

УДК 534.01

**МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ ГИБКОГО РОТОРА
НА ЭЛЕКТРОМАГНИТНОМ ПОДВЕСЕ ПРИ СЕЙСМИЧЕСКИХ
ВОЗДЕЙСТВИЯХ С УЧЕТОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ
СО СТРАХОВОЧНЫМИ ПОДШИПНИКАМИ***

© 2015 г. **Митенков Ф.М., Овчинников В.Ф., Николаев М.Я.,
Кирюшина Е.В., Литвинов В.Н., Фадеева Е.В., Чистов А.С.**

*Научно-исследовательский институт механики
Нижегородского государственного университета им. Н.И. Лобачевского,
Нижний Новгород, Российская Федерация*

minick@mech.unn.ru

Поступила в редакцию 18.12.2014

Разработана компьютерная модель динамики сложного гибкого ротора на электромагнитном подвесе при сейсмических воздействиях с учетом взаимодействия со страховочными подшипниками. При моделировании динамики ротора используется метод разложения решения по формам собственных колебаний. Полная сила взаимодействия ротора со страховочными подшипниками определяется как сумма ортогональных составляющих: нормальной упругой и тангенциальной диссипативной. Работоспособность модели подтверждена результатами численных экспериментов, полученные результаты согласуются с известными данными по динамике роторов при взаимодействии с ограничителями.

Ключевые слова: модель, сейсмические воздействия, обратная прецессия ротора, страховочный подшипник, электромагнитный подшипник.

Введение

Объединяющий воедино несколько разнородных машин сложный гибкий ротор на электромагнитном подвесе в настоящее время находит применение в различных областях энергетики (атомная [1–4], ветроэнергетика [5, 6] и др.). Основанный на компьютерном моделировании анализ влияния сейсмических воздействий на динамику, а следовательно, и на работоспособность такого ротора является необходимым этапом при его проектировании. Поэтому представленная в [2, 5, 6] математическая модель динамики сложного гибкого ротора на электромагнитных подшипниках (ЭМП) в настоящей работе получила дальнейшее развитие с учетом сейсмических воздействий и возможного взаимодействия ротора со страховочными подшипниками.

* Выполнено при частичном финансировании Программой государственной поддержки ведущих научных школ РФ (грант НШ-593.2014.8), Минобрнауки РФ (соглашение от 27.08.2013 № 02.В.49.21.0003 между Минобрнауки РФ и ННГУ), РФФИ (грант 13-08-00785 а).

1. Математическая модель

Рассматривается гибкий неоднородный вертикально расположенный ротор, ось которого при центральном расположении ротора в ЭМП совпадает с осью Ox прямоугольной системы координат $Oxyz$, связанной со статором. Дискретная модель динамики ротора представляет собой систему обыкновенных дифференциальных уравнений относительно обобщенных координат, роль которых выполняют коэффициенты разложения функций поперечных перемещений ротора $U_y(x, t)$, $U_z(x, t)$ в направлениях осей Oy , Oz по формам собственных колебаний:

$$U_y = \sum_{k=1}^K a_k(t)U_k(x), \quad U_z = \sum_{k=1}^K b_k(t)U_k(x),$$

где K – количество форм собственных колебаний в аппроксимации решения; $U_k(x)$ – компоненты вектора форм собственных колебаний \mathbf{U} ; a_k, b_k – компоненты векторов обобщенных координат \mathbf{a}, \mathbf{b} .

В матричной форме уравнения динамики ротора в направлениях осей Oy , Oz аналогичны. Для направления Oy уравнения имеют вид:

$$m_0 \frac{d^2 \mathbf{a}}{dt^2} + m_0 \Omega_K \mathbf{a} = \mathbf{R}_a, \quad (1)$$

где $\Omega_K = \text{diag}(\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_K^2)$ – диагональная матрица порядка K , элементами которой являются квадраты собственных частот ротора; m_0 – масса ротора; \mathbf{R}_a – вектор обобщенных сил. Компоненты векторов обобщенных сил определяются стандартным образом [2, 7].

Для описания сейсмических воздействий на ротор предполагаем, что все узлы крепления статора совершают одинаковые движения (приближение жесткой платформы), которые характеризуются вектором ускорения

$$\mathbf{g}(t) = g_x(t)\mathbf{i} + g_y(t)\mathbf{j} + g_z(t)\mathbf{k}. \quad (2)$$

В этой записи $\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k}$ – единичные векторы неподвижной системы координат. В подвижной системе координат, связанной со статором и совершающей движение в соответствии с (2), на ротор будет действовать инерционная распределенная сила $\mathbf{q} = m(x)\mathbf{g}(t)$, за счет которой в уравнение динамики (1) войдет еще один вектор обобщенных сил

$$\mathbf{G}_a = g_y(t)\{G^k\}, \quad G^k = \int_0^l m(x)U_k(x)dx, \quad k = \overline{1, K}.$$

Здесь $m(x)$ – погонная масса ротора, l – длина ротора.

В конструкцию ротора на ЭМП входят страховочные (резервные) подшипники, которые предотвращают соударение ротора с конструктивными элементами статора (магнитами ЭМП, направляющими устройствами в турбине и компрессорах и т.д.) в аварийных режимах работы (например, при обесточивании ЭМП) и при интенсивных внешних воздействиях, к числу которых относятся и сейсмические. В связи с этим для адекватного моделирования динамики ротора при сейсмических воздействиях учет взаимодействия ротора с резервными подшипниками является необходимым. Модель резервного подшипника строится по аналогии с моделью кольцевой опоры трубопровода [8], но с учетом специфики, связанной с вращением ротора.

При анализе физических процессов, происходящих при контакте элемента ротора с резервным подшипником, предполагается, что длина зоны контакта по высоте ротора существенно меньше длины ротора. В этом случае длиной зоны контакта можно пренебречь и рассматривать контакт ротора с резервным подшипником на плоскости. Взаимное положение ротора и резервного подшипника представлено на схеме рис. 1а. Внешняя поверхность ротора характеризуется окружностью с радиусом R и центром в точке O . Начало системы координат Oyz совпадает с точкой O . Зона контакта резервного подшипника моделируется окружностью с радиусом R_0 и центром в точке S . Взаимное положение ротора и ограничителя в равновесном положении характеризуется координатами точки S . Схема взаимодействия ротора с резервным подшипником представлена на рис. 1б.

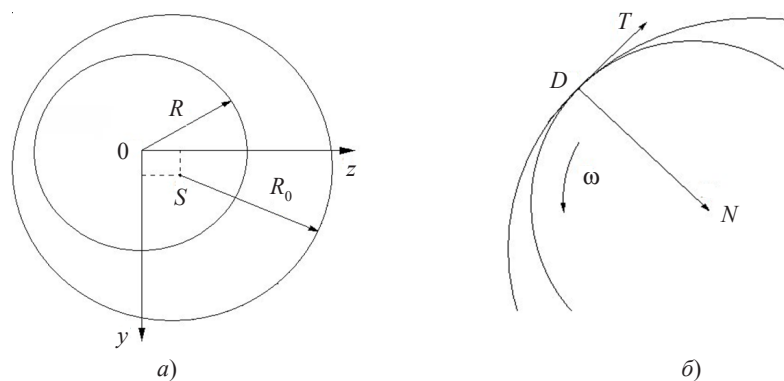


Рис. 1

При математическом описании процесса взаимодействия ротора с резервным подшипником предполагается, что линейный размер площади контакта существенно меньше длины окружности ротора, и это дает возможность использовать точечную модель контакта. В точке контакта D касательные к поверхности ротора и поверхности ограничителя совпадают. Используется упругая модель контакта. В точке D нормальная к поверхностям контакта сила взаимодействия N пропорциональна деформации d контактирующих элементов:

$$N = Cd. \quad (3)$$

Здесь C – жесткость контактного взаимодействия. Действующая на ротор нормальная сила N направлена от точки контакта к центру сечения ротора.

В точке контакта возникает также сила T , направленная по касательной к поверхностям контакта, величина которой пропорциональна силе нормального взаимодействия и коэффициенту трения скольжения μ :

$$T = \mu N. \quad (4)$$

Направление касательной силы T , действующей на ротор, противоположно направлению касательной составляющей скорости движения точки контакта ротора.

Обозначим через $\Delta_0 = R_0 - R$ максимальный зазор между ротором и резервным подшипником, который реализуется в случае совпадения центров ротора и резервного подшипника (точек O и S на рис. 1). Относительное положение указанных центров в исходном равновесном положении характеризуется вектором $\mathbf{S} = \overline{OS}$.

В системе координат Oyz положение центра ротора в процессе движения определяется вектором $\mathbf{u}(t)$, а положение центра резервного подшипника – вектором \mathbf{S} .

В этом случае взаимное положение центра резервного подшипника и центра ротора характеризуется вектором

$$\Delta = \mathbf{S} - \mathbf{u}(t). \quad (5)$$

Модуль этого вектора Δ равен текущему расстоянию между центром резервного подшипника и центром ротора. Очевидно, что при $\Delta < \Delta_0$ контакт между ротором и резервным подшипником отсутствует, в противном случае контакт реализуется и степень контактного взаимодействия будет характеризоваться взаимной деформацией ротора и резервного подшипника $d = \Delta - \Delta_0$.

Величина нормальной к поверхности контакта силы определяется выражением (3), а ее направление совпадает с направлением вектора (5). Таким образом, при $d > 0$ для нормальной силы контакта (векторная величина), действующей на ротор со стороны резервного подшипника, справедливо выражение:

$$\mathbf{N} = Cd\Delta/\Delta.$$

Величина действующей на ротор со стороны резервного подшипника касательной силы определяется выражением (4), а ее направление – направлением скорости проскальзывания ротора в точке контакта \mathbf{V}_T .

Скорость ротора $\mathbf{V}_p(t)$ в точке контакта состоит из двух составляющих, первая из которых характеризует переносное движение и равна скорости движения его центра $\mathbf{V}(t)$, а вторая – относительное движение, обусловленное вращением ротора относительно его оси с угловой скоростью ω :

$$\mathbf{V}_p(t) = \mathbf{V}(t) + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{R}, \quad \boldsymbol{\omega} = \omega \mathbf{i}, \quad \mathbf{R} = -R\Delta/\Delta. \quad (6)$$

В этой записи \mathbf{R} – радиус-вектор, соединяющий точку центра ротора с точкой контакта. Скорость проскальзывания \mathbf{V}_T направлена по касательной к ротору в точке контакта и в соответствии с (6) может быть записана так:

$$\alpha = \frac{\mathbf{V}_p(t) \cdot \Delta}{\Delta^2}, \quad \mathbf{V}_T(t) = \mathbf{V}_p(t) - \alpha \cdot \Delta = \mathbf{V}(t) + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{R} - \alpha \cdot \Delta. \quad (7)$$

С учетом выражений (3), (4) и (7) для касательной силы контакта можно записать:

$$\mathbf{T} = -\mu N \boldsymbol{\tau}, \quad \boldsymbol{\tau} = \mathbf{V}_T(t) / |\mathbf{V}_T(t)|.$$

Таким образом, получено выражение для силы, действующей на ротор в точке контакта с резервным подшипником:

$$\mathbf{F} = \mathbf{N} + \mathbf{T}, \quad F_y = N_y + T_y, \quad F_z = N_z + T_z. \quad (8)$$

Действующая на ротор сила (8) с точкой приложения в сечении с координатой $x = x_u$ в дискретной модели динамики ротора (1) учитывается вектором обобщенных сил:

$$\mathbf{F}_a = F_y \cdot \mathbf{U}_0^T, \quad \mathbf{F}_b = F_z \cdot \mathbf{U}_0^T, \quad \mathbf{U}_0 = (U_1(x_u), \dots, U_K(x_u)).$$

Выражения (3), (4) являются простейшими линейными зависимостями сил взаимодействия ротора со страховочными подшипниками от скоростей и деформаций контактирующих поверхностей. Использование более сложных нелинейных зависимостей для этих сил, например представленных в [9], в рамках рассмотренной методики не вызывает принципиальных трудностей.

Касательная составляющая контактной силы (8) создает тормозящий момент

$M_T = T \cdot R$ относительно оси вращения ротора. Угловая скорость вращения ротора подчиняется уравнению

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_B - M_C - M_T, \quad (9)$$

где I – момент инерции ротора относительно оси вращения, M_B – момент вращения, M_C – момент сопротивления.

Разработанная модель расчета динамики ротора на ЭМП при сейсмических воздействиях с учетом взаимодействия ротора со страховочными подшипниками, расположенными на неподвижном статоре, реализована в компьютерных кодах.

2. Результаты численных экспериментов

В качестве объекта численных исследований использовался сложный ротор на ЭМП экспериментального стенда ММР (масштабная модель ротора) [10]. Сложный ротор ММР представляет собой вертикальную конструкцию, образованную двумя гибкими роторами с упругой связью между ними. Каждый из гибких роторов поддерживается двумя радиальными и одним осевым электромагнитными подшипниками. Масса сложного ротора стенда ММР порядка 1000 кг, длина около 10 м. Радиусы страховочных подшипников радиальных ЭМП составляют от 40 до 50 мм, зазоры между ротором и статором во всех страховочных подшипниках одинаковые и равны 0,4 мм. В расчетных исследованиях моделировался режим вращения ротора на номинальной частоте, равной 73,3 Гц. При этом момент вращения M_B из уравнения (9) задавался постоянной величиной, соответствующей номинальной мощности моделируемой энергоустановки, а момент сопротивления (в компрессорах и в окружающей среде) M_C линейно увеличивался пропорционально частоте вращения. В качестве внешних сил, действующих на ротор, рассматривались сейсмические воздействия и силы инерции, обусловленные дисбалансом.

На рис. 2 приведены задающие сейсмические воздействия акселерограммы – проекции сейсмических ускорений на оси координат y (черная линия), z (красная линия) для землетрясения сейсмической интенсивности около 9 баллов по шкале MSK-64. Для задания сейсмического воздействия при землетрясениях, меньших 9 баллов, используется коэффициент пропорциональности, на который умножается вектор сейсмических ускорений.

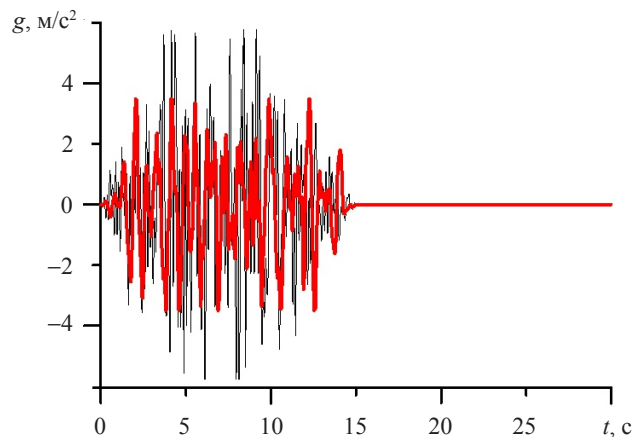


Рис. 2

Мерой дисбаланса выступает смещение центра масс ротора от оси вращения, дисбаланс – равномерный односторонний со смещением 0,01 мм.

Динамика ротора на ЭМП существенно зависит от характеристик системы управления электромагнитными силами ЭМП. В исследованиях использовался линейный алгоритм управления радиальными ЭМП: управляющий ток в обмотках ЭМП вычислялся с применением соотношения, задающего линейный закон изменения электромагнитной силы от горизонтальных перемещений и скоростей ротора [3].

При сейсмических нагрузках или разбалансировке ротора возможно возникновение различных динамических режимов взаимодействия ротора со страховочными подшипниками. Кратковременные контактные взаимодействия ротора со скольжением или хаотические соударения ротора со страховочными подшипниками (режим ударного скольжения) являются сравнительно безопасными для конструкции ротора и статора. Однако возможен недопустимый при эксплуатации ротора режим, в котором ось ротора начинает двигаться со значительной угловой скоростью (прецессировать) в сторону, противоположную вращению ротора, – так называемый режим обратной прецессии. В этом режиме на контактирующие поверхности действуют гигантские нагрузки, которые могут привести к разрушению конструкции.

Виды переходных движений с касанием ротором страховочных подшипников зависят от многих конструктивных и режимных параметров ротора на ЭМП. В статье [9] отмечено, что коэффициент трения скольжения является одним из параметров, существенно влияющих на возникающие динамические режимы. Ниже представлены примеры расчета динамики ротора при сейсмических воздействиях и показано влияние на динамику величины коэффициента трения скольжения μ .

На рис. 3, 4 приведены результаты расчетных исследований двух режимов динамики ротора на ЭМП при сейсмических воздействиях с коэффициентом пропорциональности 0,5 (сейсмическая интенсивность землетрясения около 8 баллов): коэффициент трения скольжения $\mu = 0,2$ (черные кривые) и $\mu = 0,3$ (зеленые кривые). Величина жесткости контактного взаимодействия постоянна и равна 10^{10} Н/м.

На рис. 3 приведены осциллограммы и траектории отклонений оси ротора для радиального ЭМП стенда ММР, а на рис. 4 – соответствующие осциллограммы изменения частоты вращения ротора f .

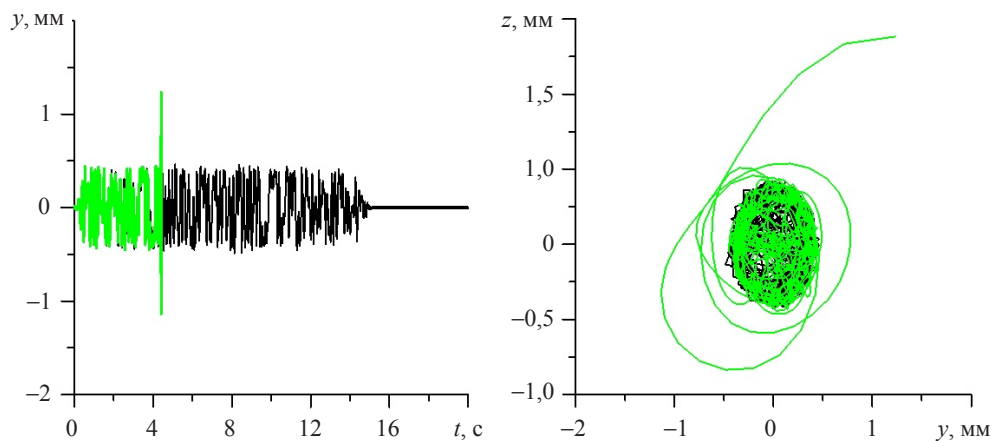


Рис. 3

Из графиков на рис. 3 видно, что при $\mu = 0,2$ обеспечивается устойчивое вращение ротора. После завершения переходного процесса, вызванного сейсмическим воздействием, ротор возвращается в номинальный режим вращения с амплитудами отклонения в ЭМП менее $0,1$ мм. В период действия сейсмических нагрузок наблюдается касание ротором страховочных подшипников во всех радиальных ЭМП, при этом реализуется режим ударного скольжения с хаотическими ударами ротора по страховочным подшипникам. Режим такого типа является неопасным для конструкции ротора с точки зрения величины нагрузок на контактирующие поверхности и вибраций. Вращение ротора вследствие трения о статор замедляется на величину не более $0,1$ Гц (рис. 4, черная кривая). После прекращения действия сейсмических возмущений частота вращения ротора увеличивается до номинальной величины $73,3$ Гц.

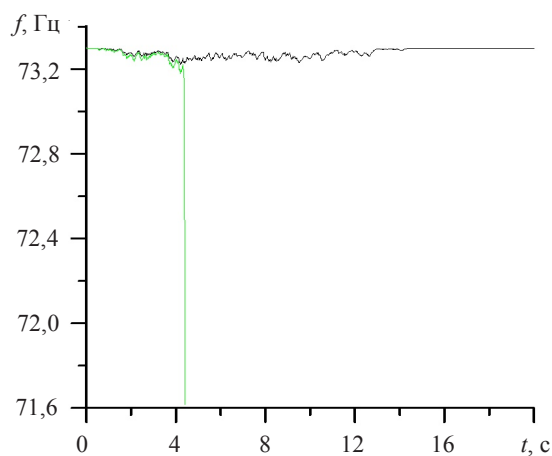


Рис. 4

При увеличении коэффициента трения скольжения до $0,3$ (рис. 3, 4, зеленые кривые) резко изменяется характер переходных движений. Через $4,5$ секунды после начала сейсмического воздействия (на рис. 2 в этот момент времени сейсмические ускорения достигают максимальных значений) имеет место существенный рост отклонений ротора. Возрастает сила трения, действующая на ротор в точке контакта в сторону, противоположную вращению ротора, вследствие чего возникает обратная прецессия ротора (на рис. 3 ротор вращается против часовой стрелки, а обратная прецессия наблюдается по часовой стрелке). Резко уменьшается частота вращения ротора (зеленая кривая на рис. 4), но увеличивается частота прецессии. В дальнейшем ротор выходит в режим прецессии с максимальной угловой скоростью оси ротора (режим обратной прецессии с обкаткой).

Полученные результаты согласуются с известными данными по динамике роторов при взаимодействии с ограничителями [9].

Выводы

Разработана компьютерная модель динамики сложного гибкого ротора на электромагнитном подвесе при сейсмических воздействиях с учетом взаимодействия со страховочными подшипниками. Работоспособность модели подтверждена численными экспериментами по расчету динамики сложного гибкого ротора на ЭМП экспериментального стенда.

Список литературы

1. Митенков Ф.М., Кодочигов Н.Г., Васяев А.В., Головки В.Ф., Пономарев-Степной Н.Н., Кухаркин Н.Е., Столяревский А.Я. Высокотемпературный газоохлаждаемый реактор – энергоисточник для промышленного производства водорода // Атомная энергия. 2004. Т. 97. Вып. 6. С. 432–446.
2. Овчинников В.Ф., Николаев М.Я., Кирюшина Е.В., Кирюшин А.А., Литвинов В.Н., Фадеева Е.В., Чистов А.С., Митенков Ф.М., Кодочигов Н.Г. Модель динамики гибкого неоднородного ротора на электромагнитных подшипниках // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2012. Вып. 4(1). С. 171–176.
3. Знышев В.В., Овчинников В.Ф., Николаев М.Я., Кирюшина Е.В., Литвинчук С.Ю. Алгоритм формирования заданной силы электромагнитных подшипников в системе управления электромагнитного подвеса ротора // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2010. № 5(1). С. 138–141.
4. Знышев В.В., Кирюшин А.А., Николаев М.Я., Овчинников В.Ф. Вопросы моделирования динамики ротора на электромагнитном подвесе на макетах // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2009. № 5. С. 137–141.
5. Митенков Ф.М., Овчинников В.Ф., Николаев М.Я., Кирюшина Е.В., Кирюшин А.А., Литвинов В.Н., Фадеева Е.В., Чистов А.С. Моделирование динамики вертикально-осевой ветроэнергетической установки на электромагнитном подвесе // Проблемы прочности и пластичности: Межвуз. сб. / Нижегород. ун-т, 2012. Вып. 74. С. 184–189.
6. Николаев М.Я., Литвинов В.Н., Кирюшин А.А., Овчинников В.Ф., Фадеева Е.В. Математическая модель ротора вертикально-осевой ветроэнергетической установки // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2011. Вып. 4(5). С. 2398–2400.
7. Гантмахер Ф.Р. Лекции по аналитической механике. М.: Наука, 1966. 300 с.
8. Бурмистров И.В., Козин А.В., Овчинников В.Ф., Панов В.А., Смирнов Л.В. Моделирование статических и динамических деформаций трубопроводных систем на опорах с нелинейными характеристиками // Проблемы прочности и пластичности: Межвуз. сб. / Нижегород. ун-т, 2009. Вып. 71. С. 95–103.
9. Нукифоров А.Н. Обобщенная математическая модель ротора Джеффкотта – Лавала с учетом его проскальзывания при контакте и несоосности со статором // Вестник научно-технического сотрудничества. 2012. №5(57). С. 41–56.
10. Drumov I.V., Kodochigov N.G., Belov S.E., Znamensky D.S., Baxi C.B., Telengator A., Razvi J. Studies of the electromagnetic suspension system for the GT-MHR turbo machine rotor model // Proceedings of HTR 2010. Prague, Czech Republic. October 18-20, 2010. №41. P. 1–7.

References

1. Mitenkov F.M., Kodochigov N.G., Vasyaev A.V., Golovko V.F., Ponomarev-Stepnoy N.N., Kukharkin N.E., Stolyarevskiy A.Ya. Vysokotemperaturnyy gazookhlazhdaemyy reaktor – energoistochnik dlya promyshlennogo proizvodstva vodoroda // Atomnaya energiya. 2004. T. 97. Vyp. 6. S. 432–446.
2. Ovchinnikov V.F., Nikolaev M.Ya., Kiryushina E.V., Kiryushin A.A., Litvinov V.N., Fadeeva E.V., Chistov A.S., Mitenkov F.M., Kodochigov N.G. Model' dinamiki gibkogo neodnorodnogo rotora na elektromagnitnykh podshipnikakh // Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N.I. Lobachevskogo. 2012. Vyp. 4(1). S. 171–176.
3. Znyshch V.V., Ovchinnikov V.F., Nikolaev M.Ya., Kiryushina E.V., Litvinchuk S.Yu. Algoritm formirovaniya zadannoy sily elektromagnitnykh podshipnikov v sisteme upravleniya elektromagnitnogo podvesa rotora // Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N.I. Lobachevskogo. 2010. № 5(1). S. 138–141.
4. Znyshch V.V., Kiryushin A.A., Nikolaev M.Ya., Ovchinnikov V.F. Voprosy modelirovaniya dinamiki rotora na elektromagnitnom podvese na maketakh // Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N.I. Lobachevskogo. 2009. № 5. S. 137–141.
5. Mitenkov F.M., Ovchinnikov V.F., Nikolaev M.Ya., Kiryushina E.V., Kiryushin A.A., Litvinov V.N., Fadeeva E.V., Chistov A.S. Modelirovanie dinamiki vertikal'no-osevoy vetroenergeticheskoy

koy ustanovki na elektromagnitnom podvese // Problemy prochnosti i plastichnosti: Mezhvuz. sb. / Nizhegorod. un-t, 2012. Vyp. 74. S. 184–189.

6. *Nikolaev M.Ya., Litvinov V.N., Kiryushin A.A., Ovchinnikov V.F., Fadeeva E.V.* Matematicheskaya model' rotora vertikal'no-osevoy vetroenergeticheskoy ustanovki // Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N.I. Lobachevskogo. 2011. Vyp. 4(5). S. 2398–2400.

7. *Gantmakher F.R.* Lektsii po analiticheskoy mekhanike. M.: Nauka, 1966. 300 s.

8. *Burmistrov I.V., Kozin A.V., Ovchinnikov V.F., Panov V.A., Smirnov L.V.* Modelirovanie staticheskikh i dinamicheskikh deformatsiy truboprovodnykh sistem na oporakh s nelineynymi kharakteristikami // Problemy prochnosti i plastichnosti: Mezhvuz. sb. / Nizhegorod. un-t, 2009. Vyp. 71. S. 95–103.

9. *Nikiforov A.N.* Obobshchennaya matematicheskaya model' rotora Dzheffkotta – Lavalya s uchetom ego proskal'zyvaniya pri kontakte i nesoosnosti so satorom // Vestnik nauchno-tekhnicheskogo sotrudnichestva. 2012. №5(57). S. 41–56.

10. *Drumov I.V., Kodochigov N.G., Belov S.E., Znamensky D.S., Baxi C.B., Telengator A., Razvi J.* Studies of the electromagnetic suspension system for the GT-MHR turbo machine rotor model // Proceedings of HTR 2010. Prague, Czech Republic. October 18-20, 2010. №41. P. 1–7.

A DYNAMIC MODEL OF A FLEXIBLE ELECTROMAGNETICALLY-SUSPENDED ROTOR UNDER SEISMIC EFFECTS, ACCOUNTING FOR THE INTERACTION WITH THE SAFETY BEARINGS

**Mitenkov F.M., Ovchinnikov V.F., Nikolayev M.Ya., Kiryushina E.V.,
Litvinov V.N., Fadeyeva E.V., Chistov A.S.**

A computer model has been developed for modeling the dynamics of a complex flexible electromagnetically-suspended rotor subjected to seismic effects, accounting for the interaction with the safety bearings. The method of eigenmode-decomposition of the solution is used for modeling the dynamics of the rotor. The total interaction force between the rotor and the safety bearings is determined as a sum of the orthogonal components of the normal elastic one and the tangential dissipative one. The effectiveness of the model is verified by the results of numerical experiments; the results obtained agree with the already available data on the dynamics of rotors when interacting with limiters.

Keywords: model, seismic effects, retrograde precession of the rotor, safety bearing, electromagnetic bearing.