изменением направления и величины угловой скорости прецессионного движения ротора и чрезвычайным возрастанием радиальных сил давления на статор.

Опыт эксплуатации турбин показывает, что, в лучшем случае, после такого рода обката приходится перелопачивать несколько ступеней и заменять уплотнения на новые. В более худшем случае это приводит к вытяжке мощных болтов, стягивающих верхний и нижний корпуса турбины, а расточка корпуса турбины приобретает яйцообразную форму с натирами на поверхности корпуса и ротора.

В работах [1-4, 7, 11-13] исследованы особенности явления обката, качественное влияние различных факторов на развитие самого процесса [13], но схематизация ротора в виде одномассовой модели ограничивает возможность учёта особенностей конструкции конкретного ротора, вращающегося, например, в подшипниках скольжения, переменной

жёсткости уплотнений, корпуса (статора) в месте контакта.

В данной работе авторы переходят к более сложной схематизации ротора на опорах с учётом параметров статора в месте контакта, так как характер нестационарных (переходных) колебаний неуравновешенного ротора после внезапной разбалансировки с периодическим или постоянным контактом со статором зависит от динамических характеристик системы ротор-опоры-статор.

1. Постановка задачи

В алгоритме численного исследования процесса нестационарных колебаний неуравновешенного ротора после внезапной разбалансировки приняты следующие основные положения:

– ротор опирается на подшипники скольжения (опоры) и взаимодействует со статором через паровую или газовую среду в проточной части и уплотнительных устройствах, а также в месте контакта со статором, если перемещения ротора превышают величину зазора между ротором и статором; жёсткость элементов статора в районе опор заметно выше жёсткости масляной плёнки опорных подшипников скольжения;

– система ротор-опоры-статор до задевания ротора о статор, например в уплотнениях, является линейной;

– внезапная разбалансировка ротора происходит в одном сечении j ;

– касание вращающегося ротора со статором происходит в одном сечении j (одной точке по длине ротора); одновременный контакт в нескольких точках по длине ротора здесь не рассматривается;

– до задевания ротора о статор в точке j учитывается величина зазора между ротором и статором, определяющая момент контакта, а после задевания – параметры статора (жесткость, демпфирование), трение в месте контакта. Жесткость статора в месте контакта представляется либо в форме зависимости «сила-деформация» $R = f(w)$ (рис. 1, б, в), либо в форме обобщенной характеристики–гистерезисной петли, когда учитываются не только деформация статора, но и направление скорости деформации статора.

Тогда $R = f(\bar{w}, \dot{\bar{w}})$, и характеристика статора представляется в виде петли гистерезиса (рис. 1, а). Здесь R не зависит от величины $\dot{\bar{w}}$, а зависит лишь от изменения направления $\dot{\bar{w}}$. При этом под “деформированием” статора следует понимать, в том числе, и перемещения статора на податливых или демпферных устройствах.

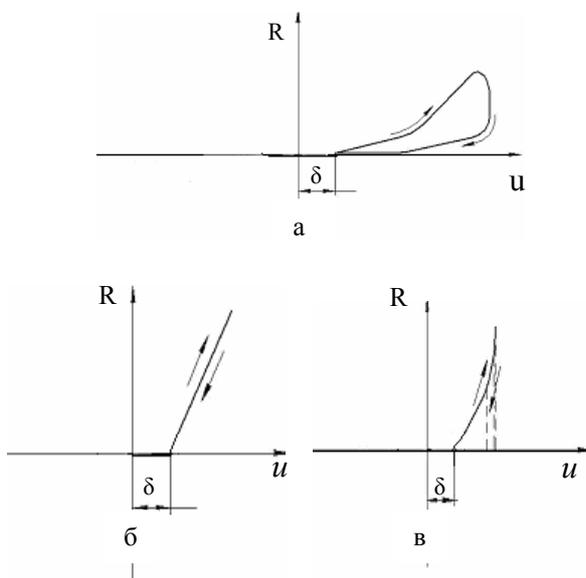


Рис. 1. Характеристика жесткости статора

Система уравнений движения многоопорного ротора в пределах сохранения линейных характеристик связей (опор, аэродинамических сил взаимодействия ротора со статором) имеет вид:

$$[M] \cdot \ddot{\bar{w}} + [B] \cdot \dot{\bar{w}} + [C] \cdot \bar{w} = \bar{q}, \quad (1)$$

где: \bar{w} – вектор смещений (скоростей $\dot{\bar{w}}$ и ускорений $\ddot{\bar{w}}$) в сечениях ротора; $[M]$, $[B]$, $[C]$ – глобальные матрицы инерции, демпфирования, жесткости системы ротор-опоры-статор; \bar{q} – вектор внешних сил, вызванных внезапной разбалансировкой в точке j ; в этом случае только две компоненты в векторе \bar{q} будут отличны от нуля. Если в результате какого либо воздействия ротор коснется статора, то система уравнений (1) становится нелинейной в соответствии с нелинейностью характеристик статора (рис. 1) как связи, сохраняющейся в процессе всего времени контакта.

2. Колебания неуравновешенного ротора в пределах зазора

Ротор представлен в виде стержня переменного сечения с распределенной в пределах каждого участка массой $v = \rho \cdot F$ (F – площадь поперечного сечения участка ротора с постоянным диаметром; ρ – плотность материала;); EI – изгибная жесткость (E – модуль упругости материала участка ротора; I – момент инерции поперечного сечения).

Пусть n – число таких участков (число конечных элементов).

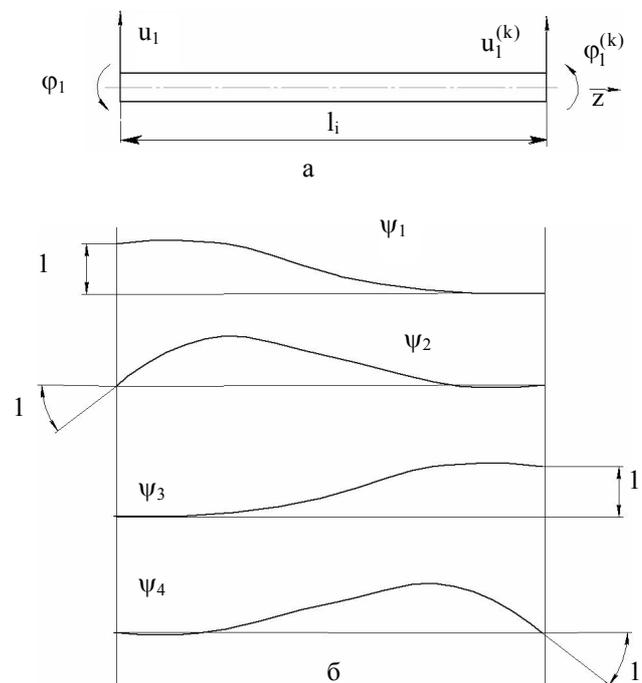


Рис. 2. Горизонтальная плоскость колебаний: а – составляющие (u_1, l) вектора смещений в узлах к.э.; б – изменение значений функций Эрмита в пределах к.э.

Для цилиндрического конечного элемента (к.э.) представляющего собой стержень длиной l_1 ,

линейной плотностью ν форму прогиба w_1, w_2 в плоскости (1 и 2) можно представить в виде (2) [8]:

$$\bar{w} = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix} - \text{вектор смещений,} \quad (2)$$

где:

$$\begin{aligned} w_1 &= u_1 \cdot \psi_1 + \varphi_1 \cdot \psi_2 + u_1^{(k)} \cdot \psi_3 + \varphi_1^{(k)} \cdot \psi_4; \\ w_2 &= u_2 \cdot \psi_1 + \varphi_2 \cdot \psi_2 + u_2^{(k)} \cdot \psi_3 + \varphi_2^{(k)} \cdot \psi_4; \\ \psi_1 &= 1 - 3 \cdot \xi^2 + 2 \cdot \xi^3; \\ \psi_2 &= l \left(\xi - 2 \cdot \xi^2 + \xi^3 \right); \\ \psi_3 &= 3 \cdot \xi^2 - 2 \cdot \xi^3; \\ \psi_4 &= l \left(-\xi^2 + \xi^3 \right); \end{aligned}$$

$\xi = z/l$ – относительная координата по длине к. э.; ψ_i – координатные функции в виде функций Эрмита.

Координатные функции ψ_i удовлетворяют условиям непрерывности смещения u , угла поворота $du/dz = u'$ на стыке двух смежных к. э.. Поэтому упругая линия и её наклон для стержня будут непрерывны по всей длине стержня.

По физическому смыслу эти функции есть упругие линии конечного элемента при единичных деформациях на его концах и заделке противоположного конца [8, 18]. В качестве узлов (рис. 2, а) выбраны концевые сечения (в начале и в конце) конечного элемента. $u_1, \varphi_1, u_1^{(k)}, \varphi_1^{(k)}$ – параметры (смещения – u , углы поворота φ) в узлах элемента для плоскости 1. Положительные направления этих величин в плоскости 1 и 2 показаны на рис. 2, а и рис. 3; индекс (1) внизу указывает на параметры в плоскости 1 колебаний, индекс (2) – в плоскости 2 (1, 2 – соответственно, горизонтальная и вертикальная плоскость колебаний).

На основании зависимостей для потенциальной и кинетической энергии стержневого к. э. и выражений (2) матрицы жёсткости $[C]_{(i)}$ и инерции $[M]_{(i)}$ для i -го к. э. ротора будут иметь вид (3, 4).

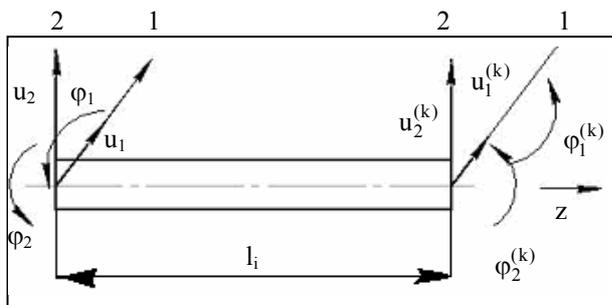


Рис. 3. Составляющие вектора смещений \bar{w} к. э. при колебаниях в двух плоскостях

$$[C]_{(i)} = \frac{2EI}{l^3} \cdot \begin{bmatrix} 6 & 3l & -6 & 3l \\ 3l & 2l^2 & -3l & l^2 \\ -6 & -3l & 6 & -3l \\ 3l & l^2 & -3l & 2l^2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$[M]_{(i)} = \frac{\nu l}{420} \times \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ 13l & 3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

При переходе от одного к. э. ко всей конструкции ротора как ступенчатого стержня необходимо исключить повторяющиеся параметры (u, φ) в узлах соседних к. э., так как параметры в конце i -го к. э. совпадают с параметрами в начале $(i+1)$ -го к. э. Выполнив ряд преобразований, аналогичных изложенным в [8], можно получить глобальную матрицу инерции $[M]$ ротора и матрицу жёсткости C_w ротора в виде ленточных кодиагональных матриц. Составляющими матрицы жёсткости и глобальной матрицы инерции ротора являются, соответственно, матрицы (3), (4).

Вектора смещений ($\bar{u}, \bar{\varphi}$) и силовых факторов (\bar{Q}, \bar{m}) в узлах конечных элементов (сечениях ротора) будут иметь вид (9):

$$\bar{w}_i = \begin{bmatrix} u_1 \\ \varphi_1 \\ u_2 \\ \varphi_2 \end{bmatrix}_i; \quad \bar{Q}_i = \begin{bmatrix} Q_1 \\ m_1 \\ Q_2 \\ m_2 \end{bmatrix}_i, \quad (5)$$

где; Q_1, Q_2 – поперечные силы; m_1, m_2 – изгибающие моменты в узле i -го к. э. для плоскостей 1 и 2 колебаний; узлом i -го к. э. считается его левая граница.

Взаимодействие многоопорного ротора (валопровода) с подшипниками скольжения и аэродинамическим потоком (паровым, газовым) определяется квазиупругими и квазивязкими силами. В общем случае эти силы зависят от смещений и скоростей смещений в узлах соответствующих к. э. по длине

ротора, связанных с точками приложения соответствующих сил. Подробная характеристика сил в масляной плёнке подшипников скольжения и сил аэродинамического потока дана в [8-10]. Здесь приводятся основные зависимости, необходимые для формирования глобальных матриц жёсткости [C] и демпфирования [B].

Жёсткость и демпфирование в масляной плёнке подшипников скольжения разные в горизонтальной и вертикальной плоскости колебаний и зависят от скорости вращения ротора, при которой произошла внезапная разбалансировка. Основные составляющие реакции масляной плёнки опорного подшипника скольжения имеют вид:

$$-\bar{q}_{j_1}^{(M)} = K_{j_1}^{(M)} \bar{u}_{j_1} + B_{j_1}^{(M)} \dot{\bar{u}}_{j_1}, \quad (6)$$

$$\begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix}_{j_1}^{(M)} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix}_{j_1}^{(M)} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}_{j_1} + \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix}_{j_1}^{(M)} \begin{bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{u}_2 \end{bmatrix}_{j_1},$$

где j_1 – текущий номер сечения ротора, совпадающий с номером к. э., связанного с подшипником скольжения; $K_{j_1}^{(M)}, B_{j_1}^{(M)}, \bar{u}_{j_1}, \dot{\bar{u}}_{j_1}$ – матрицы коэффициентов жёсткости, коэффициентов демпфирования масляной плёнки опорного подшипника и вектора линейных смещений, скоростей ротора в сечении j_1 . Коэффициенты жёсткости и демпфирования масляной плёнки подшипников скольжения определяются по методикам, ссылки на которые приведены в [8, 15, 16]. В матрицу жёсткости $K^{(M)}$ опор ротора войдут, таким образом, параметры жёсткости масляной плёнки каждой опоры.

Силы аэродинамического потока в проточной части и уплотнениях (индексы t, y) турбины классифицируются следующим образом:

- *венцовые* силы – на венцах рабочих лопаток;
- *лабиринтные* силы – в надбандажных, диафрагменных и концевых уплотнениях.

В общем случае, силы аэродинамического потока пропорциональны смещениям (u) оси вала и углу наклона (φ) оси вала к оси расточки уплотнения:

$$-\bar{q}_{j_2} = K_{j_2}^{(t)} \bar{u}_{j_2} + K_{j_2}^{(y)} \cdot \bar{\varphi}_{j_2}, \quad (7)$$

$$-\begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix}_{j_2} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix}_{j_2}^{(t)} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}_{j_2} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix}_{j_2}^{(y)} \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{bmatrix}_{j_2},$$

где j_2 – текущий номер сечения ротора, в котором приложены венцовые силы или силы в уплотнениях (лабиринтные силы); $\bar{u}_{j_2}, \bar{\varphi}_{j_2}$ – вектора линейных и угловых смещений ротора в сечении j_2 . Коэффициенты жёсткости, входящие в матрицы $K^{(t)}, K^{(y)}$,

определяются по методикам [8 – 10]. Каждая из матриц $K^{(M)}, K^{(t)}, K^{(y)}$ формируется отдельно.

При формировании глобальной матрицы жёсткости [C] системы ротор-опоры-уплотнения в соответствующих сечениях, где приложены неконсервативные силы аэродинамического потока, силы масляной плёнки подшипников скольжения, матрицы жёсткости суммируются:

$$[C] = C_w + (K^{(M)}) + (K^{(t)}) + (K^{(y)}), \quad (8)$$

где C_w – матрица жесткости ротора; $K^{(M)}, K^{(t)}, K^{(y)}$ – матрицы жёсткости опор (индекс m), аэродинамического потока (индексы t, y); () – означает, что суммирование происходит только по совпадающим сечениям (узлам) к. э. ротора и точек приложения сил со стороны подшипников, аэродинамического потока.

Глобальная матрица демпфирования [B] включает в себя демпфирование $B^{(M)}$ в опорных подшипниках скольжения ротора и заполняется в местах соответствующих к. э., связанных с опорами ротора.

Возбуждающие силы. Если представить вектор небаланса при внезапной разбалансировке в сечении j $\bar{e} = \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{bmatrix}$ в виде составляющих e_1, e_2 на оси подвижной системы координат [8, 14, 15], а m_j – масса конечного элемента, то две компоненты вектора \bar{q} будут иметь вид:

$$\bar{q} = m_j \cdot \omega^2 \begin{bmatrix} e_1 & -e_2 \\ e_2 & e_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \text{Cos}(\omega t) \\ \text{Sin}(\omega t) \end{bmatrix}, \quad (9)$$

ω – угловая скорость вращения ротора в момент внезапной разбалансировки; $e_1 \neq 0, e_2 = 0$ соответствует разбалансировке в горизонтальной плоскости, $e_1 = 0, e_2 \neq 0$ – разбалансировке в вертикальной плоскости.

Порядок глобальных матриц системы уравнений (1) $n \times 4$.

В пределах движения ротора в зазоре (до контакта со статором или после разрыва контакта) интегрируется система уравнений движения (1) при нулевых начальных условиях в момент времени $t = 0$.

3. Колебания неуравновешенного ротора при задевании о статор

Результаты исследований [6, 15] показывают, что наиболее опасным случаем внезапной разбалансировки ротора, при прочих равных условиях, является разбалансировка в зоне пучности колебаний ротора. Поэтому из анализа конструкции предвари-

тельно оценивается место возможной разбалансировки ротора, а из спектра частот и форм собственных колебаний (или линий динамического прогиба при вынужденных колебаниях от соответствующей неуровновешенности) ротора выбирается положение пучностей прогиба ротора.

Формы собственных колебаний, линии динамического прогиба могут быть определены, например, по методикам, разработанным в [14 – 16].

При контакте ротора со статором в некотором сечении j возникает их силовое взаимодействие: появляется нормальная сила реакции N со стороны статора и сила реакции T , приложенная к ротору по касательной навстречу относительного смещения ротора и статора в точке контакта.

Принимаем модель взаимодействия ротора со статором в виде:

$$N = K_{ст} (u - \delta), \quad (10)$$

$$T = fN, \quad (11)$$

где $u = \sqrt{u_1^2 + u_2^2}$ – радиальное смещение ротора в месте контакта;

f – коэффициент трения скольжения в месте контакта;

δ – зазор между ротором и статором в месте контакта;

$K_{ст}$ – жёсткость статора (в общем случае зависит от деформации и от направления скорости деформации статора, рис. 1, а).

В системе уравнений (1), описывающих движение ротора в зазоре, в случае контакта со статором в сечении j изменятся лишь уравнения для j -го конечного элемента, начало которого совпадает с j -м сечением ротора.

В уравнениях для j -го конечного элемента появятся члены, учитывающие параметры статора в месте контакта:

$$K_{ст} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right) \cdot u_1 - K_{ст} \cdot f \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right) \cdot u_2 = a_{11} \cdot u_1 + a_{12} \cdot u_2;$$

$$K_{ст} \cdot f \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right) \cdot u_1 + K_{ст} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right) \cdot u_2 = a_{21} \cdot u_1 + a_{22} \cdot u_2, \quad (12)$$

$K_{ст}$ - определяется на каждом шаге интегрирования уравнений движения в соответствии с рис. 1, как отношение силы к величине деформации $(u - \delta)$ статора. Матрица жёсткости конечного элемента, соответствующего сечению j ротора, должна быть дополнена матрицей жёсткости статора. При колебаниях ротора в плоскостях 1 и 2 матрица жёсткости статора в месте контакта будет иметь вид:

$$K_J^{(k)} = \begin{bmatrix} a_{11} & 0 & a_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & 0 & a_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (13)$$

где $a_{11} = a_{22} = K_{ст} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right);$

$$a_{12} = -a_{21} = -K_{ст} \cdot f \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right).$$

В процессе контакта ротора со статором глобальная матрица жёсткости (8) системы ротор-опоры-уплотнения изменится, и для системы ротор-опоры-статор будет иметь вид:

$$[C_k] = [C] + (K_J^{(k)}), \quad (14)$$

где $K_J^{(k)}$ – матрица жёсткости статора непосредственно в месте контакта, элементы которой меняются в процессе контакта в соответствии с изменением деформации статора (рис. 1).

Таким образом, система уравнений движения (15) ротора с контактом со статором будет отличаться от системы уравнений (1) движения ротора без контакта со статором (движение в зазоре) матрицей жёсткости. Уравнение движения ротора с контактом со статором будет иметь вид:

$$[M] \cdot \ddot{\bar{w}} + [B] \cdot \dot{\bar{w}} + [C_k] \cdot \bar{w} = \bar{q}, \quad (15)$$

где $[C_k]$ – глобальная матрица жёсткости, в j -м элементе которой встроена матрица $K_J^{(k)}$, учитывающая параметры статора в месте контакта с ротором.

При этом в момент движения ротора внутри зазора δ (в начальный момент разбалансировки или после разрыва контакта со статором вплоть до следующего входа в контакт) решается система уравнений (1), а после входа в контакт со статором, вплоть до следующего разрыва контакта ротора со статором, решается система уравнений движения (15). В соответствующие моменты входа или выхода из контакта формируются начальные условия для решения уравнений движения (1) или (15), соответственно.

При этом реализованы, как и в [13], линейная или нелинейная, в соответствии с рис. 1, характеристики жёсткости статора.

Связанность колебаний ротора в двух плоскостях 1 и 2, таким образом, определяется наличием перекрёстных членов в матрицах жёсткости и демпфирования масляной плёнки подшипников скольжения (6), аэродинамических сил (7) и сил в процессе контакта со статором (12).

Причиной развития явления обката, особенно наиболее опасной его формы – асинхронного обката и связанного с ним значительного возрастания ради-

альных сил в точке контакта, как видно из (12), являются силы, возникающие в процессе контакта. По виду они идентичны силам в масляной плёнке подшипников скольжения и аэродинамическим силам рабочего потока в проточной части и уплотнениях турбины, вызывающим потерю устойчивости движения ротора.

Анализ результатов нестационарных колебаний, полученных в [3] и [12, 13], показывает, что развитие явления обката, если для него сложились соответствующие условия (величина коэффициента трения скольжения f , величина разбалансировки $\bar{\epsilon}$, зазор между ротором и относительно жёстким элементом статора, незначительные потери (демпфирование) в опорах и в месте контакта со статором, достаточная величина жёсткости статора), происходит в короткий промежуток времени t . Существующие системы отключения нагрузки (например, отключение генератора от сети) имеют более значительные временные интервалы. Поэтому далее рассматривается (в соответствии с изложенным в [12, 13]) задача нестационарных колебаний ротора, когда генератор от сети не отключён и, следовательно, $\omega = \text{const}$ в процессе контактов ротора со статором. Принципиальной разницы в результатах интегрирования уравнений движения ротора без отключения генератора от сети и с отключением на начальном интервале времени развития нестационарных (переходных) колебаний не будет. Разница будет лишь в результатах на значительных промежутках времени исследования процесса обката, до которых, как показывают результаты [3, 7, 12, 13], конструкция не сохранит свою целостность из-за значительных радиальных сил, возникающих в месте контакта в случае развития асинхронного обката. Короче говоря, отключение генератора от сети при развитии асинхронного обката случится, когда уже будет пройдена точка «невозврата» с точки зрения целостности турбоагрегата как конструкции.

Для интегрирования систем уравнений (1, 15) движения ротора без контакта и с контактом со статором выполняется стандартная (аналогично [12-14]) процедура сведения уравнений (1, 15) к системам уравнений первого порядка и решения полученных уравнений с использованием специальных методов [17] для задач Коши. Порядок матриц систем уравнений первого порядка будет $n \times 8$.

Все расчёты по численному моделированию переходных колебаний неуравновешенного ротора после внезапной разбалансировки выполнены с помощью разработанного комплекса программ для ПК. Алгоритм расчёта позволяет исследовать влияние различных факторов на явление обката и реакцию ротора на уровень возможной разбалансировки ротора. Ниже представлены некоторые

результаты, показывающие возможности разработанного алгоритма.

4. Результаты исследований

Для исследования движения ротора при различных значениях веса оторвавшегося груза на рабочей скорости вращения ω приняты данные, аналогичные [12, 13]: $g=981 \text{ см/с}^2$ – ускорение свободного падения; $G = 500 \text{ кгс}$ – вес ротора; $\omega=314 \text{ рад/с}$ – скорость вращения ротора при внезапной разбалансировке; $\delta = 0,25 \text{ см}$ – зазор между ротором и статором; $f=0,15$ – коэффициент трения скольжения между ротором и статором; ϵ_d – допустимый уровень разбалансировки (определяется особенностями конструкции ротора с учётом результатов численного исследования переходных колебаний). Основные геометрические, жёсткостные и инерционные характеристики участков ротора, параметры неконсервативных сил в подшипниках и аэродинамического потока в проточной части и уплотнениях турбины, необходимые для составления глобальных матриц системы ротор-опоры-статор, определяются аналогично используемым при рабочем проектировании программам [14 – 16] для ПК динамики роторов. Некоторые значения параметров приведены на рис. 4 – 8.

Жёсткостная характеристика статора в координатах «сила-деформация» представлена на рис. 4. Наклон участка 1 (рис. 4) менялся в процессе вариантных расчётов. Малые сопротивления движению ротора со стороны усов уплотнений, установленных с зазором $\delta_0 < \delta$, пружин обойм уплотнений учитывались в вариантных расчётах, но они не оказывают существенного влияния на движение ротора и не могут вызвать обкат ротора по статору.

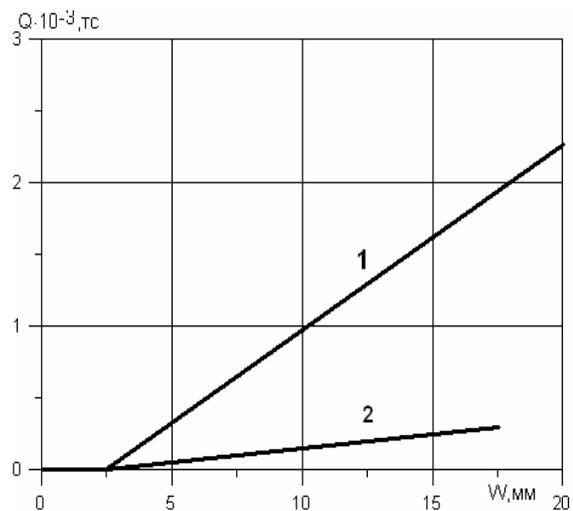


Рис. 4. Жёсткостная характеристика статора в месте контакта:

- 1 – нагрузочная часть петли гистерезиса;
- 2 – разгрузочная часть

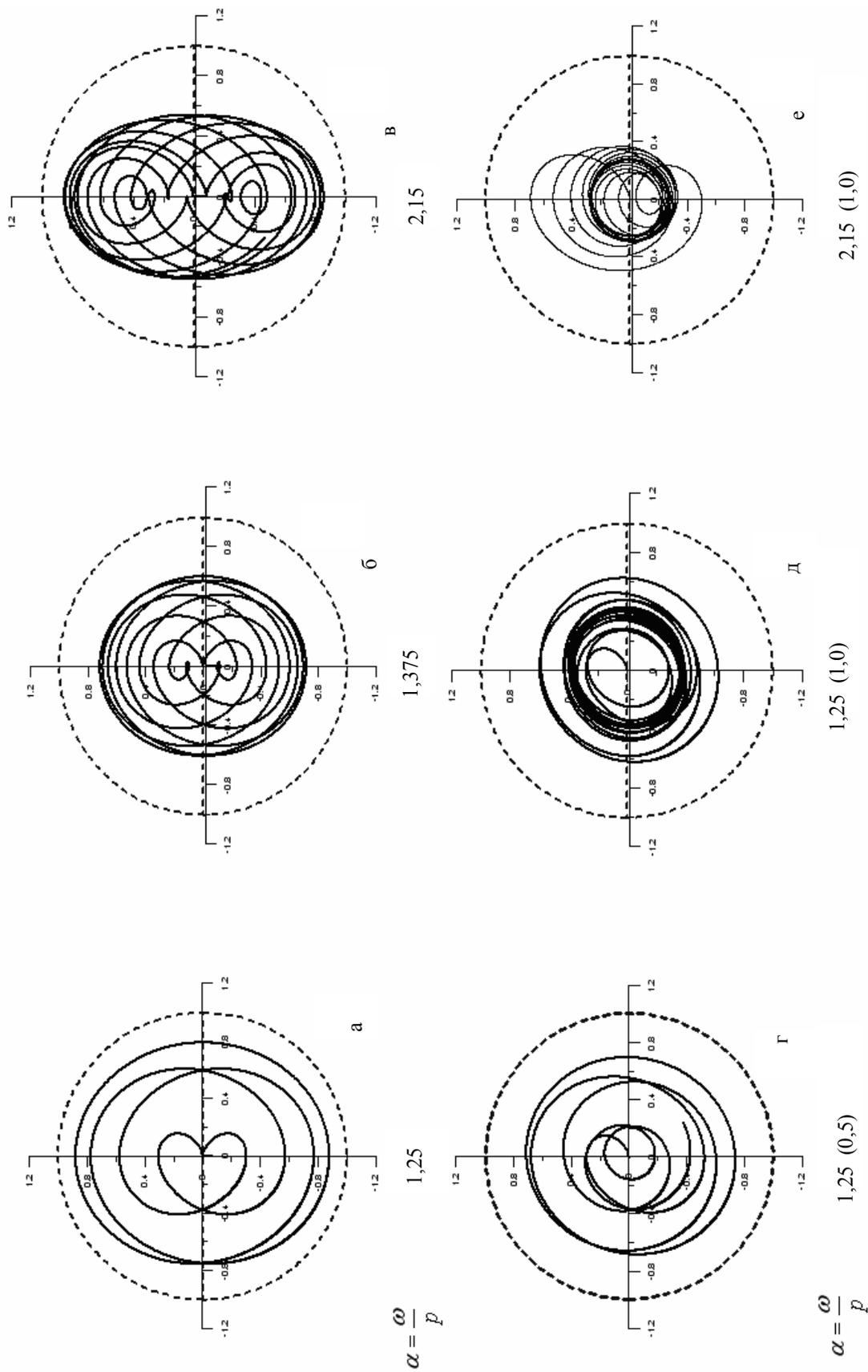


Рис. 5. Движение геометрического центра неуравновешенного ротора в зазоре (без контакта со статором) после внезапной разбалансировки в горизонтальной плоскости в зависимости от соотношения частот ($\alpha = \omega/p$) при отсутствии демпфирования (рис. 5, а – 5, в) и с демпфированием (рис. 5.г-5е); p - собственная частота колебаний ротора на равножестких опорах; $\omega = 314$ рад/с - частота внезапной разбалансировки ротора; (1,0), (0,5) – означает, соответственно, полное демпфирование и демпфирование в 2 раза меньше по величине

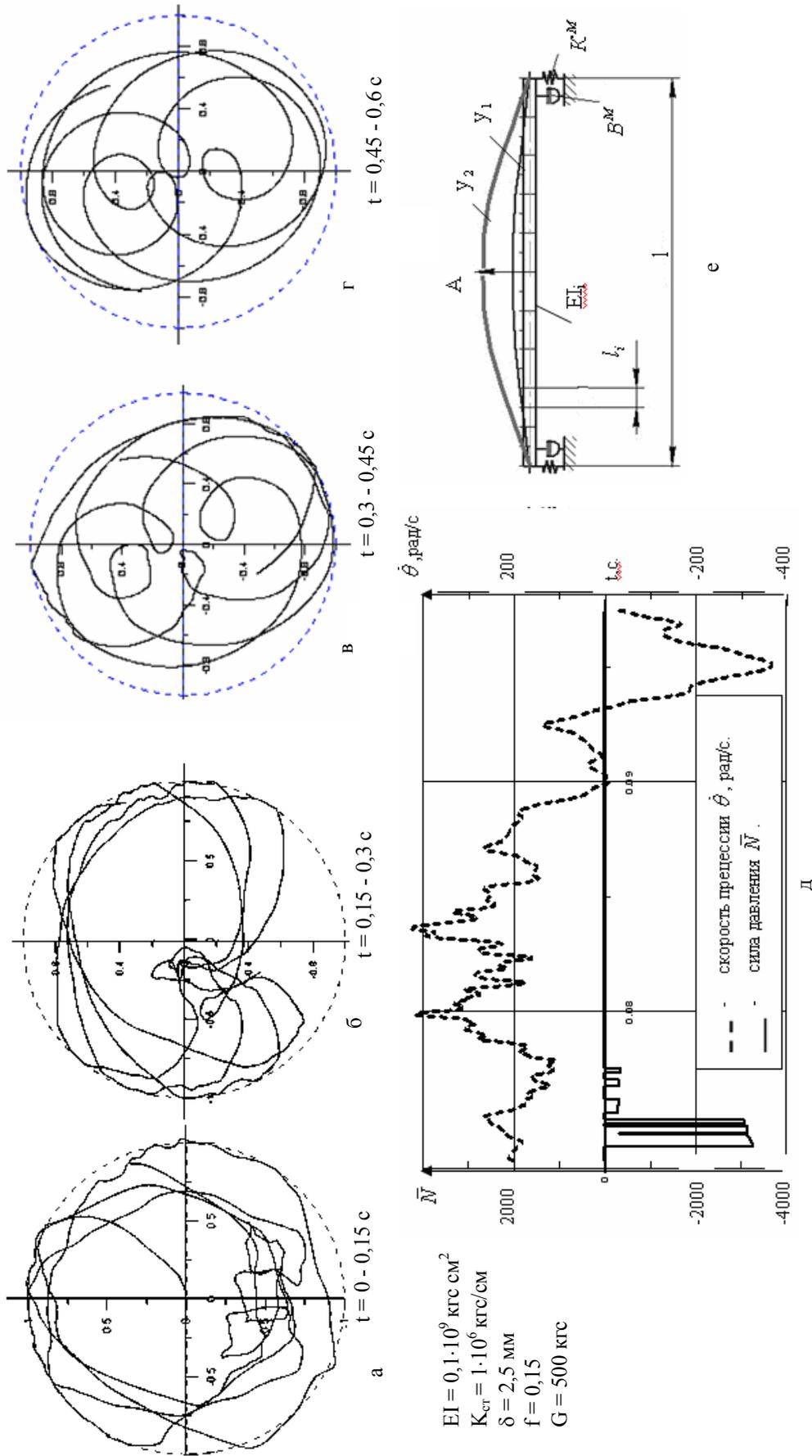


Рис. 6. Переход от движения с контактом ротора со статором к движению в зазоре без контакта при демпфировании в опорах и статоре. Развитие процесса переходных колебаний (а-г) т. А ротора от времени при внезапной разбалансировке 0,2125 кг на 1 м (0,042% G); Д – изменение угловой скорости прецессии θ и относительной силы давления на статор в течение $t=0,07-0,1$ с; е – динамический прогиб (y_1, y_2) ротора в момент максимальной силы давления; $K_{ст}$ – жёсткость статора на начальном участке характеристики (рис. 4); EI – изгибная жёсткость ротора; G – вес пролёта ротора

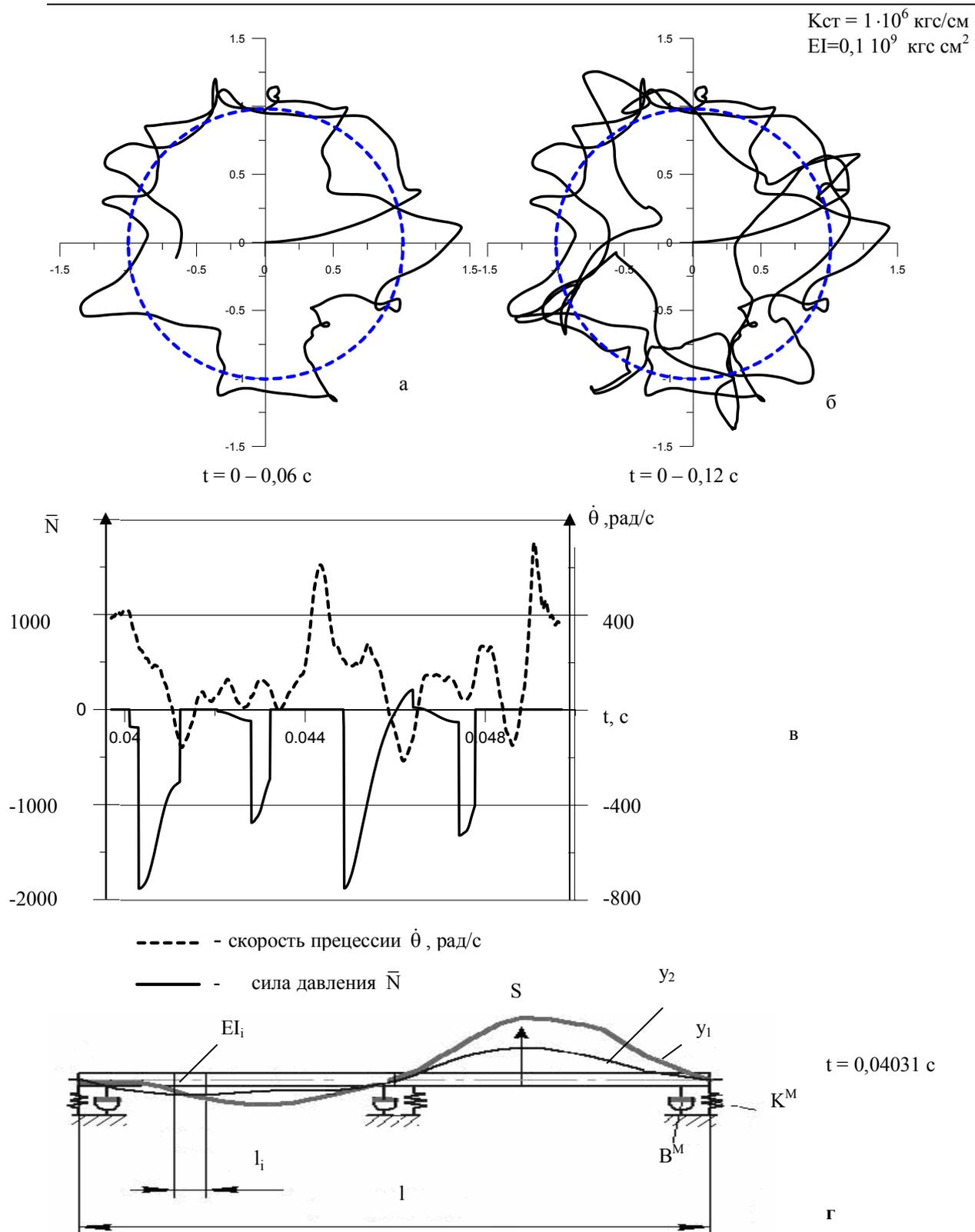


Рис. 7. Движение (а, б) с периодическим контактом ротора со статором при внезапной разбалансировке 0,2125 кг на 1 м (0,042% G на 1 м) во втором пролёте (т. S) 3-х опорного ротора; в – изменение угловой скорости прецессии $\dot{\theta}$ и относительной силы \bar{N} давления на статор в течение $t=0,04-0,05$ с; г – динамический прогиб (y_1, y_2) ротора; $K_{ст}$ – жёсткость статора на начальном участке характеристики (рис. 4); EI – изгибная жёсткость ротора

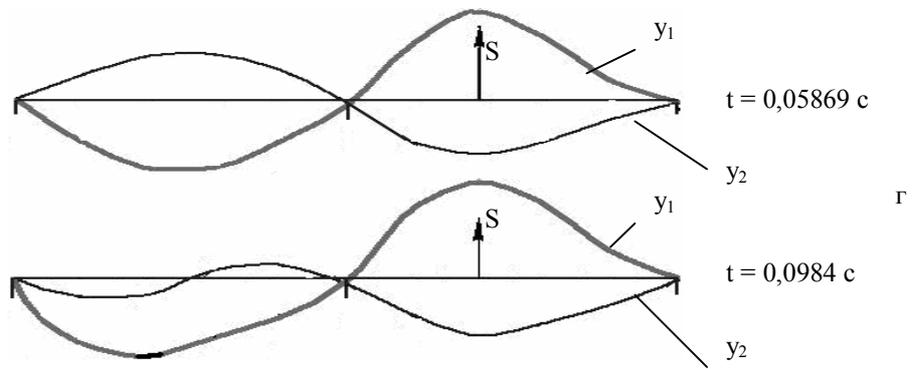
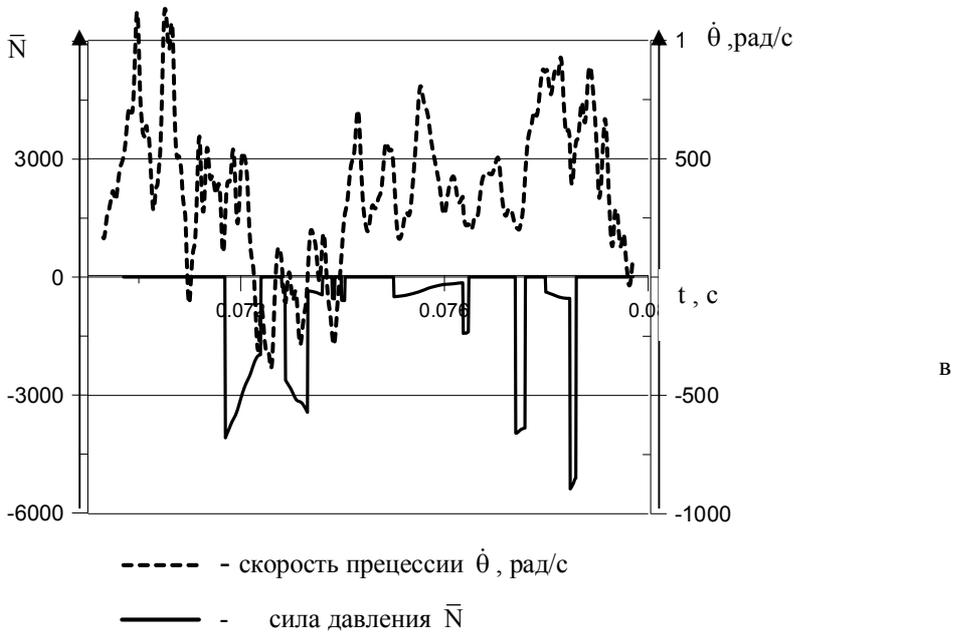
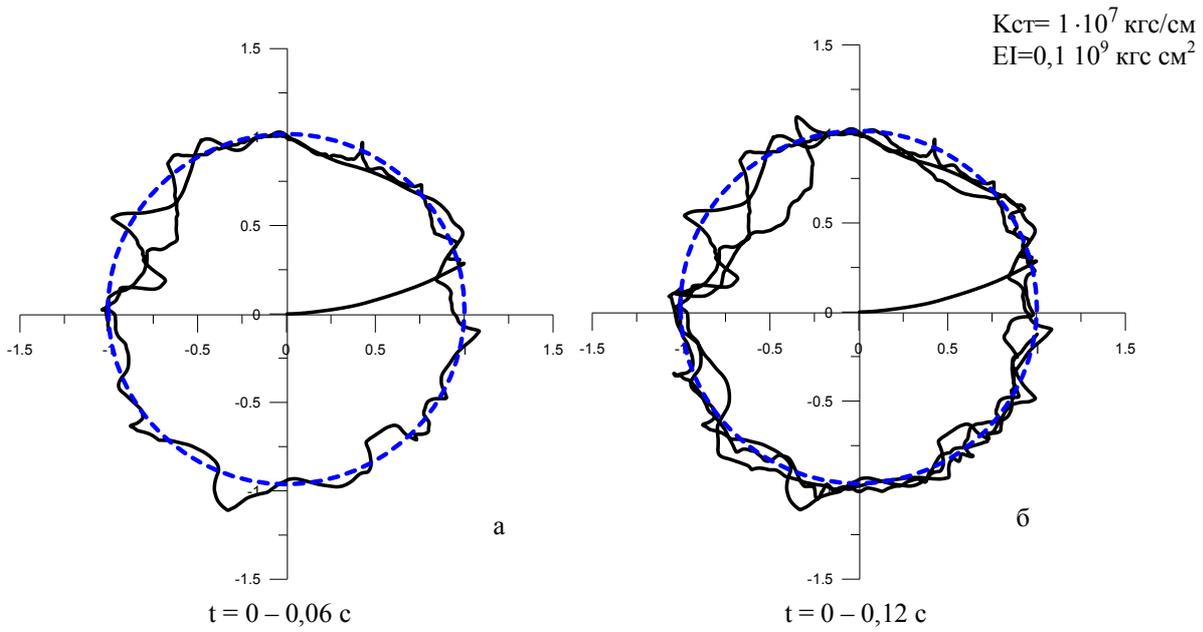


Рис. 8. Движение (а, б) с периодическим контактом ротора со статором при внезапной разбалансировке 0,2125 кг на 1 м (0,042% G) во втором пролёте (г. S) 3-х опорного ротора; в - изменение угловой скорости прецессии $\dot{\theta}$ и относительной силы \bar{N} давления на статор в течение $t=0,065-0,08$ с; г - изменение динамического прогиба (y_1, y_2) ротора; $K_{ст}$ – жёсткость статора на начальном участке характеристики (рис. 4); EI – изгибная жёсткость ротора

На рис. 6 – 8 траектории переходных колебаний ротора после внезапной разбалансировки, для условной ориентировки положения ротора относительно жёсткого элемента статора, указывается штриховой линией окружность радиусом δ в относительных единицах (радиус окружности равен 1).

Перемещения ротора u также определяются в относительных (по отношению к зазору δ) единицах. Обозначения осей координат на всех рисунках траекторий движения геометрического центра ротора одинаковые: u_1 – горизонтальная ось; u_2 – вертикальная ось.

На рис. 5 для одномассовой модели, рассмотренной в [12, 13], приведены результаты расчёта установившихся траекторий движения геометрического центра ротора после внезапной разбалансировки при отсутствии или наличии демпфирования в системе. Ротор вращается в равножестких опорах. При переходных колебаниях ротор не касается корпуса (движение внутри зазора). Траектории (рис. 5, а-в) установившихся колебаний получены при отсутствии демпфирования и, как показано, имеют разное количество «петель». Полученные траектории являются результатом наложения двух движений: колебаний с собственной частотой p и колебаний с частотой ω вращения неуравновешенного ротора. Характер траекторий и количество петель на траектории зависят от соотношения $\alpha = \omega/p$. Экспериментально траектории с петлями наблюдались исследованиями [2]. На рис. 5, г показан процесс разрушения установившейся траектории, приведенной на рис. 5, а, если демпфирование составляет половину от полного демпфирования (0,5). При демпфировании, равном полному демпфированию (1,0), колебания с собственной частотой относительно быстро затухают и далее сохраняются лишь вынужденные колебания с частотой ω (рис. 5, д, е). Пример показателен, так как подобные траектории движения с петлями наблюдались (рис. 6) для более сложной модели ротора с демпфированием $B^{(M)}$ в опорах.

Для удобства сравнительной оценки реакции на внезапную разбалансировку различных в конструктивном исполнении систем ротор-опоры-статор на рис. 6 – 8 указывается не величина эксцентриситета $|\bar{\epsilon}|$ в единицах длины, а эквивалентная масса m_j' оторвавшегося груза на радиусе 1 м. Величина m_j' определяется из равенства сил

$$m_j \cdot \omega^2 \cdot \epsilon_j = m_j' \cdot \omega^2 \cdot R,$$

где $R = 1$ м.

Дополнительно (с той же целью) указывается величина m_j' в % к весу пролёта ротора, в пределах

которого произошла внезапная разбалансировка.

Пример перехода в контакт сечения А ротора и влияние демпфирования в подшипниках на изменение траектории движения центра сечения ротора после внезапной разбалансировки показан на рис. 6. Величина разбалансировки 0,2125 кгс на радиусе 1 м (0,0425% G) приводит к незначительным деформациям статора, а следовательно и влияние демпфирования в статоре на процесс переходных колебаний ротора невелико. С течением времени траектория движения с контактом сменяется движением внутри зазора с явно выраженными петлями. Скорость прецессии $\dot{\theta}$ (рис. 6, д) меняет знак в некоторые моменты времени, но в конце промежутка времени t устанавливается прямая прецессия. Линии динамического прогиба (y_1, y_2) в плоскостях колебаний 1 и 2, построенные для момента времени $t=0,2$ с, соответствуют первой форме колебаний ротора на двух опорах.

На рис. 7, 8 (а, б) показаны траектории движения точки S второго пролёта трёхопорного ротора для двух случаев жесткости статора $K_{ст}$ ($10^6, 10^7$ кгс/см), отличающихся на порядок. Результаты показывают, что при контакте с более жестким статором скорость прецессии $\dot{\theta}$ и относительная (по отношению к весу второго пролёта ротора) сила нормального давления \bar{N} ротора на статор больше почти в 2 раза (рис. 7, в, 8, в). Для примера показано, что после повторных контактов (ударов) о статор линии динамического прогиба ротора (рис. 7, г, 8, г) в разные моменты времени могут заметно отличаться.

Выводы

1. В зависимости от параметров системы ротор-опоры-статор существует некоторый допустимый уровень ϵ_d внезапной разбалансировки.

Критерием оценки ϵ_d могут быть следующие факторы:

- амплитуды переходных колебаний не превышают величины зазора и контакт ротора со статором отсутствует. Это наиболее безопасный, с рассматриваемых позиций, случай развития аварийной ситуации, заканчивающийся, в определённой степени, ухудшением вибрационного состояния турбоагрегата;

- периодические контакты с проскальзыванием ротора при контакте со статором, приводящие к уменьшению скорости вращения ω ротора (если генератор от сети отключён), уменьшению амплитуд колебаний и полному разрыву контакта за счёт демпфирования в системе. Такие случаи наблюдались при нарушении инструкций как при эксплуатации, так и при стендовых испытаниях турбоагрегатов. В результате контактов ротора со статором приходилось частично ремонтировать облопачива-

ние и уплотнения из-за их повреждений. Поэтому второй критерий уже несёт в себе определённую угрозу развития аварии;

– переход к развитию асинхронного обката, вызываемого постоянным взаимодействием ротора со статором. Если демпфирование в системе и в статоре недостаточное, то асинхронный обкат характеризуется нарастающими в течение долей секунды силами давления на статор, опасными с точки зрения целостности установки турбоагрегата. Внезапная разбалансировка вблизи резонанса или при переходе ротора через резонанс значительно снижает величину ϵ_d . По данным [12] нижняя граница (без учёта демпфирования в системе) развития асинхронного обката составляет отрыв массы (0,02-0,12)% от веса G ротора на радиусе 1м в зависимости от отстройки скорости ω вращения ротора от резонанса в момент внезапной разбалансировки.

2. Наибольший интерес для роторов на нескольких опорах представляет не только определение величины ϵ_d , после которой возможен контакт ротора с жёстким элементом статора (или асинхронный обкат), но и изменение характера динамического прогиба пролётов ротора во времени, позволяющее оценить опасность контакта в других точках по длине ротора.

3. За развитие асинхронной формы обката ответственны неконсервативные силы, возникающие в процессе контакта ротора со статором. Величина их зависит от жёсткости статора, коэффициента трения скольжения в месте контакта, уровня разбалансировки, определяющего соотношение δ/u (зазора и перемещений ротора в месте контакта).

4. При значениях разбалансировки, превышающих допустимый уровень ϵ_d , развиваются колебания ротора с обратной прецессией с периодическим или постоянным контактом со статором, стремящиеся к некоторому предельному циклу. Демпфирование лишь ограничивает амплитуды предельного цикла.

Литература

1. Олимпиев В.И. Об обкате неуравновешенного гибкого ротора по статору / В.И. Олимпиев // *Машиноведение*. – 1976. – №1. – С. 52-56.
2. Банах Л.Я. Некоторые явления, возникающие при движении вала в подшипнике с зазором / Л.Я. Банах // *Машиноведение*. – 1965. – №1. – С. 70-77.
3. Позняк Э.Л. Крутильный удар в валопроводе при внезапной и сильной разбалансике / Э.Л. Позняк // *Машиноведение*. – 1987. – №5. – С. 66-74.
4. Денисов Г.Г. Об обкате ротора по жёсткому подшипнику / Г.Г. Денисов, Ю.И. Неймарк, Ю.В. Цветков // *Механика твёрдого тела*. – 1973. – №6. – С. 4-13.

5. Загретдинов И.Ш. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы / И.Ш. Загретдинов, А.Г. Костюк, А.Д. Трухний, П.Р. Должанский // *Теплоэнергетика*. – 2004. – №5. – С. 5-15.

6. Щегляев А.В. Действие внезапной разбалансировки на ротор турбогенератора / А.В. Щегляев, А.Г. Костюк // *Теплоэнергетика*. – 1969. – №8. – С. 5-10.

7. Шатохин В.Ф. Некоторые предложения по предотвращению катастроф, связанных с разрушением турбоагрегатов / В.Ф. Шатохин // *Вестник машиностроения*. – 2007. – №6. – С. 25-31.

8. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин: учебник для вузов 3-е изд / А.Г. Костюк. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 476 с.

9. Костюк А.Г. Теоретический анализ аэродинамических сил в лабиринтных уплотнениях турбомашин / А.Г. Костюк // *Теплоэнергетика*. – 1972. – №11. – С. 29-33.

10. Костюк А.Г. Расчёт пороговой мощности крупных турбоагрегатов / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, Н.М. Иванов // *Теплоэнергетика*. – 1974. – №3. – С. 15-19.

11. Шатохин В.Ф. Предопределённость развития ликвидационного процесса турбоагрегата и примеры его последствий / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 8 (44). – С. 95-102.

12. Костюк А.Г. Исследование движения ротора в зазоре с контактом о статор после мгновенной разбалансировки / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // *Вестник двигателестроения*. – 2009. – № 3. – С. 113-121.

13. Шатохин В.Ф. Влияние параметров в месте контакта ротора со статором на развитие обката после мгновенной разбалансировки ротора / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2010. – № 9 (76). – С. 87-96.

14. Шатохин В.Ф. Численный анализ колебаний турбоагрегата в случае импульсного кинематического воздействия / В.Ф. Шатохин // *Вестник машиностроения*. – 2008. – № 8. – С. 14-20.

15. Шатохин В.Ф. Расчётное определение динамических характеристик многоопорных валопроводов мощных турбоагрегатов на фундаменте: дис. ... канд. техн. наук / Шатохин Виктор Федорович. – М., МЭИ, 1972. – 167 с.

16. Куменко А.И. Исследование вынужденных колебаний систем турбоагрегат-фундамент-основание (ТФО): дис. ... д-ра техн. наук / Куменко А.И. – М.: МЭИ, 1978. – 284 с.

17. Бартеньев О.В. Фортран для профессионалов. Математическая библиотека IMSL. ч. 3 / О.В. Бартеньев. – М.-ДИАЛОГ-МИФИ, 2001. – 368 с.

18. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К.: Наукова думка, 1988. – 734 с.

19. Поллман Е. Гидродинамически возбуждаемые вибрации в турбинах высокого давления (процессия в потоке пара) / Е. Pollman, Н. Schwerdtieger, Н. Tertuehlen // Труды американского общества инженеров механиков. Энергетические машины и установки. – 1978. – № 2. – С. 28-40.

Поступила в редакцию 21.04.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.Л. Лукашенко, Калужский филиал Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, Калуга.

**ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НЕСТАЦІОНАРНИХ КОЛИВАНЬ
ПІСЛЯ РАПТОВОЇ РОЗБАЛАНСИРОВКИ БАГАТООПОРНОГО РОТОРА
З ОБКАТОМ НЕВРІВНОВАЖЕНОГО РОТОРА ПО СТАТОРУ**

А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман

Приведений алгоритм і результати чисельного моделювання руху неврівноваженого ротора з контактом із статором (зачіпанням об статор або обкатом по статору) після раптової розбалансировки ротора. Передбачається, що жорсткість і демпфування в опорах різні в горизонтальному і вертикальному напрямі коливань і є частотно-залежними величинами (залежать від швидкості обертання ротора, на якій відбулася розбалансировка ротора). Окрім цього, в місці контакту ротора із статором враховується демпфування, пов'язане з деформацією (переміщенням) статора, яке може бути забезпечене спеціальними демпферними пристроями. Показано, що достатнє демпфування в опорах ротора і в статорі приводить до поступового погашення явища обкату, переходу до руху ротора по сталій траєкторії (останнє залежить від багатьох чинників і, зокрема, від рівня розбалансировки ротора). Причиною розвитку асинхронного обкату і значних радіальних сил в точці контакту, як встановлено, є неконсервативні сили, що виникають в процесі контакту. За типом вони ідентичні силам в масляній плівці підшипників ковзання і аеродинамічним силам робочого потоку в проточній частині і ущільненнях турбіни, що викликає втрату стійкості руху ротора.

Ключові слова: багатопорний ротор, обкат ротора по статору, асинхронний обкат, раптова розбалансировка ротора, жорсткість і демпфування в опорах, в місці контакту ротора із статором.

**NUMERICAL SIMULATION OF TRANSIENT OSCILLATIONS AFTER ABRUPT MULTI-BEARING
ROTOR DISBALANCE WITH THE UNBALANCED ROTOR
MOVING OVER THE STATOR**

A.G. Kostyuk, V.F. Shatokhin, S.D. Zimmerman

Given in the study are the algorithm and the results of the numerical simulation of the unbalanced rotor contact with the stator (brushing against the stator or movement over the latter) after the abrupt rotor disbalance. Rigidity and damping in bearings are expected to vary in horizontal and vertical directions of oscillations, and are frequency-dependent magnitudes (they depend on the rotor speed at the moment of its disbalance). Besides, taken into consideration is damping in the rotor-stator contact place, related to the stator deformation (displacement), that can be ensured by means of special damping devices. It is shown that sufficient damping in the stator and rotor bearings results in the gradual abnormal movement damping and the rotor motion transition in the steady-state trajectory (the second depends on many factors, including the rotor disbalance rate). As it's been found, development of asynchronous abnormal movement and significant radial forces in the contact place results from non-conservative forces originating during the contact process. These forces are identical in type to those in the sliding bearing oil film and to aerodynamic forces of operating flow in the turbine flow path and packings, which generate the rotor movement instability.

Key words: multi-bearing rotor, abnormal rotor movement over stator, asynchronous abnormal movement, abrupt rotor disbalance, rigidity and damping in bearings, in rotor-stator contact place.

Костюк Аскольд Глебович – д-р техн. наук, профессор кафедры паровых и газовых турбин Московского энергетического института, Москва, Россия, e-mail: kostjukag@yandex.ru.

Шатохин Виктор Фёдорович – канд. техн. наук, ведущий инженер-конструктор-разработчик ОАО «Калужский турбинный завод», Калуга, Россия, e-mail: shatokhin_vf@oaoktz.ru.

Циммерман Сергей Дмитриевич – канд. техн. наук, главный инженер ОАО «Калужский турбинный завод», Калуга, Россия, e-mail: shatokhin_vf@oaoktz.ru.