

Ермолаев А.И., Плехов А.С., Титов Д.Ю., Чернов Е.А.

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

ОЦЕНКА МОЩНОСТИ ВИБРАЦИИ В ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ

В настоящей статье исследуются потоки механической мощности в электроприводе, подверженном вибровозмущениям. В работе рассмотрены две модели электропривода, установленного на жестком основании непосредственно и на виброизоляторах. Передача механической энергии в таких системах сопровождается возникновением вибрационных процессов механической и электромагнитной природы. Вязкоупругие элементы создают компенсационные силы, препятствующие отклонению системы от положения равновесия и существенно ослабляющие высокочастотные вибрации. Исследования проведены методами имитационного динамического моделирования и частотного анализа. В процессе моделирования получены значения линейных перемещений центра масс неуравновешенного ротора и радиальных составляющих сил, действующих на подшипники двигателя. При этом действие инерционной силы на электропривод, установленный на жестком основании, примерно в 1,5 раза больше, чем действие этой силы на систему, оснащенную магнитореологическими виброизоляторами. Оценка потоков механической мощности выполнена по спектру инерционной силы, действующей на подшипники. По полученным спектрограммам видно, что многие ярко выраженные гармоники подавляются действием диссипативных и упругих сил, создаваемых магнитореологическими виброизоляторами. Сравнение спектрограмм двух динамических систем электропривода показало, что система, оснащенная активными виброизоляторами, поглощает до 50% пульсационной механической энергии вибровозмущений электропривода, изымаемой из мощности линейных виброперемещений.

Ключевые слова: электропривод, вибрации, демпфирование, потоки механической мощности, математическое моделирование, динамическая модель электропривода, виброопоры, вязкоупругое основание.

ВВЕДЕНИЕ

Данная работа посвящена вопросу определения потоков механической мощности в приводном электромеханическом комплексе как на частоте вращения, так и на других гармониках, вызванных вибровозмущениями.

Механические паразитные потоки мощности вибровозмущений в приводе машин [1,2] могут возникать из-за несовершенства конструкции, модуляции момента на валопроводе переменной нагрузкой рабочей машины. Наиболее распространенные конструктивные дефекты в электроприводе обусловлены такими факторами, как статический и динамический эксцентриситет вала ротора, износ и люфт подшипников, распушение пакетов активной стали статора [3-5]. Пульсации механической природы, главным образом, лежат в диапазоне от 0,1 до 100 Гц.

Роторы электродвигателей переменного тока при вращении испытывают пульсации крутящего момента, которые создаются зубцовыми гармониками, периодическими электромагнитными силами, вызванными магнитным насыщением зубцовой зоны ротора, несинусоидальными искажениями токов питающей сети или на выходе преобразователя частоты. Наиболее выраженные пульсации момента электромагнитной природы лежат в диапазоне от 10 Гц до 10 кГц [3, 6]. Спектрограммы некоторых типовых групп двигателей приведены на **рис. 1**.

На **рис. 1** кривая 1 соответствует крупным электрическим двигателям (1000 об/мин), кривая 2 – электрическим машинам средней и малой мощности (1500 об/мин), кривая 3 – электрическим машинам средней и малой мощности (3000 об/мин), кривая 4 – крупным турбогенераторам (3000 об/мин), кривая 5 – высокочастотным индуктивным генераторам (3000 об/мин).

При воздействии переменных нагрузок разрушение одного из элементов электрической машины или электропривода (статорной и роторной обмоток, подшипников, соединительных муфт, передач, элементов крепления и т.д.) может возникнуть под действием напряжений, изменений свойств конструкционных материалов в сторону меньших пределов прочности и текучести [7]. Неуравновешенность вала ротора или электропривода приводит к повышенному износу подшипников, причем наибольшему воздействию подвергаются те подшипники, которые находятся ближе всего к неуравновешенному участку. Около 1,3% парка электродвигателей ежегодно отправляется в капитальный ремонт из-за разрушения обмоток статора или подшипников, вызванного повышенными вибрациями различной природы [8]. Известна эмпирическая формула, в которой срок службы подшипника обратно пропорционален кубу амплитуды вибрации [9].

При наличии вибрации в системе электропривода помимо момента сопротивления двигателю приходится преодолевать момент, вызванный неуравновешенностью ротора (валопровода). При этом вибрация всегда снижает полезную мощность. Наибольшие потери вырабатываемой мощности, вызванные вибрационными процессами, наблюдаются в агрегатах с турбогенераторами, в которых эти потери могут достигать нескольких процентов [10].

Известно, что устранение вибрационных процессов в приводных комплексах – задача не новая. В [11] предлагается использовать для гашения линейных колебаний гидравлические опоры. В [12] предлагается подавлять пульсации крутящего момента посредством добавления на управляющий вход специального компенсационного возмущения к питающему напряжению.

Полезная механическая мощность электропривода полностью используется для получения нужного вида движения, создаваемого исполнительным механизмом.

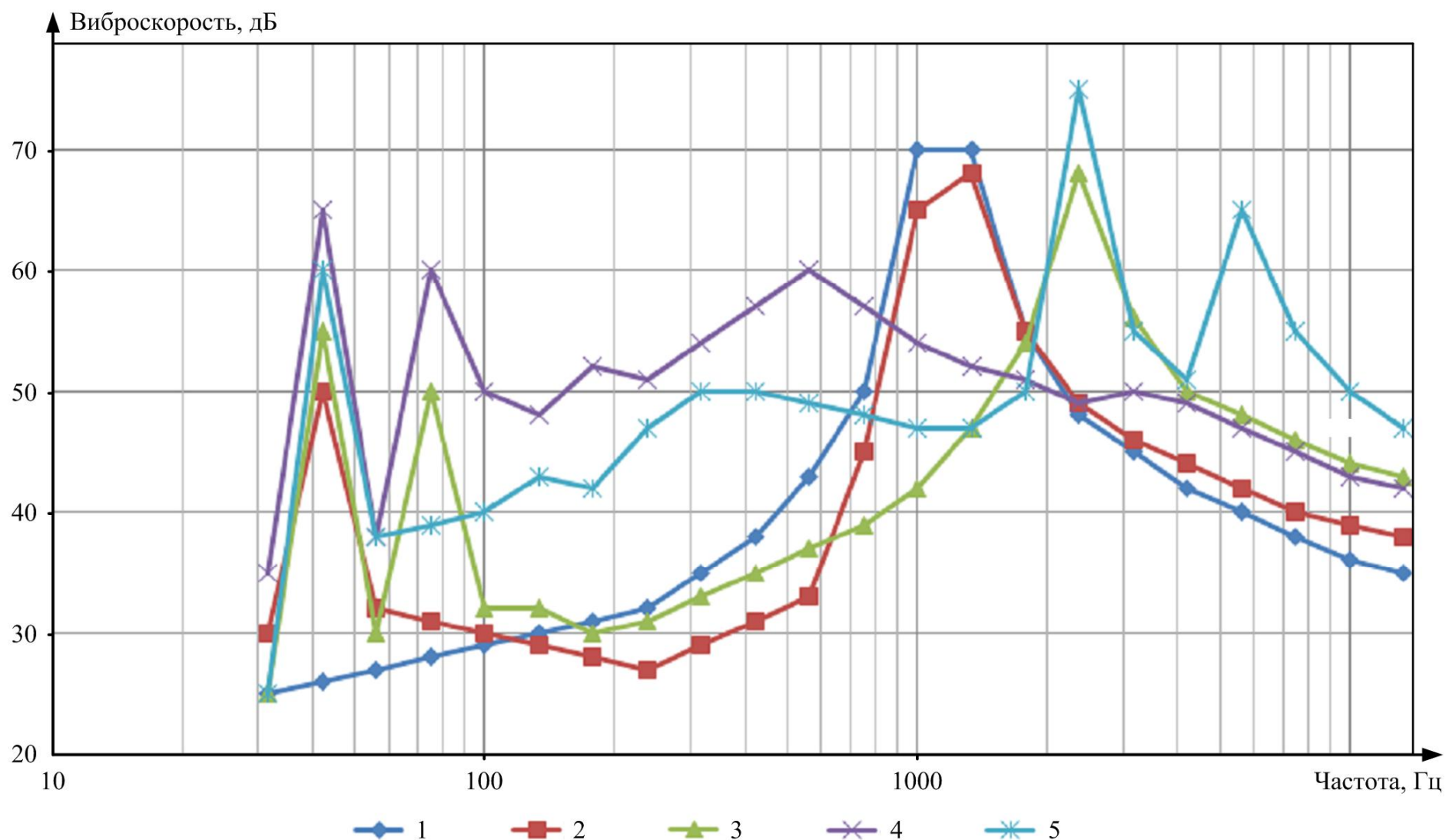


Рис. 1. Спектральные плотности некоторых типов двигателей разной мощности и конструктивного исполнения

Все прочие потоки механической мощности в электроприводе создают дополнительную нагрузку на его элементы. С одной стороны, эту нагрузку необходимо оценить при проектировании электромеханического комплекса для обеспечения его надежной работы. С другой стороны, посредством использования известных виброгасящих устройств целесообразно снизить интенсивность реактивных потоков мощности в приводном электромеханическом комплексе.

ОЦЕНКА ПОТОКОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Физическая модель электропривода, расположенного на неподвижном основании, представлена на рис. 2.

В общем случае система электропривода силового агрегата представляет собой механически соединенные электродвигатель, валопровод и исполнительный механизм (например, насос или компрессор).

Если сумма проекций на оси координат сил и моментов, действующих в электроприводе в каждый момент времени равна нулю, то такой привод считается уравновешенным (рис. 2). Динамическое равновесие ротора, вращающегося вокруг своей оси, определяется системой уравнений:

$$\begin{cases} F = \sum_{i=1}^n F_i = \sum_{i=1}^n m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} = 0; \\ M = \sum_{i=1}^m M_i = \sum_{i=1}^m J_i \frac{d^2 \varphi_i}{dt^2} = \sum_{i=1}^m m_i r_i \frac{d^2 \varphi_i}{dt^2} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где F – совокупная сила, действующая на ротор; F_i – i -я составляющая совокупной силы, действующей на ротор; m_i – масса i -го элемента ротора; y_i – перемещение центра масс элемента ротора относительно положения

равновесия; M – совокупный момент сил ротора; M_i – составляющая момента силы, действующей на ротор; J_i – момент инерции i -го элемента ротора; φ_i – угловое перемещение ротора; r_i – расстояние от центра масс элемента до оси вращения ротора.

В действительности невозможно добиться абсолютной уравновешенности ротора двигателя, поэтому на этапе конструирования двигателя допускается эксцентриситет вала ротора в пределах допустимых значений. Наличие неуравновешенности в роторе нарушает первое условие системы (1). Наличие переменных нагрузок, сил трения при вращении и пульсаций питающего напряжения приводит к нарушению второго условия системы (1). В общем случае неуравновешенный ротор двигателя генерирует под действием центробежных сил вынуждающую силу, действующую на основание, и пульсирующий момент:

$$\begin{cases} F = F_r \sin(\omega t + \varphi) \neq 0; \\ M = M_r \sin(\omega t + \varphi) \neq 0. \end{cases} \quad (2)$$

В системе (2) первое выражение характеризует статический дебаланс ротора, а второе – его динамический дебаланс. На рис. 3 представлена физическая модель электропривода с неуравновешенным ротором с обозначением действующих сил и моментов.

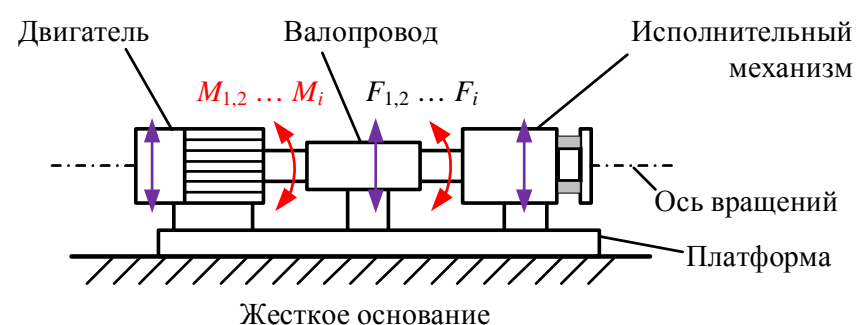


Рис. 2. Физическая модель уравновешенного электропривода

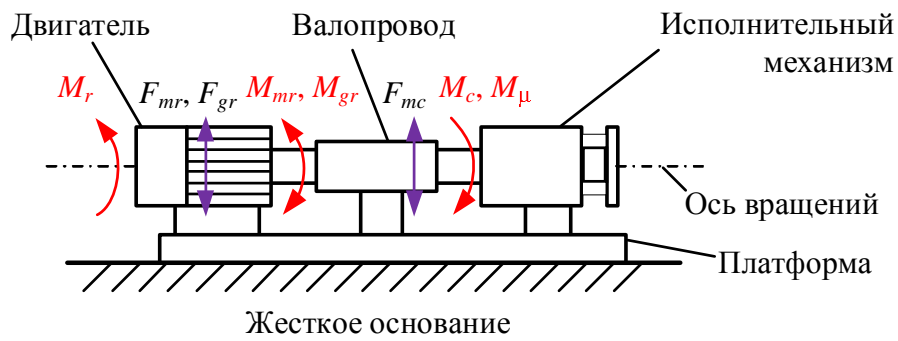


Рис. 3. Физическая модель неуравновешенного электропривода, расположенного на жестком основании

На рис. 3 показаны следующие силы и моменты: F_{mr} – инерционная сила центра масс ротора, связанного с приводом; F_{mc} – колебания инерционной силы, связанные с эксцентриситетом вала ротора; F_{gr} – инерционная сила, действующая на ротор с валопроводом; M_c – момент сопротивления валопровода и нагрузки; M_r – крутящий момент двигателя; M_μ – сила трения, возникающая при вращении; M_{mr} , M_{gr} – колебания момента, связанные с эксцентриситетом вала (инерционная и гравитационная составляющие).

При составлении системы дифференциальных уравнений для модели, приведенной на рис. 3, введены обобщенные координаты: угол поворота ротора – φ и вертикальные перемещения центра масс ротора – y [13]. По теореме о движении центров масс дифференциальные уравнения сил, действующих на ротор, можно представить следующим образом:

$$\begin{cases} (m + m_r) \frac{dV_r}{dt} = (m + m_r) g; \\ J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_r - m_r r \frac{d^2 y}{dt^2} \sin \varphi - m_r g r \sin \varphi, \end{cases} \quad (3)$$

где m – масса платформы с электроприводом; m_r – масса ротора; V_r – линейная скорость центра масс ротора; g – ускорение свободного падения; J – момент инерции ротора; M_r – момент, создаваемый статорной обмоткой; r – радиус эксцентриситета вала ротора (расстояние от центра масс до оси вращения).

Член V_r / dt в системе (3) предстает как сумма ускорения центра масс и гармонических колебательных движений на некоторой частоте вибровозмущения. Главный вектор сил инерции при этом представляет собой сумму касательной и нормальной составляющих и находится по формуле [14]

$$F_c = m_r \frac{dV_r}{dt} = m_r a^t \sin \varphi + m_r a^n \cos \varphi, \quad (4)$$

где F_c – проекция инерционной силы, вызванной вращением неуравновешенного ротора; a^t и a^n – соответственно тангенциальное и центростремительное ускорение центра масс неуравновешенного ротора. Как известно из [14], эти ускорения находятся по формулам:

$$\begin{cases} a^t = \frac{d^2 \varphi}{dt^2} r; \\ a^n = \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 r. \end{cases} \quad (5)$$

Подставляя (4) и (5) в (3), уравнения движения ротора двигателя (см. рис. 3) могут быть записаны в следующем виде:

$$\begin{cases} m_n \frac{d^2 y}{dt^2} - m_r r \left(\frac{d^2 \varphi}{dt^2} \sin \varphi + \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \cos \varphi \right) = m_n g; \\ J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_r - m_r r \frac{d^2 y}{dt^2} \sin \varphi - m_r g r \sin \varphi, \end{cases} \quad (6)$$

где $m_n = m + m_r$.

На рис. 4 представлена физическая модель электропривода на вязкоупругом основании. На рис. 4 показаны следующие проекции сил во фронтальной и горизонтальной плоскостях: F_m – инерционная сила, действующая на платформу с установленным приводом; F_μ , F_C – демпфирующая и упругая силы, возникающие в вязкоупругом основании при колебаниях системы; F_g – инерционная сила, действующая на платформу с приводом; F_{mz} , F_{mcz} , F_{mrz} – проекции сил инерции платформы, эксцентриситета и ротора соответственно на горизонтальную плоскость (направление их действия показано соответствующим символом).

Вязкоупругие элементы (рис. 4) создают компенсационные силы, препятствующие отклонению системы от положения равновесия и существенно ослабляющие высокочастотные вибрации. В качестве таковых могут быть использованы и виброизоляторы, преобразующие энергию колебаний в тепло и смягчающие действие вибраций за счет сил упругости. В качестве универсального виброзащитного элемента могут быть использованы активные магнитореологические демпферы, управляемые магнитным полем. Для вязкоупругого основания определены приведенный коэффициент жесткости C и коэффициент демпфирования μ [15, 16]. На основании второго закона Ньютона можно записать:

$$\begin{cases} m_n \frac{d^2 y}{dt^2} - m_r r \left(\frac{d^2 \varphi}{dt^2} \sin \varphi + \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \cos \varphi \right) = \\ = -\mu \frac{dy}{dt} - Cy + m_n g; \\ m_n \frac{d^2 z}{dt^2} - m_r r \left(\frac{d^2 \varphi}{dt^2} \cos \varphi - \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \sin \varphi \right) = \\ = -\mu_z \frac{dz}{dt} - C_z z; \\ J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_r - \mu_{rot} \frac{d\varphi}{dt} - m_r r \frac{d^2 y}{dt^2} \sin \varphi - \\ - m_r g r \sin \varphi, \end{cases} \quad (7)$$

где μ_{rot} – коэффициент вязкого трения в подшипниках; y , z – соответственно вертикальные и горизонтальные линейные перемещения центра масс ротора относительно жесткого основания.

Система уравнений (7) описывает периодические изменения сил и моментов относительно положений равновесия колебательной системы (см. рис. 4).

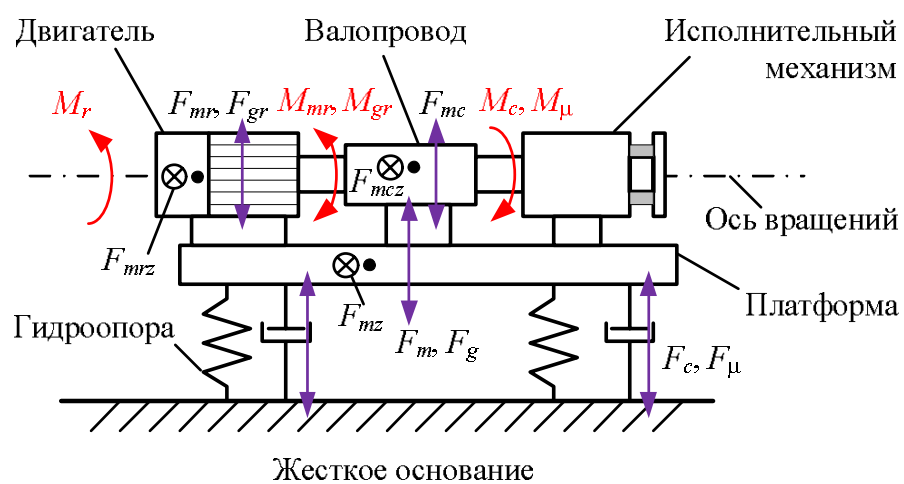


Рис. 4. Физическая модель электропривода, расположенного на вязкоупругом основании

Первое уравнение представляет собой закон движения валопровода относительно неподвижной системы отсчета вдоль вертикальной оси y . Второе выражение описывает закон движения неуравновешенного валопровода в направлении, перпендикулярном фронтальной плоскости. Третье выражение представляет собой закон вращательного движения неуравновешенного валопровода вокруг оси вращения x .

Мощность движения ротора распределяется на потоки полезной мощности P_{rot} , пульсационной мощности Q_{rot} и мощность линейных возмущений Q_{lin} . Если в механическую систему электропривода включить вязкоупругое основание, тогда в уравнении потоков мощности появляется дополнительная компонента Q_{hm} , характеризующая рассеяние энергии колебаний в магнитореологических виброгасителях:

$$\Sigma S = P_{rot} + Q_{rot} + Q_{jin} + Q_{hm}. \quad (8)$$

Возникновение дополнительных слагаемых в выражении (8) обозначает уменьшение неактивных составляющих мощности благодаря тому, что энергия, поглощаемая виброгасителями, отнимается из энергии вынужденных колебаний неуравновешенного ротора.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ

Имитационное моделирование механических колебательных процессов в системе электропривода выполняется с целью проведения оценки изменения ве-

личин составляющих потоков механической мощности в зависимости от изменения коэффициентов демпфирования и жесткости опор, а также определения возникающих при этом усилий.

В качестве среды моделирования динамических процессов в неуравновешенном приводе была выбрана опция *SimMechanics*, входящая в пакет *Matlab*. Программа предназначена для исследования законов движения в механических системах и возникающих силовых воздействий между ее элементами. Модель, разработанная в этой среде, представляет собой совокупность тел, взаимодействующих между собой через соединительные связи (степени свободы, вязкоупругие элементы, жесткие соединения и т.д.). Входными и выходными данными для модели являются силы и перемещения, снимаемые с определенных звеньев модели. Важным достоинством модели *SimMechanics* является возможность интеграции в нее общих блоков *Simulink* и возможность работы со стандартными средствами *Matlab*.

На основании системы уравнений (7) для физической модели системы электропривода, расположенного на вязкоупругом основании (см. **рис. 4**), была построена имитационная модель, представленная на **рис. 5**.

Данная модель учитывает потоки механической мощности как от вибрирующей платформы с расположенным на ней электроприводом по направлению к магнитореологическим гасителям, так и обратные воздействия вязкоупругих сил. Модель учитывает действие составляющих сил, направленных перпендикулярно фронтальной плоскости (см. **рис. 4**), однако предметом исследования выбраны лишь перемещения, силы и моменты, входящие в 1-е и 3-е выражения системы (7). За основу был взят двигатель переменного тока EG4501-4 (аналоги ДАЗО4-85/49-4У1, А4 400У4М) мощностью 630 кВт с частотой вращения 1485 об/мин, КПД – 94,5, используемый для мощных дробилок и промышленных компрессоров.

Принцип работы системы управления магнитореологическим трансформатором изложен в [17].

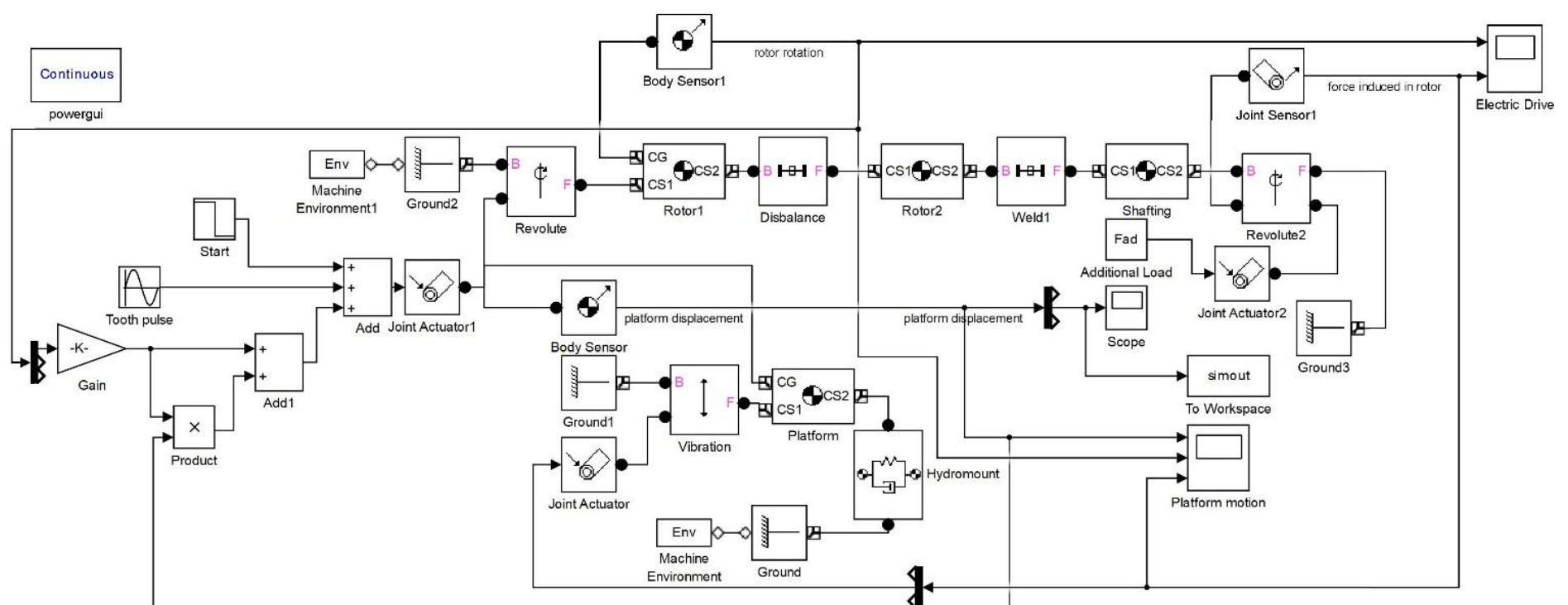


Рис. 5. Программная модель динамической системы электропривода, расположенного на вязкоупругом основании

Поскольку реальные твердотельные конструкции всегда обладают упругими и диссипативными свойствами, физическая модель электропривода, размещенного на жестком основании (см. **рис. 3**), также может быть описана системой уравнений (7). При этом параметры C и μ будут представлять собой приведенные коэффициенты жесткости C_0 и демпфирования μ_0 упругой системы электропривода, учитывающие вязкоупругие свойства конструктивных элементов приводного комплекса. Таким образом, для сравнения динамических свойств первой (на жестком основании) и второй (на вязкоупругом основании) физических моделей для общей программной модели были выбраны разные исходные данные: для модели №1 (жесткое основание) $C_0 = 10^4$ Н/мм, $\mu_0 = 1$ Н·с/м, а для модели №2 (с использованием виброизоляторов) $C_0 = 100$ Н/мм, $\mu_0 = 10$ Н·с/м.

В **табл. 1** занесены общие для обеих моделей исходные данные.

Тензор инерции вала представляет собой трехмерную квадратную матрицу:

$$J = \begin{pmatrix} 0,775 & 0 & 0 \\ 0 & 0,74 & 0 \\ 0 & 0 & 0,74 \end{pmatrix}. \quad (9)$$

Программные модели динамической системы и системы управления связаны между собой через аналитически заданные переменные. За управляемое изменение параметров C и μ отвечает блок регулирования, представленный на **рис. 6**.

Таблица 1

Исходные данные для модели

| Физическая величина | Значение |
|---|----------------------|
| Масса электропривода на платформе m , кг | 200 |
| Масса валопровода m_r , кг | 70 |
| Крутящий момент двигателя M , Н·м | 4000 |
| Частота вращения вала n , об/мин | 1500 |
| Момент инерции дебаланса вала J , кг·м ² | $22,6 \cdot 10^{-3}$ |
| Длина несбалансированного участка l , м | 0,6 |
| Радиальный изгиб вала Δr , мм | 4,7 |
| Тензор инерции вала, кг·м ² | 9 |

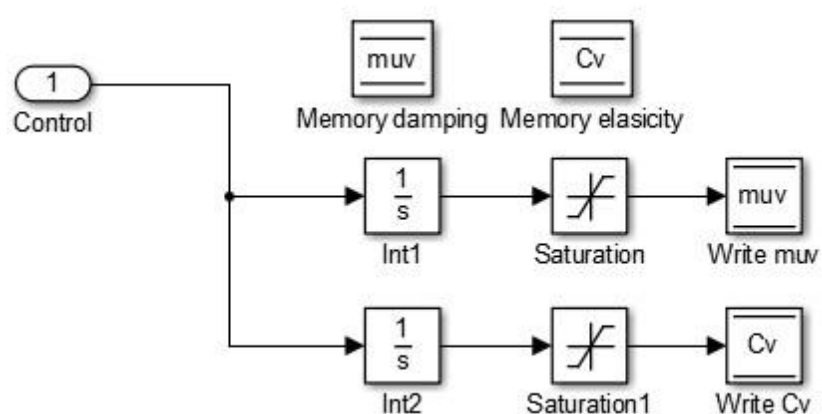


Рис. 6. Блок варьирования коэффициентов жесткости C и вязкости μ магнито-реологического виброгасителя

ОБРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА

В процессе моделирования были получены диаграммы виброперемещений неуравновешенного ротора относительно неподвижного основания и линейных составляющих сил, действующих на подшипники двигателя.

Получен спектр инерционной силы, действующей на подшипники. Из сравнения спектрограмм, изображенных на **рис. 7** и **8**, очевидно, что многие ярко выраженные субгармоники были подавлены действием диссипативных и упругих сил, создаваемых магнито-реологическими демпферами.

При этом действие инерционной силы на элементы электропривода, установленного на жестком основании, примерно в 1,5 раза больше, чем действие этой силы на систему, оснащенную магнито-реологическими виброгасителями.

Оценка потоков механической мощности может быть выполнена с использованием формулы (8). Для этого нужно получить сигнал виброперемещений электропривода по отношению к неподвижному основанию, на котором расположена динамическая система. Этот сигнал может быть представлен в виде временной диаграммы. Диаграммы виброперемещений неуравновешенного вала ротора в радиальном (вертикальном) направлении, полученные в ходе программного моделирования, приведены на **рис. 9** и **10**.

Уровни колебаний силы и момента на валу ротора были измерены посредством виброизмерительной аппаратуры («МС-201», «Октава», «Вибран») и представлены в виде диаграммы вибросигнала. Для представления этого сигнала в спектральной форме можно применить один из способов Фурье-преобразования. Поскольку вибрация носит характер вынужденных колебаний, следовательно, зная амплитуду каждой i -й гармоники вибросигнала, можно численно определить ее мощность:

$$P_i = \frac{1}{2} A_i^2 \mu f_i^2, \quad (10)$$

где f_i – частота исследуемой гармоники; μ – коэффициент демпфирования в подшипниках; A_i – амплитуда исследуемой гармоники.

Суммируя мощности наиболее выраженных гармоник, можно численно определить значения каждой составляющей потока механической мощности:

$$P = \sum_{i=1}^k P_i. \quad (11)$$

Мощность, поглощаемая опорами, определяется по формуле

$$Q_{hm} = \frac{\mu}{2mf} P. \quad (12)$$

Полученные значения составляющих потоков мощности приведены в **табл. 2**.

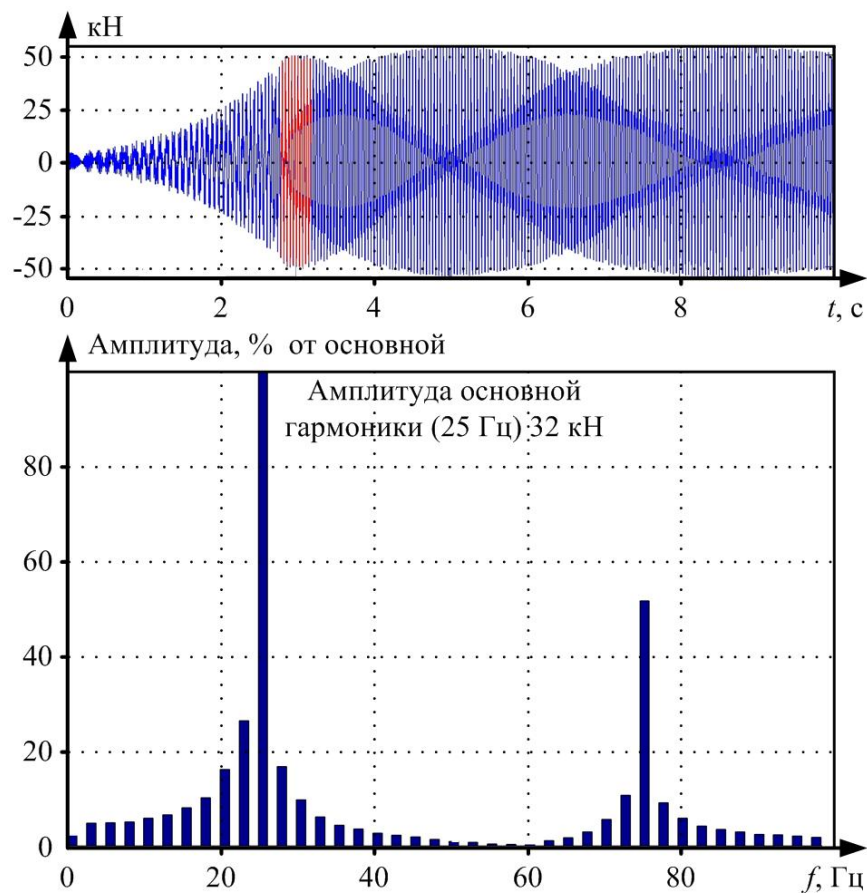


Рис. 7. Диаграмма и спектр инерционной силы, действующей на подшипники двигателя, в динамической системе электропривода, установленного на неподвижном основании

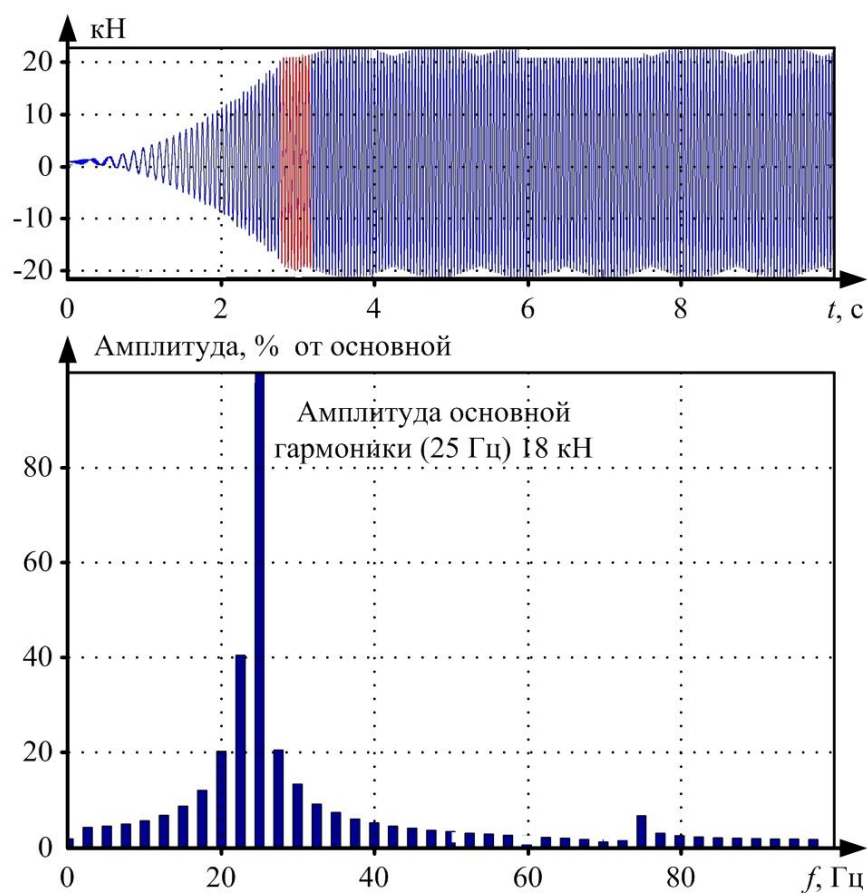


Рис. 8. Диаграмма и спектр инерционной силы, действующей на подшипники двигателя, в динамической системе электропривода, установленного на вязкоупругом основании

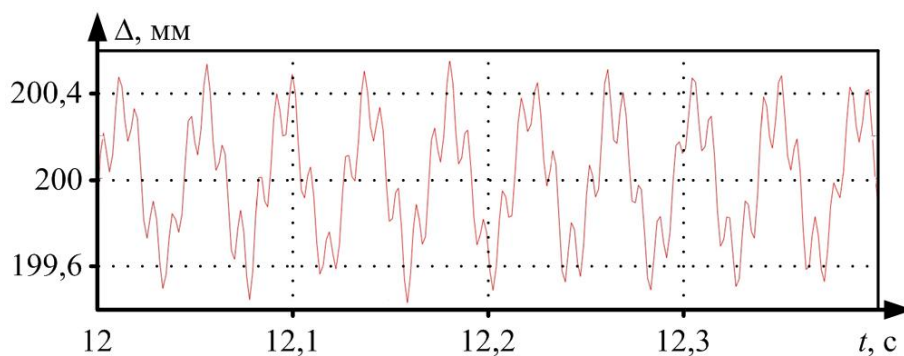


Рис. 9. Диаграмма перемещения валопровода относительно неподвижной системы отсчета в системе электропривода, установленной на неподвижном основании

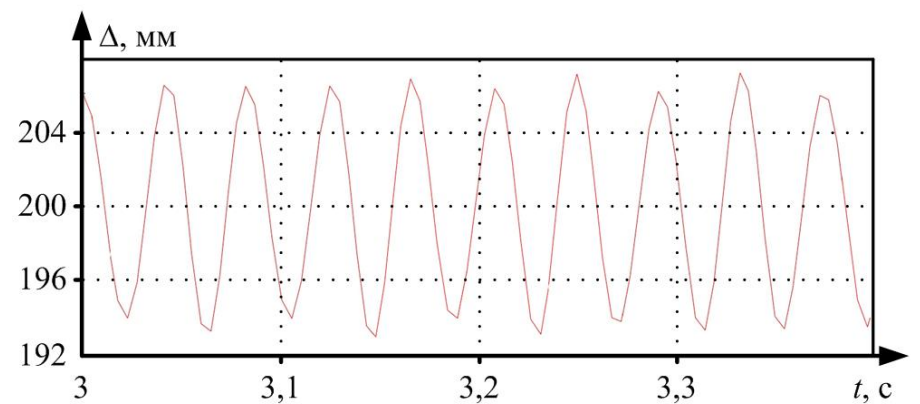


Рис. 10. Диаграмма перемещения валопровода относительно неподвижной системы отсчета в системе электропривода, установленной на вязкоупругом основании

Таблица 2

Значения составляющих механической мощности, кВт

| Составляющая механической мощности | Модель 1 | Модель 2 |
|---|----------|----------|
| Полезная мощность P_{rot} | 590 | 595 |
| Мощность линейных перемещений Q_{lin} | 14 | 7 |
| Мощность пульсаций крутящего момента Q_{rot} | 23 | 15 |
| Мощность, рассеиваемая диссипативными силами Q_{hm} | 1 | 11 |

При проверке полученных результатов суммарные значения механических мощностей каждой из динамических моделей электропривода совпали как между собой, так и со значением номинальной мощности двигателя:

$$P_n = M 2\pi f = 628,3 \text{ кВт};$$

$$\Sigma S_1 = P_{rot} + Q_{lin} + Q_{rot} + Q_{hm} = 628 \text{ кВт};$$

$$\Sigma S_2 = P_{rot} + Q_{lin} + Q_{rot} + Q_{hm} = 628 \text{ кВт}.$$

Следует отметить, что обеспечение эффективной работы магнитореологических виброгасителей требует наличия внешнего источника энергии. Поскольку каждый электромагнит магнитореологического трансформатора имеет активное сопротивление $R_{hm} = 420 \text{ Ом}$, то требуемая дополнительная мощность равна:

$$P_{MRT} = 4 \cdot 420 \cdot 0,2^2 \approx 70 \text{ Вт}.$$

Электрическая мощность, потребляемая виброзащитной системой, почти в 80 раз меньше значения сэкономленной полезной мощности электродвигателя, полученного в результате имитационного моделирования.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей статье были рассмотрены две динамические модели системы электрического привода: с установкой компонентов системы на виброизоляторы и без них. Передача механической энергии в таких системах сопровождается возникновением вибрационных процессов механической и электромагнитной природы.

Построенная имитационная модель позволяет исследовать динамические процессы в электроприводе, закрепленном на единой платформе с виброзащитной системой с управляемыми параметрами. Из полученных диаграмм следует, что благодаря применению виброизоляторов совокупная сила, действующая на подшипники двигателя, уменьшается приблизительно в 1,5 раза.

Суммы потоков механической мощности обеих динамических моделей электропривода соответствуют расчетному значению активной мощности двигателя $P_n = 628$ кВт.

Сравнение спектрограмм двух динамических систем электропривода показало, что система, оснащенная активными виброгасителями, поглощает до 50% потоков пульсационной механической энергии электропривода, преимущественно изымаемой из мощности линейных виброперемещений.

Представленные результаты научно-исследовательской работы получены в рамках гранта Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых российских ученых (МК-590.2018.8).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Герасимов В.Г. Электротехнический справочник: в 4 т. Т.2. Электротехнические изделия и устройства. М.: Изд-во МЭИ, 2003. 518 с.
2. Петров А.П. Раздаточные коробки передач. Курган: Курганский государственный университет, 2014. 40 с.
3. Барков А.В., Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации. СПб.: СПбГМТУ, 2004. 156 с.
4. Obaid R.R., Habelter T.G., Stack J.R. Stator current analysis for bearing damage detection in induction motors // The 4th IEEE International symposium on diagnostics for electrical machines, power electronics and drives. 2003. P. 182-187.
5. Коробейников А.Б., Сарваров А.С. Анализ существующих методов диагностирования электродвигателей и перспективы их развития // Электротехнические системы и комплексы. 2015. № 1(26). С. 4-9.
6. Шубов И.Г. Шум и вибрация электрических машин. Л.: Энергоатомиздат, 1986. 208 с.
7. Pachurin G.V. Life of Plastically Deformed Corrosion. Resistant Steel // Russian Engineering Research. 2012. Vol. 32. № 9-10. P. 661-664.
8. Методика диагностики и идентификации неисправностей обмоток асинхронного двигателя в режиме его функционирования / Мугалимов Р.Г., Мугалимова А.Р., Калугин Ю.А., Одинцов К.Э. // Электротехнические системы и комплексы. 2018. № 3(40). С. 70-78
9. Свешников Б.П. Выбор и расчет подшипников качения: учеб. пособие. Пермь: Перм. гос. техн. ун-т, 1994. 65 с.
10. Миндрин В.И., Пачурин Г.В., Ребрушкин М.Н. Магнитная вибрация и снижение отрицательных последствий технической вибрации энергетических машин // Современные наукоемкие технологии. 2015. № 1. С. 47-50.
11. Устранение гистерезисных эффектов в ферромагнитных сердечниках электромеханических преобразователей гидравлических виброопор / Гордеев Б.А., Осмехин А.Н., Охулков С.Н., Плехов А.С. // Вестник ИГЭУ. 2013. №5. С. 64-68.
12. Tingsu S., Hattori S., Ishida M., Hori, T. Suppression control method for torque vibration of AC motor utilizing repetitive controller with Fourier transform // IEEE Transactions on Industry Applications. 2002. Vol. 38, Is. 5. P. 1316-1325.
13. Методы и устройства ослабления вибрации электромеханических комплексов: монография / Охулков С.Н., Плехов А.С., Титов Д.Ю., Шевырёв Ю.В. Н. Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева, 2016. 254 с.
14. Андронов В.В. Теоретическая механика. Ч. 2. Динамика: учеб. пособие. М.: МГУЛ, 2003. 128 с.
15. Ermolaev A.I., Okhulkov S.N., Plekhov A.S., Titov D.Y. Semiconductor converter for field magnets of hydromounts with a magnetorheological transformer // International Conference on Power, Instrumentation, Control and Computing. 2015. P. 1-3.
16. Guo S., Yang S., Pan C. Dynamic modeling of magnetorheological damper behaviors // Journal of Intelligent Material Systems and Structures. 2006. Vol. 17. Iss. 1. P. 3-14.
17. Ermolaev A.I., Plekhov A.S., Titov D.Y., Anuchin A.S., Vagapov Yu. Adaptive control of magnetorheological fluid damper // Universities Power Engineering Conference. 2017. P. 202-207.

Поступила в редакцию 25 декабря 2018 г.

INFORMATION IN ENGLISH

VIBRATION POWER ESTIMATION IN ELECTRIC DRIVE

Artem I. Ermolaev

Postgraduate Student, Institute of Electric Power Engineering, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, Nizhny Novgorod, Russia. E-mail: acidwolfvx@rambler.ru.

Aleksandr S. Plekhov

Ph.D. (Engineering), Associate Professor, Institute of Electric Power Engineering, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, Nizhny Novgorod, Russia. E-mail: aplehov@mail.ru.

Dmitriy Yu. Titov

Ph.D. (Engineering), Associate Professor, Institute of Electric Power Engineering, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, Nizhny Novgorod, Russia. E-mail: d.titov@nntu.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7320-984X>.

Evgeniy A. Chernov

Ph.D. (Engineering), Professor, Institute of Electric Power Engineering, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, Nizhny Novgorod, Russia. E-mail: evgenij.chernov.41@list.ru

This article considers the flow of mechanical power in the electric drive under the condition of vibration disturbances. The paper discusses two electric models mounted on a rigid base and shock absorbers. The transfer of mechanical energy in such systems causes oscillation as mechanical and electromagnetic

nature. Viscoelastic elements create countervailing force preventing deviation from the equilibrium position of the system and substantially attenuating high frequency vibrations. Studies were conducted using the methods of simulation dynamic modeling and frequency analysis. The values of linear

displacements of the center of mass of the unbalanced rotor and the radial components of the forces acting on the engine bearings are obtained as a result of modeling. The action of the inertial force on the motor mounted on the rigid base is approximately 1.5 times greater than the effect of this force on the system equipped with magnetorheological shock absorbers. The estimation of mechanical power fluxes is made according to the spectrum of inertial force acting on the bearings. Spectrograms show that many pronounced harmonics are suppressed by the action of dissipative and elastic forces created by magnetorheological shock absorbers. The comparison of the spectrograms of the two dynamic systems showed that the system with active shock absorbers absorbs up to 50% of pulsating mechanical energy of vibration perturbations of the electric drive.

Keywords: electric drive, vibrations, damping, mechanical power flows, mathematical modeling, dynamic model of electric drive, vibration supports, viscoelastic base.

REFERENCES

1. Gerasimov V.G. *Elektrotekhnicheskiy spravochnik: v 4 t. T.2. Elektrotekhnicheskiye izdeliya i ustroystva* [Electrotechnical reference: in 4 vol. Vol.2. Electrical products and devices] Moscow: Publisher MEI, 2003, 518 p. (In Russian).
2. Petrov A.P. *Razdatochnyye korobki peredach* [Transfer gear boxes]. Kurgan: KSU, 2014, 40 p. (In Russian).
3. Barkov A.V., Barkova N.A. *Vibratsionnaya diagnostika mashin i oborudovaniya* [Vibration diagnostics of machines and equipment]. St. Petersburg: SPbGMTU, 2004, 156 p. (In Russian).
4. Obaid R.R., Habelter T.G., Stack J.R. Stator current analysis for bearing damage detection in induction motors. *The 4th IEEE International symposium on diagnostics for electrical machines, power electronics and drives*, 2003, pp. 182-187.
5. Korobeinikov A.B., Sarvarov A.S. Analysis of Existing Methods for Diagnostics of Electric Motors and Perspectives of Their Development. *Elektrotekhnicheskie sistemy i komplekсы* [Electrotechnical Systems and Complexes], 2015, no. 1(26), pp. 4-9. (In Russian).
6. Shubov I.G. *Shum i vibratsiya elektricheskikh mashin* [Noise and vibration of electric machines]. Leningrad: Energoatomizdat, 1986, 208 p. (In Russian).
7. Pachurin G.V. Life of Plastically Deformed Corrosion. Resistant Steel. *Russian Engineering Research*, 2012, vol. 32(9), pp. 661-664.
8. Mugalimov R.G., Mugalimova A.R., Kalugin Yu.A., Odintsov K.E. Method of Inductions Motor Malfunction Diagnostics and Identification During Operation. *Elektrotekhnicheskie sistemy i komplekсы* [Electrotechnical Systems and Complexes], 2018, no. 3(40), pp. 70-78. (In Russian).
9. Sveshnikov B.P. *Vybor i raschet podshipnikov kacheniya* [Selection and calculation of rolling bearings]. Perm: PNRPU, 1994. 65 p. (In Russian).
10. Mindrin V.I., Pachurin G.V., Rebrushkin M.N. Magnetic vibration and reduce the negative consequences of technical vibration power machines. *Sovremennyye naukoymkiye tekhnologii* [Modern high technologies], 2015, no.1, pp. 47-50. (In Russian).
11. Gordeev B.A., Osmekhin A.N., Okhulkov S.N., Plekhov A.S. Elimination of hysteresis effects in ferromagnetic cores of hydraulic vibratory bearing electromechanical converters. *Vestnik IGEU* [Bulletin of IGEU], 2013, no. 5. pp. 64-68. (In Russian).
12. Tingsu S., Hattori S., Ishida M., Hori, T. Suppression control method for torque vibration of AC motor utilizing repetitive controller with Fourier transform. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 2002, vol. 38 (5), pp. 1316-1325.
13. Okhulkov S.N., Plekhov A.S., Titov D.Yu., Shevryov Yu.V. *Metody i ustroystva oslableniya vibratsii elektromekhanicheskikh komplekсов* [Methods and devices for reducing the vibration of electromechanical complexes] N. Novgorod: NSTU, 2016, 254 p. (In Russian).
14. Andronov V.V. *Teoreticheskaya mekhanika. CH. 2. Dinamika: Uchebnoe posobie*. [Theoretical mechanics. Part 2. Dynamics: manual for students] Moscow: BMSTU, 2003, 128 p. (In Russian).
15. Ermolaev A.I., Okhulkov S.N., Plekhov A.S., Titov D.Y. Semiconductor converter for field magnets of hydromounts with a magnetorheological transformer. *International Conference on Power, Instrumentation, Control and Computing*, 2015, pp. 1-3.
16. Guo S., Yang S., Pan C. Dynamic modeling of magnetorheological damper behaviors. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2006, vol. 17, no. 1, pp. 3-14.
17. Ermolaev A.I., Plekhov A.S., Titov D.Y., Anuchin A., Vagapov Yu. Adaptive control of magnetorheological fluid damper. *Universities Power Engineering Conference*, 2017, pp. 202-207.

Ермолаев А.И., Плехов А.С., Титов Д.Ю., Чернов Е.А. Оценка мощности вибрации в электроприводе // Электротехнические системы и комплексы. 2019. № 1(42). С. 30-37. [https://doi.org/10.18503/2311-8318-2019-1\(42\)-30-37](https://doi.org/10.18503/2311-8318-2019-1(42)-30-37)

Ermolaev A.I., Plekhov A.S., Titov D.Yu., Chernov E.A. Vibration Power Estimation in Electric Drive. *Elektrotekhnicheskie sistemy i komplekсы* [Electrotechnical Systems and Complexes], 2019, no. 1(42), pp. 30-37. (In Russian). [https://doi.org/10.18503/2311-8318-2019-1\(42\)-30-37](https://doi.org/10.18503/2311-8318-2019-1(42)-30-37)