

Отклик стационарной газотурбинной установки с ротором в подшипниках скольжения на сейсмическое воздействие

к.ф.-м.н. Темис М.Ю., Егоров А.М.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, ЦИАМ им. П.И. Баранова,
8 (495) 361-64-82, mikhail.temis@gmail.com, tejoum@sciam.ru

Аннотация. Исследован отклик на землетрясение силой до 9 баллов для двух схем стационарной газотурбинной установки (ГТУ): с тяжелым ротором в полных подшипниках скольжения и с гибким ротором в подшипниках скольжения с самоустанавливающимися колодками и сегментных подшипниках. Определены орбиты вращения ротора и деформации корпусных деталей при стационарном вращении и сейсмическом воздействии, что позволило оценить изменение зазоров в газодинамическом тракте и подшипниках и сделать вывод о работоспособности ГТУ при сейсмическом воздействии.

Ключевые слова. газотурбинная установка, сейсмическое воздействие, динамика ротора, подшипник скольжения, гироскопический момент.

Введение

При землетрясении от гипоцентра и расположенного над ним эпицентра землетрясения распространяются сейсмические волны. Каждое землетрясение имеет свой индивидуальный спектр волн. Поэтому при моделировании сейсмического воздействия на конструкции его представляют в виде случайного процесса, который определяется спектральными характеристиками амплитуд ускорений и амплитуд перемещений точек поверхности земли.

На рисунке 1 представлена типичная спектрограмма распределения амплитуд ускорений точек поверхности земли в зависимости от частоты колебаний. Волны землетрясения воспринимаются основанием конструкции, причем величина сейсмического воздействия изменяется в зависимости от высоты расположения силовых рам над поверхностью земли. В ГОСТ 30546.1-98 [1] приведены спектрограммы для диапазонов высот от 0 до 70 метров. В настоящей работе исследование выполнено с использованием спектрограмм для диапазонов высот от 0 до 10 метров над уровнем земли, что соответствует высотным отметкам для наиболее распространенного размещения стационарных ГТУ. При расположении конструкции в других высотных диапазонах результаты могут быть скорректированы с учетом заданных в [1] коэффициентов динамичности.

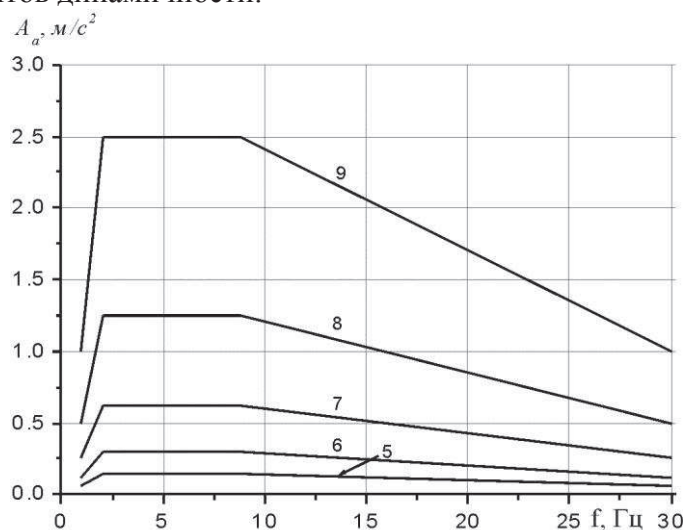


Рисунок 1. Акселерограммы ускорений основания конструкции для землетрясений с различной магнитудой по МСК-64 (числа на графиках) [1]

В соответствии с требованиями к стационарным машинам, предъявляемыми ГОСТ 30546.1-98 [1] необходимо обеспечить надежную работу машины при сейсмическом

воздействии. Основным требованием, предъявляемым к конструкции газотурбинной установки при сейсмическом воздействии, является необходимость обеспечения её работоспособности с учетом продолжительности землетрясения более 1 минуты. Исходя из этого, следует производить оценку силовой схемы конструкции, определять переменные напряжения, действующие в зонах крепления корпусов и силовых рам. В критических элементах конструкции, определяющих ее надежность и ресурс, уровень напряжений, представляющих сумму рабочих напряжений и динамических напряжений, вызванных землетрясением, не должен превышать допусковых. Соответственно, деформации и перемещения точек конструкции не должны превышать величин, регламентируемых инструкцией по эксплуатации. Кроме этого следует учесть, что в системе ротор-корпус при динамическом воздействии возникают относительные смещения, которые могут привести к задеванию лопаток ротора о корпус, касанию вала подшипников скольжения и выводу конструкции из строя. Анализ относительных перемещений в газодинамическом тракте и в опорах ротора представляет одну из важнейших задач при оценке сейсмостойкости ГТУ.

Исследовать отклик стационарной газотурбинной установки на сейсмические воздействия, используя специальное экспериментальное оборудование можно только в ограниченном числе случаев для конструкций небольшой массы. При отсутствии необходимого экспериментального оборудования или при отсутствии возможности провести испытания, а также на стадии проектирования необходимо выполнить расчетное исследование отклика конструкции газотурбинной установки на сейсмическое воздействие и оценить расчетным путем её сейсмостойкость. В существующей нормативной литературе отсутствуют специальные указания, какие условия необходимо учитывать, проводя исследование динамики конструкции ГТУ при моделировании сейсмического воздействия. При исследовании сейсмостойкости ГТУ необходимо учитывать особенности конструкции и условия работы газотурбинной установки. Наибольший вклад в динамику стационарных ГТУ в том числе и при сейсмическом воздействии вносят вращающиеся роторы, обладающие большими массами и гироскопическими моментами, и нелинейные гидродинамические подшипники скольжения.

В данной статье разработана модель системы ротор – подшипники скольжения – корпус, исследовано поведение конструкции ГТУ на рабочем режиме и при сейсмическом воздействии и сформулированы требования и критерии для надежной работы ГТУ во время землетрясения. Особое внимание уделено влиянию, которое оказывает вращающийся ротор и опоры с гидродинамическими подшипниками скольжения на отклик конструкции при сейсмическом воздействии.

Математическая модель стационарной ГТУ

В работе исследуются ГТУ с гибким ротором силовой турбины в подшипниках скольжения с самоустанавливающимися колодками или в сегментных подшипниках (рисунок 2) и ГТУ с жестким тяжелым ротором силовой турбины в подшипниках скольжения с гладкими поверхностями (рисунок 3).

Для исследования применяются конечно-элементные модели газотурбинной установки, включающие в себя модели корпусов, роторов и рам, а также детали узлов крепления. Степень детализации конструкции зависит от необходимой точности расчета. При этом следует отметить, что элементы конструкции, значения собственных частот которых существенно выше частот сейсмического воздействия могут рассматриваться как жесткие тела с заданными массами и моментами инерции, включенными в общую конечно-элементную модель.

Стационарная ГТУ, модель которой представлена на рисунке 2, состоит из газогенератора и силовой турбины. Ротор газогенератора опирается в подшипники качения. Ротор силовой турбины оперт в гидродинамические подшипники скольжения с самоустанавливающимися колодками. Для исследования разработаны две конечно-элементные модели: оболочечно-стержневая и стержневая. Подробно описание моделей стационарной ГТУ (рисунок 2) представлено в [2-4].

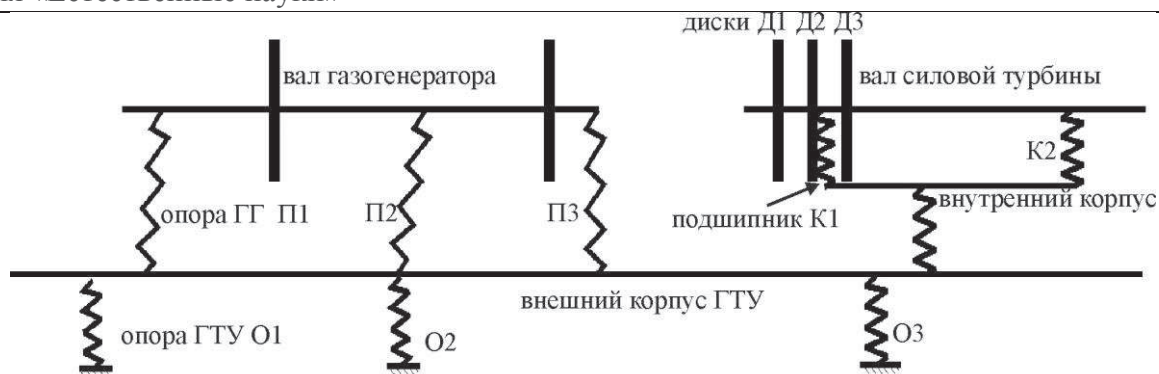


Рисунок 2. Модель гибкого ротора газовой турбины

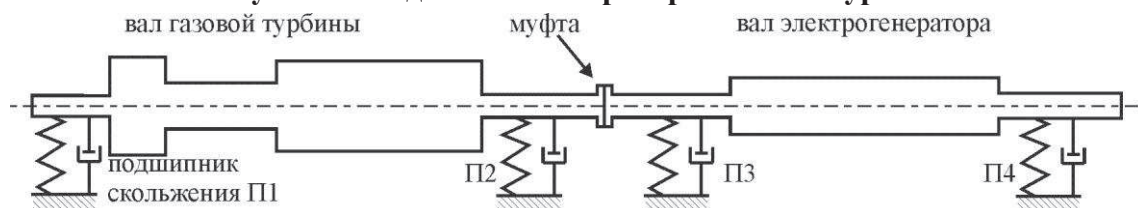


Рисунок 3. Модель жесткого ротора газовой турбины

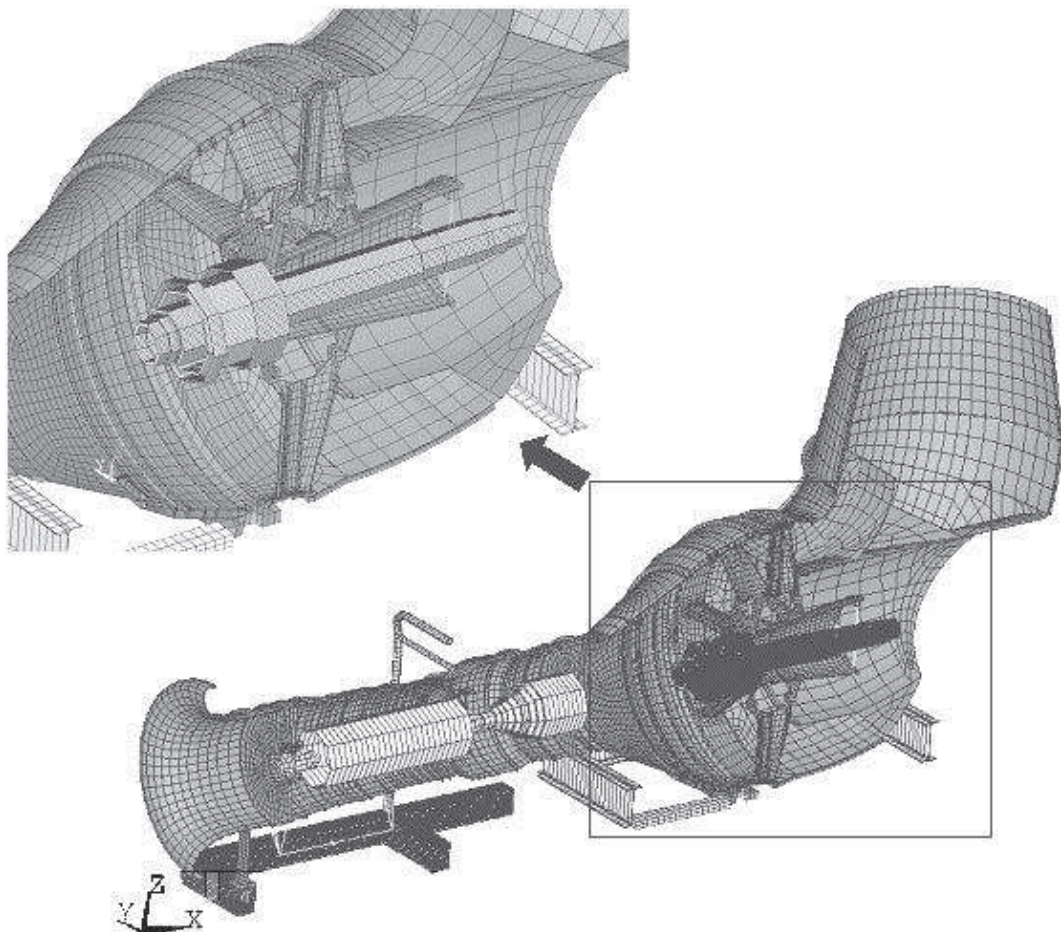


Рисунок 4. Конечно-элементная модель стационарной ГТУ

В оболочечно-балочной модели (рисунок 4) корпусные детали газогенератора, выходного патрубка, внешнего и внутреннего кожухов силовой турбины моделировались конечными элементами оболочки. Силовые рамы газогенератора и силовой турбины включены в общую конечно-элементную схему при помощи балочных элементов. Эта модель использовалась для определения напряженно-деформированного состояния конструкции при действии сил тяжести и расчете частот и форм собственных колебаний без учета вращения ро-

торов и нелинейной жесткости подшипников скольжения. Стержневая модель использовалась при определении собственных частот и исследовании динамического отклика конструкции при сейсмическом воздействии с учетом вращающихся роторов и нелинейных характеристик гидродинамических подшипников скольжения. Применение стержневой модели обусловлено большой размерностью оболочечной модели и излишней трудоемкостью вычислительного процесса.

Исследуемый ротор ГТУ, представленной на рисунке 3, состоит из двух валов соединённых муфтой. Каждый вал опирается на два радиальных гидродинамических подшипника. Были созданы нелинейная стержневая модель ротора и модель в стандартном программном комплексе МКЭ. Подробно описание моделей представлено в [5]. Стержневая модель использовалась для исследования динамики ротора при сейсмическом воздействии.

Для обеих схем ГТУ стержневая модель ротора верифицируется путем создания эквивалентной объемной или оболочечной модели в одном из стандартных программных комплексов метода конечных элементов (МКЭ) и с учетом экспериментальных данных при их наличии. Проверка точности стержневой модели проводилась при определении собственных частот и форм колебаний в диапазоне 0-30 Гц [2, 5] и показала, что модель с меньшим числом степеней свободы может быть использована при определении отклика конструкции на сейсмическое воздействие.

Анализ влияния сейсмического воздействия на динамику системы ротор-подшипники осуществляется при помощи прямого интегрирования уравнений движения с учетом гироскопических моментов и нелинейных опор с использованием схемы Ньюмарка и итерационным уточнением коэффициентов матриц жёсткости и демпфирования системы на каждом шаге. В качестве возбуждения на опорные узлы силовых рам задавались перемещения, изменяющиеся по гармоническому закону. Модель ГТУ в неподвижной системе координат описывается уравнениями МКЭ следующим образом:

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C(\omega)]\{\dot{U}\} + ([K_R] + [K_S])\{U\} = \{F_0\} + \omega^2 [M_1]\{E_0\}, \quad (1)$$

где: $[M]$ – матрица масс ГТУ; $[C]$ – матрица, учитывающая влияние гироскопических моментов деталей ротора, демпфирования в опорах и конструкционного демпфирования;

$[M_1]$ – часть матрицы $[M]$ связанная с линейными перемещениями узлов ротора;

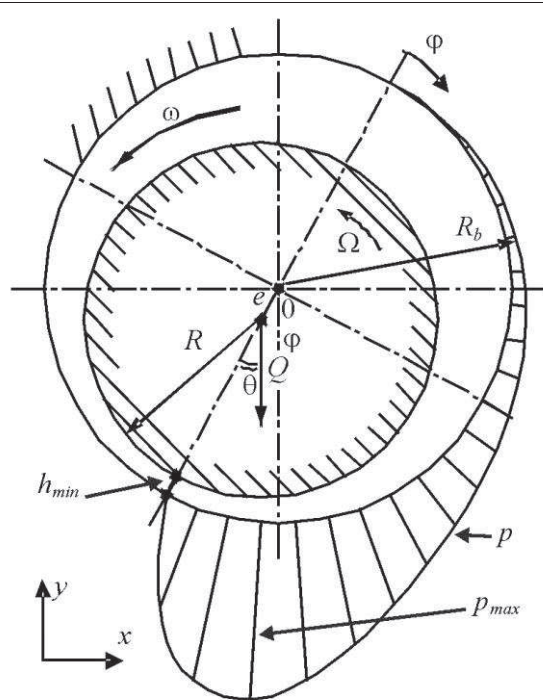
$\{U\}$, $\{\dot{U}\}$ и $\{\ddot{U}\}$ – векторы перемещений, скоростей и ускорений узлов соответственно;

$[K_R]$ – матрица жёсткости; $[K_S]$ – матрица жёсткости, учитывающая влияние опор и уплотнений; $\{F_0\}$ – вектор внешних сил, действующих на ГТУ; $\{E_0\}$ – вектор начальных дисбалансов поперечных сечений вала, которые определяются начальными дисбалансами $\{\varepsilon_0\}$ в каждом сечении ротора.

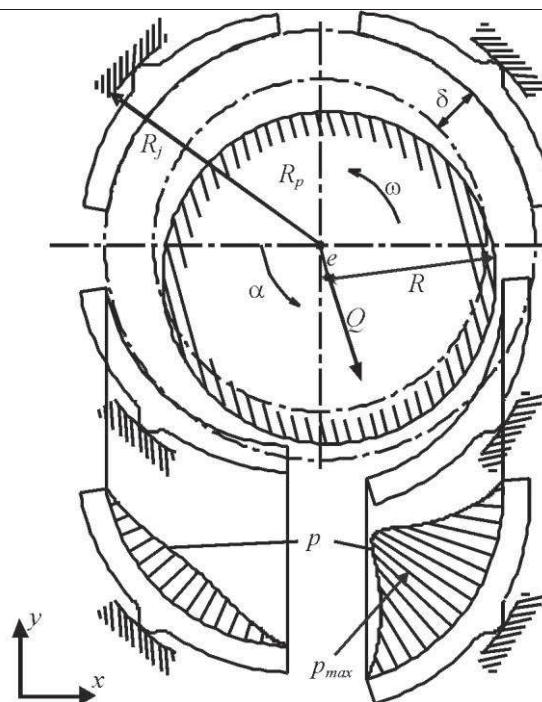
Для включения характеристик жесткости подшипника в модель ГТУ разработан специализированный конечный элемент, характеристики которого определяются с использованием нелинейной модели опоры с подшипниками скольжения различной конструкции.

Модель опоры ротора с подшипниками скольжения различной конструкции

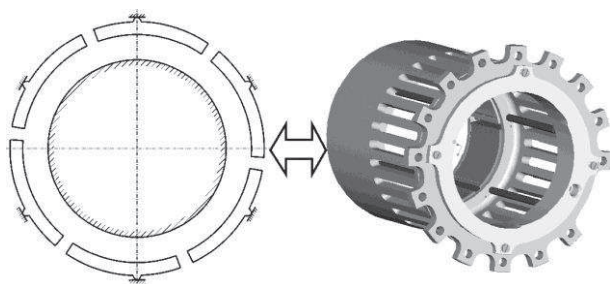
Одной из основных задач при создании расчетной схемы ГТУ является задача создания моделей подшипников для последующего расчета характеристик специализированного конечного элемента опоры и его учете в общей конечно-элементной модели ГТУ. В настоящей работе представлены модели для двух типов подшипников: полный подшипник (рисунок 5а) и подшипник с самоустанавливающимися колодками (рисунок 5б). В ГТУ (рисунок 3) опора ротора K1 – подшипник скольжения с шестью самоустанавливающимися колодками (рисунок 5в) и упругим элементом типа «беличье колесо», опора ротора K2 - подшипник скольжения с четырьмя самоустанавливающимися колодками (рисунок 5г), совмещенный с осевым подшипником. Для расчета нелинейных характеристик опор ГТУ применяется модель опоры с подшипником скольжения, которая включает в себя упругие и демпфирующие свойства масляного слоя, подшипника и опорного корпуса ротора [6].



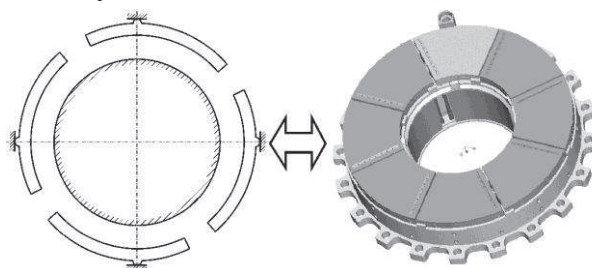
а) полный подшипник ($\Omega = \omega$)



б) подшипник с самоустанавливающимися колодками



в) подшипник К1



г) подшипник К2

Рисунок 5. Подшипники скольжения

Расчет характеристик смазки в радиальном подшипнике скольжения осуществляется при помощи уравнения Рейнольдса с учетом допущений, применимых для радиального подшипника скольжения. Учитывая граничные условия для вала вращающегося с угловой скоростью ω , уравнение Рейнольдса для радиального подшипника скольжения имеет следующий вид:

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial s} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta \left(\omega R \frac{\partial h}{\partial s} - 2e\omega \sin(s/R) \right), \quad (2)$$

где: $p(s, z)$ – давление в слое смазки; s – координатная ось, направленная вдоль одной из скользящих поверхностей в направлении относительного движения; z – направлена вдоль скользящей поверхности перпендикулярно относительному движению;

$h(s, z)$ – толщина смазочного; η – вязкость смазки, R – радиус вала.

Поперечное усилие Q ротора, действующее на радиальный подшипник, уравнивается несущей силой подшипника, создаваемой давлением в смазочном слое. В общем случае, функция h толщины слоя смазки вычисляется с учётом взаимных смещений вала и деталей подшипника как жёстких тел (h_{geom}) и деформаций рабочих поверхностей вала и деталей подшипника (h_{def}):

$$h(s, z, t) = h_{geom} + h_{def}. \quad (3)$$

В случае подшипника с самоустанавливающимися колодками для каждого смещения

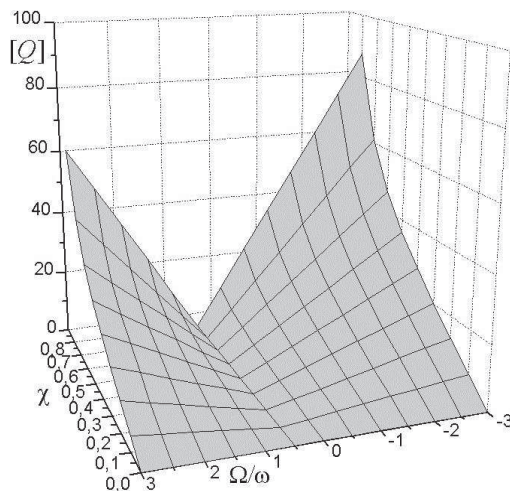
шейки вала в подшипнике определяется равновесное положение всех колодок и вклад изменения их положения в функцию толщины слоя смазки. Равновесное положение для каждой колодки определяется из условия равенства момента от давления смазки относительно опоры моменту трения в опоре. Если считать, что момент трения равен нулю, то равновесие находится из условия, что подъемная сила $[Q]$ проходит через опору колодки и момент давления смазки относительно этой опоры равен нулю (рисунок 5б). Для подшипников с податливыми антифрикционными покрытиями на рабочих поверхностях определяются радиальные деформации поверхностей скольжения при решении задачи упругого деформирования деталей подшипника методом конечных элементов и их вклад в функцию толщины слоя смазки. Алгоритмы расчета подшипника с учетом изменения положения колодок и деформаций рабочих поверхностей подшипника представлены в [6].

Уравнение (2) для давлений смазки решается методом конечных элементов. После применения метода взвешенных невязок, учёта стандартных граничных условий, применения технологии метода конечных элементов и аппроксимации давления и весовой функции с помощью треугольных конечных элементов, из (2) получаем нелинейную систему уравнений МКЭ:

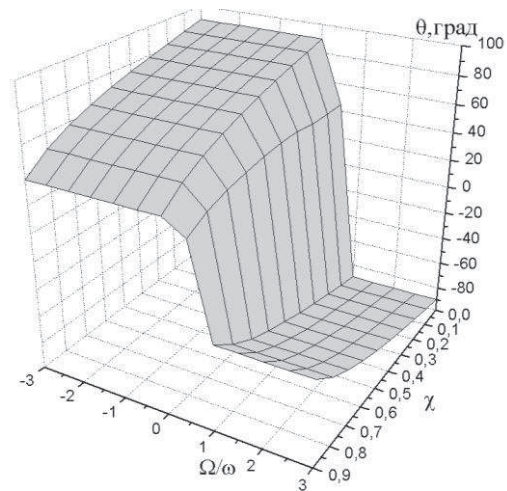
$$[K_f]\{p\} = \{Q_f\}, \quad (4)$$

где: $[K_f(h)]$ – матрица системы, коэффициенты которой для подшипника с податливыми и/или подвижными рабочими поверхностями зависят от распределения давления;
 $\{Q_f\}$ – вектор правой части с компонентами также зависящими от распределения давления.

Полученная система уравнений позволяет определить распределение давления в подшипнике с произвольно меняющейся толщиной смазочного слоя. Это позволяет вычислять упругие характеристики смазочной плёнки, гидродинамические силы и моменты в подшипнике в зависимости от текущих линейных и угловых перемещений вала. Жесткостные характеристики корпусных деталей ГТУ определяются в стандартном программном комплексе МКЭ при расчете отклика корпуса ГТУ на единичные воздействия в местах установки опор. В зависимости от конструкции корпуса для его моделирования используются оболочечные или объемные элементы.



а) подъемная сила



б) угол между подъемной силой и смещением в подшипнике

Рисунок 6. Характеристики полных подшипников

Расчеты жесткостных характеристик проводились для полных подшипников ГТУ с тяжелым ротором (рисунок 5а) при следующих параметрах: внешний радиус шейки вала – $R = 355$ мм; радиальный зазор – $\delta = 0.3$ мм; отношение длины подшипника к диаметру – $l/d = 0.88$; вязкость смазки – $\eta = 0.06$ Па·с; частота вращения вала – $n = 3600$ об/мин. Характери-

стики подшипников, описывающие зависимость подъемной силы $[Q]$ и ее направления θ в зависимости от относительного эксцентриситета χ и скорости прецессии вала Ω , представлены на рисунке 6.

Расчеты жесткостных характеристик проведены для подшипников ГТУ с шестью и четырьмя самоустанавливающимися колодками (рисунки 5в, 5г) и для аналогичных подшипников с неподвижными сегментами при следующих параметрах: внутренний радиус колодки – $R_p = 108.111$ мм; внешний радиус шейки вала – $R = 107.988$ мм; радиус опоры колодки – $R_j = 133$ мм; отношение длины подшипника к диаметру – $l/d = 0.45$; вязкость смазки – $\eta = 0.02$ Па·с; частота вращения вала – $n = 3000$ об/мин. Характеристики подшипников, описывающие зависимость подъемной силы $[Q]$ от направления эксцентриситета α для различных значений относительного эксцентриситета χ , представлены на рисунке 7.

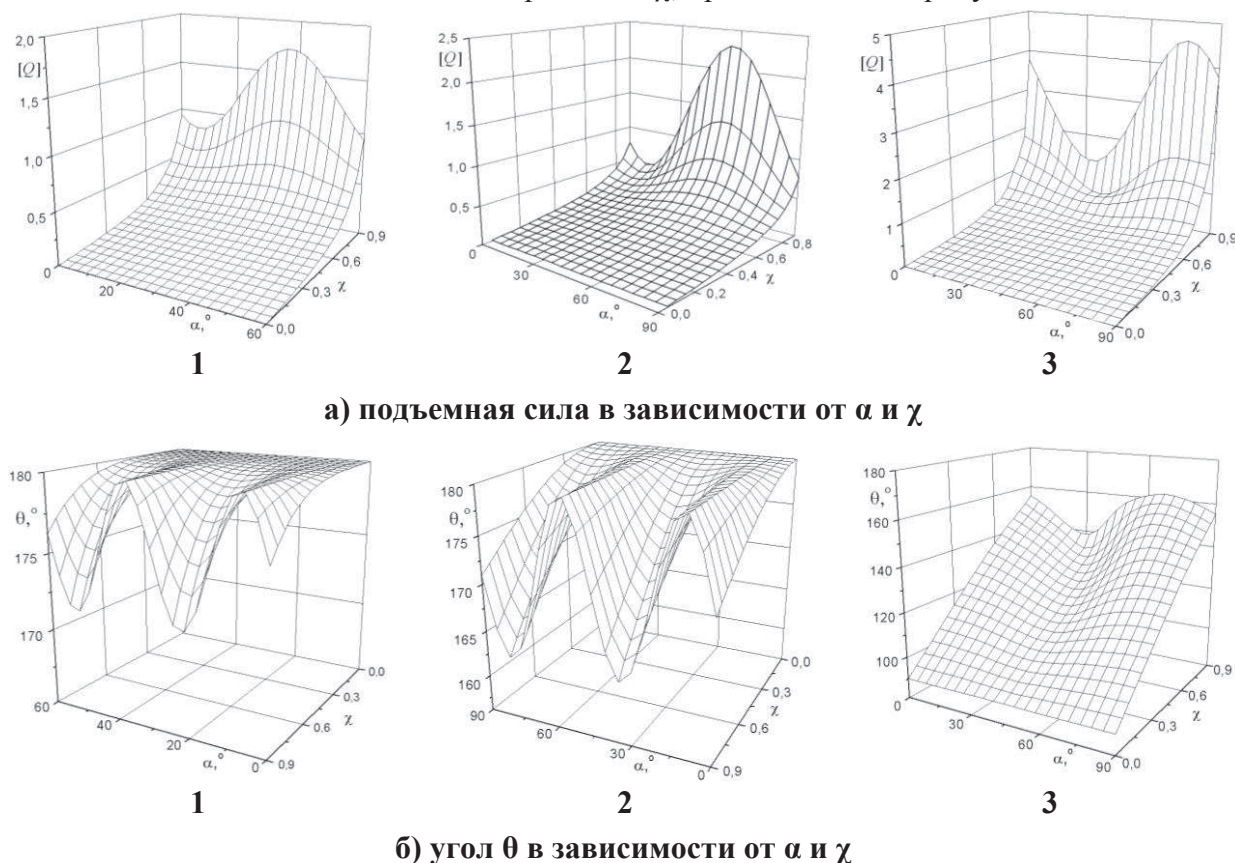


Рисунок 7. Характеристики подшипников: 1 - подшипник с шестью самоустанавливающимися колодками (К1), 2 - подшипник с четырьмя самоустанавливающимися колодками (К2), 3 – подшипник с четырьмя неподвижными сегментами

Для дальнейшего анализа динамического поведения ротора параметры жесткости и демпфирования представляются в виде аппроксимирующих зависимостей от относительного эксцентриситета χ и угла α . В модели опоры, учитываемой в уравнениях динамики ротора (1), используется метод последовательного включения упругих элементов в общую модель. Эти элементы моделируют упругие свойства слоя смазки, деталей подшипника и опорного корпуса ротора в ГТУ. Таким образом, вектор реакции опоры $\{R_{sup}^u\}$, действующей на ротор, связан с вектором перемещений вала $\{U_j\}$ следующим образом:

$$[K_{sup}]\{U_j\} = \{R_{sup}^u\} \quad (5)$$

где: $[K_{sup}] = ([K_b]^{-1} + [K_c]^{-1})^{-1}$ – специальная конечно-элементная матрица упругости опоры,

включённая в матрицу $[K_s]$;

$[K_b]$ - матрица упругости слоя смазки, учитывающая перемещения и податливость поверхностей скольжения; $[K_c]$ - матрица упругости корпуса опоры.

Модель опоры учитывается в уравнениях (1) при помощи специального конечного элемента, коэффициенты которого определяются в ходе вычислений из текущего положения ротора в подшипнике и скорости его вращения.

Отклик на сейсмическое воздействие

При моделировании сейсмического воздействия в качестве возбуждения на опорные узлы силовых рам задавались перемещения, изменяющиеся по гармоническому закону. Значения амплитуд перемещений, соответствующих той или иной частоте возбуждения, определялись на основе амплитуд ускорений (рисунок 1) по формуле:

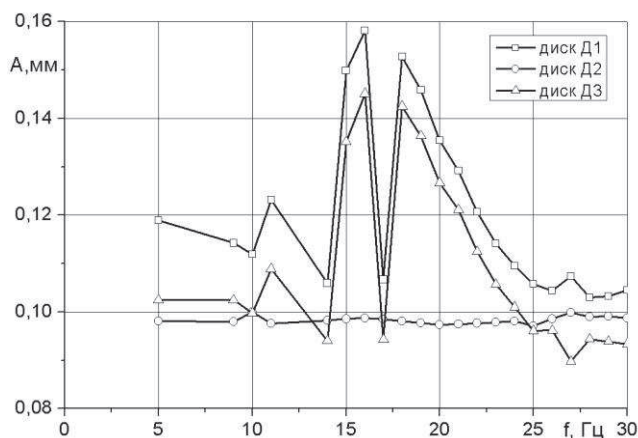
$$A_u(f) = A_a(f) / (2\pi f)^2, \quad (6)$$

где: A_u и A_a – амплитуды перемещений и ускорений соответственно, f – частота возбуждения.

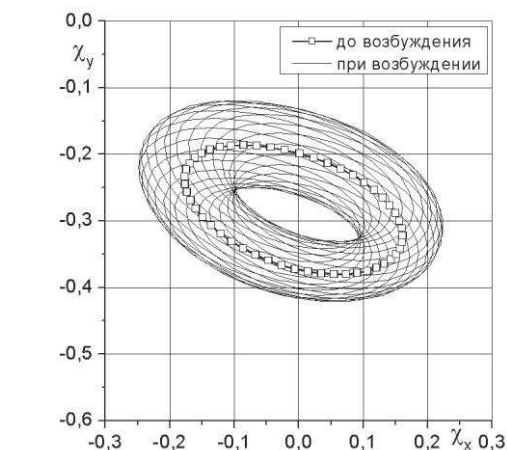
Гармоническое возбуждение основания задавалось в следующих направлениях: в вертикальном направлении; в горизонтальной плоскости – в направлениях вдоль оси ГТУ и перпендикулярно оси ГТУ. Амплитуды перемещений для воздействия в вертикальном направлении учитывались с коэффициентом 0.7 по сравнению с величинами в горизонтальной плоскости. Решение проводилось для всего диапазона частот возможного сейсмического воздействия (1 – 30 Гц) с шагом 1 Гц и для частот возбуждения равных собственным частотам ГТУ, если они присутствуют в диапазоне воздействия. В модели учитывалось конструкционное демпфирование, энергия рассеяния при котором принималась в соответствии с [1] в долях от амплитудного значения упругой энергии конструкции при колебаниях. При воздействии в вертикальном направлении расчетные перемещения и деформации деталей ГТУ меньше аналогичных при горизонтальном возбуждении, так как амплитуды перемещений основания пересчитывались с учетом коэффициента понижения 0.7. Поэтому при анализе результатов возбуждение ГТУ в вертикальном направлении не рассматривается.

Результаты расчета отклика ГТУ с гибким ротором (рисунок 2) на гармоническое возбуждении фундамента в поперечном и продольном направлении при учете гироскопических моментов роторов представлены на рисунке 8 для варианта опирания ротора в подшипники с колодками и на рисунке 9 для варианта опирания в сегментные подшипники. Пики перемещений для каждого вида возбуждения соответствуют собственным частотам конструкции. В качестве результатов получены орбиты вращения роторов в сечениях дисков и в подшипниках для всего рассматриваемого спектра частот гармонического воздействия. На рисунках 8а и 9а представлены максимальные относительные изменения зазоров в газодинамическом тракте силовой турбины в сечениях дисков (A , мм) с гибким ротором при гармоническом возбуждении в продольном направлении, а на рисунках 8в и 9в – при гармоническом возбуждении в поперечном направлении. Траектории движения вала в подшипнике скольжения до и после возбуждения в продольном направлении на собственной частоте ГТУ ($f = 18$ Гц) представлены на рисунках 8б и 9б. Аналогично траектории до и после возбуждения в поперечном направлении на собственной частоте ГТУ ($f = 16$ Гц) представлены для шейки вала в подшипнике на рисунках 8г и 9г. Результаты на рисунке 10 демонстрируют существенное влияние гироскопических моментов роторов и нелинейной жесткости подшипников скольжения на отклик ГТУ с гибким ротором на сейсмическое воздействие. Гироскопические моменты роторов определяют большие амплитуды относительных смещений ротора и корпуса при гармоническом возбуждении. При учете гироскопических моментов собственная частота ГТУ соответствующая угловым перемещениям дисков ротора разделяется на частоты прямой и обратной прецессии. Согласно полученным результатам (рисунок 10) нелинейные характеристики жесткости подшипников скольжения обеспечивают большие амплитуды перемещений по сравнению с жесткими опорами. При этом ГТУ с ротором в сегментных подшипни-

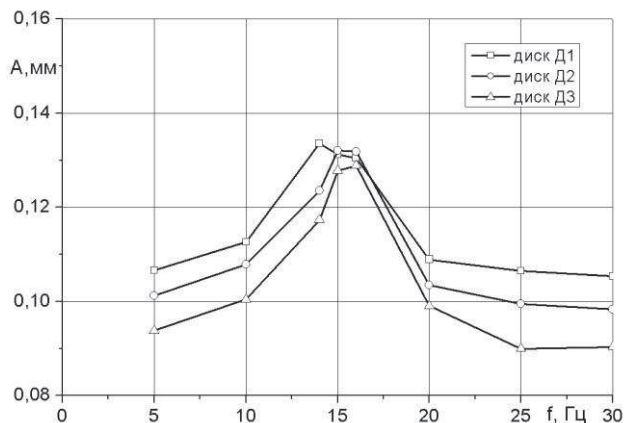
ках, который имеет большие значения коэффициентов перекрестных жесткостей по сравнению с подшипником с колодками, также демонстрирует и большие амплитуды смещений при гармоническом возбуждении.



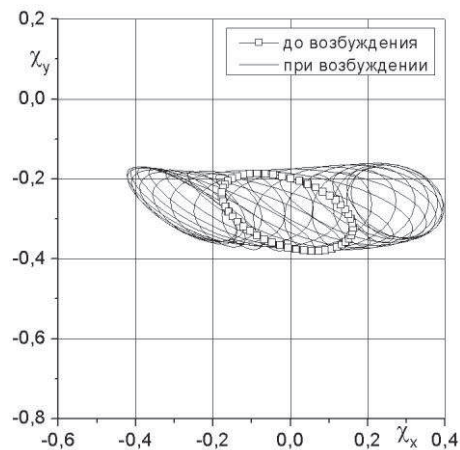
а) максимальное относительное изменение зазора при продольном возбуждении



б) орбиты вала в подшипнике К1 при частоте продольного возбуждения $f = 18$ Гц



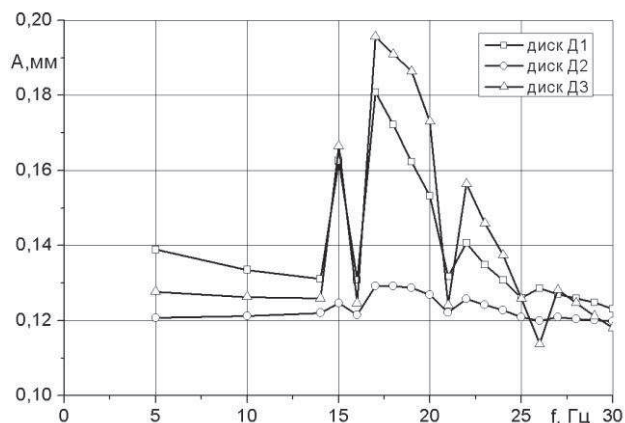
в) максимальное относительное изменение зазора при поперечном возбуждении



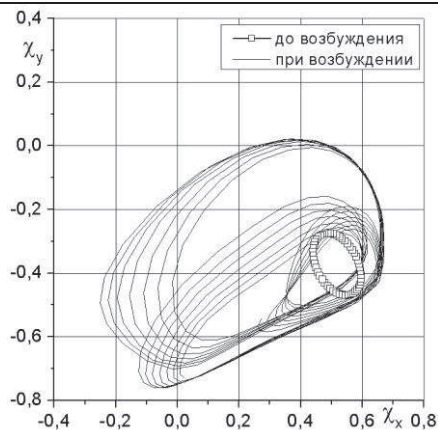
г) орбиты вала в подшипнике К1 при частоте поперечного возбуждения $f = 16$ Гц

Рисунок 8. Отклик на сейсмическое воздействие ГТУ с гибким ротором в подшипниках с колодками

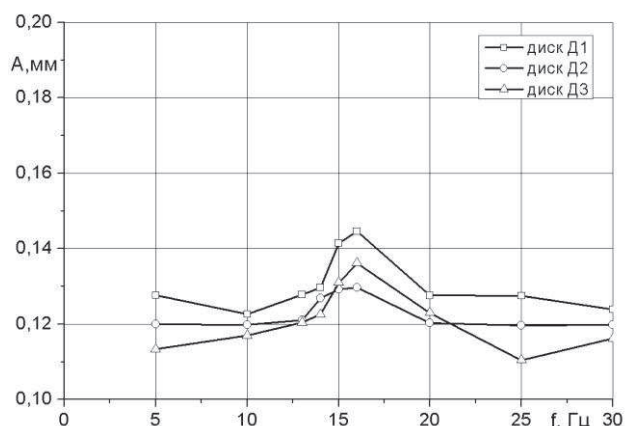
Результаты расчета отклика ГТУ с тяжелым жестким ротором (рисунок 3), опертым в полные подшипники, на гармоническое возбуждение фундамента в поперечном и продольном направлении представлены на рисунке 11. Пики перемещений для каждого вида возбуждения соответствуют собственным частотам конструкции. В качестве результатов получены орбиты вращения роторов в сечениях дисков и в подшипниках для всего рассматриваемого спектра частот гармонического воздействия. Результаты для максимальных относительных изменений зазоров в газодинамическом тракте в сечениях дисков (A , мм) ГТУ с тяжелым жестким ротором при гармоническом возбуждении в поперечном направлении представлены на рисунке 11а для диска газовой турбины и 11в для диска электрогенератора. При продольном возбуждении отсутствует отклик ГТУ на собственной частоте, относительные перемещения ротора и статора существенно меньше аналогичных для поперечного возбуждения и в настоящей работе не приведены. Траектории движения вала в подшипнике скольжения ПЗ до и после возбуждения на собственной частоте ГТУ ($f = 21$ Гц) представлены на рисунке 11б, а в подшипнике П4 – на рисунке 11г.



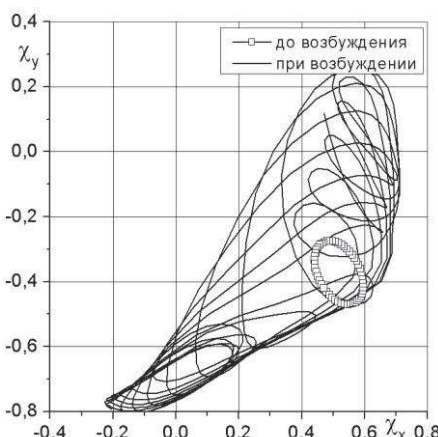
а) максимальное относительное изменение зазора при продольном возбуждении



б) орбиты вала в подшипнике К1 при частоте продольного возбуждения $f = 18 \text{ Гц}$

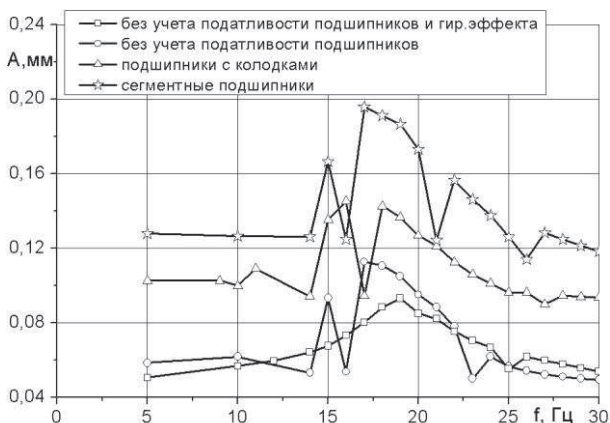


в) максимальное относительное изменение зазора при поперечном возбуждении

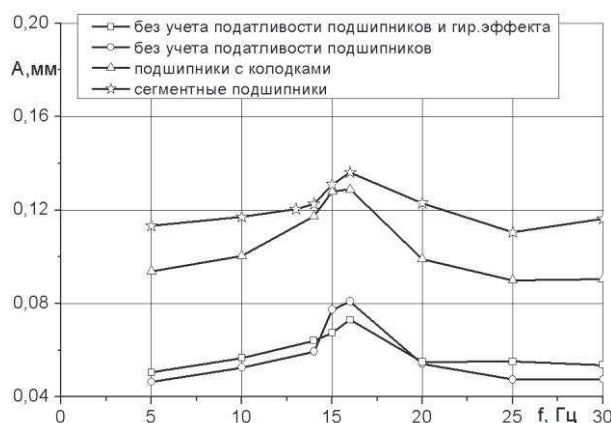


г) орбиты вала в подшипнике К1 при частоте поперечного возбуждения $f = 16 \text{ Гц}$

Рисунок 9. Отклик на сейсмическое воздействие ГТУ с гибким ротором в сегментных подшипниках

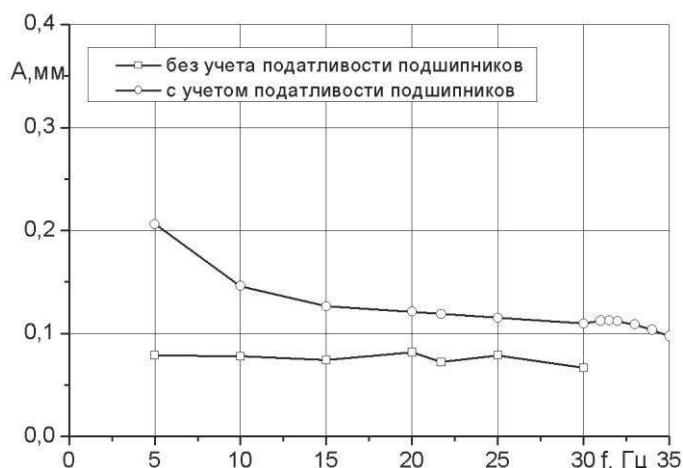


а) максимальное относительное изменение зазора при продольном возбуждении

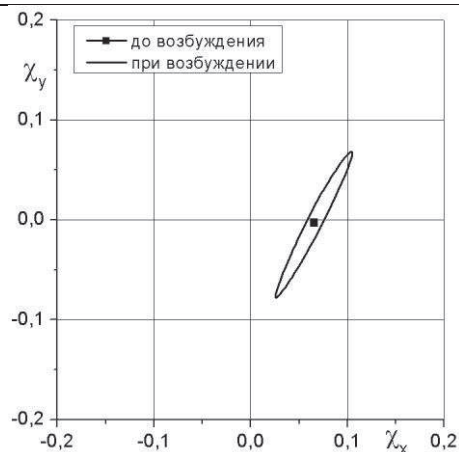


б) максимальное относительное изменение зазора при поперечном возбуждении

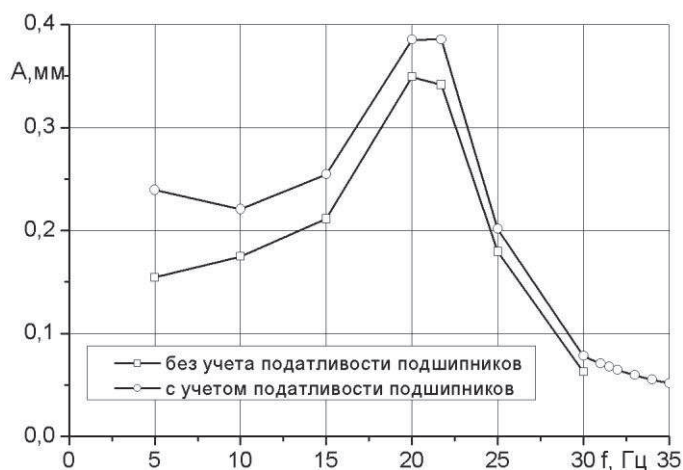
Рисунок 10. Максимальное относительное изменение зазора в сечении диска 3 при сейсмическом воздействии на ГТУ с гибким ротором



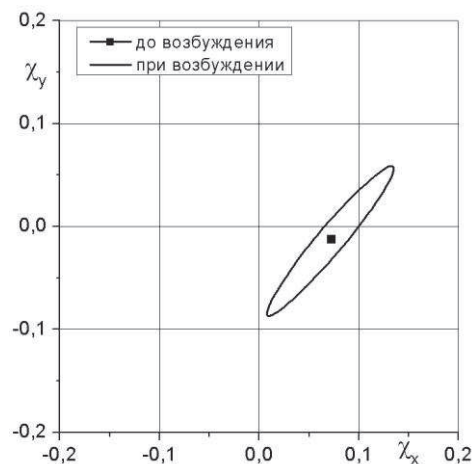
а) максимальное относительное изменение зазора в сечении диска газовой турбины при поперечном воздействии



б) орбиты вала в подшипнике ПЗ при частоте возбуждения $f = 21$ Гц



в) максимальное относительное изменение зазора в сечении диска электрогенератора при поперечном воздействии



г) орбиты вала в подшипнике П4 при частоте возбуждения $f = 21$ Гц

Рисунок 11. Отклик ГТУ с жестким ротором на сейсмическое воздействие

Заключение

Разработана методика исследования динамического поведения ротора ГТУ при сейсмическом воздействии с учетом гироскопических моментов деталей ротора и нелинейных характеристик подшипников скольжения. Произведена оценка влияния сейсмического воздействия на орбиты ротора в сечениях дисков и в подшипниках для гибкого и жесткого ротора и различных конструкций подшипников. Продемонстрировано, что гироскопические моменты роторов и нелинейные характеристики жесткости подшипников определяют отклик стационарной ГТУ на сейсмическое воздействие. Максимальные перемещения и деформации ГТУ возникают при возбуждении на частотах близких к собственным частотам конструкции. Для таких случаев в реальной конструкции могут быть найдены реакции в точках крепления ГТУ к фундаменту, а также силы и моменты, возникающие в критических точках конструкции и болтовых соединениях. В критических элементах, от которых зависит работоспособность газотурбинной установки, из-за влияния гироскопических моментов напряженно-деформированное состояние существенно изменяется. В первую очередь это касается опор силовой рамы и опор ротора. Так, например, для опор рамы возможны шестикратные пере-

грузки. В зонах концентрации напряжений конструкций опор ротора также наблюдается рост напряжений.

Определены величины радиальных смещений ротора в подшипниках и в местах крепления дисков, что позволило сделать выводы о работоспособности подшипников скольжения и кинетике зазоров в газодинамическом тракте. Проведена сравнительная оценка влияния сейсмического воздействия на орбиты роторов, опертых в подшипники скольжения с самоустанавливающимися колодками и сегментные подшипники скольжения. Так для 9-ти балльного землетрясения максимальное изменение зазора в газодинамическом тракте при возбуждении по одной частоте может составить первые десятые доли миллиметра. Однако, учитывая, что землетрясение представляет случайный процесс изменение зазора необходимо скорректировать, предполагая, что одновременно могут реализоваться несколько воздействий из спектра на различных частотах, что может привести к росту величины относительного смещения деталей ГТУ в газодинамическом тракте.

Для обеспечения прочности и работоспособности стационарной ГТУ при землетрясениях с большой магнитудой требуется разработка специальных конструктивных решений для обеспечения работоспособности установки. Наиболее существенное влияние может оказать обеспечение того, чтобы частоты собственных колебаний конструктивных элементов ГТУ находились вне частотного диапазона сейсмического воздействия.

Литература

1. ГОСТ 30546.1-98*: Общие требования к машинам, приборам и другим техническим изделиям и методы расчета их сложных конструкций в части сейсмостойкости. Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. ИПК Издательство стандартов, 2008.
2. Беляев В.Е., Петров Е.В., Темис Ю.М., Темис. М.Ю., Егоров А.М. Моделирование отклика стационарной газотурбинной установки на сейсмическое воздействие. «Теплоэнергетика». – 2005. № 11. С. 48-54.
3. Темис Ю.М., Темис. М.Ю., Егоров А.М., Беляев В.Е., Петров Е.В. Исследование динамики силовой турбины стационарной газотурбинной установки. «Конверсия в машиностроении». – 2007. № 3. С. 19-28.
4. V.E. Belyaev, E.V. Petrov, J.M. Temis, M.J. Temis, A.M. Egorov Dynamic Behavior of GTU Rotor-Bearings-Casing System. Proc. 4th Int. Symposium On Stability Control of Rotating Machinery. Calgary, Alberta, Canada, 27-30 August 2007.
5. Темис Ю.М., Темис. М.Ю., Егоров А.М. Исследование чувствительности колебаний ротора стационарной ГТУ на подшипниках скольжения к изменению основных параметров системы. «Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. № 1(15) т. 3. С. 139–147.
6. Temis J.M., Temis M.J. Contribution of Bearing Structure in Gas Turbine Power Unit Rotor Dynamics Proc. 3rd Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery, Cleveland, Ohio, USA pp. 570-581, 2005.