УДК 621.529

С.Ю.ТЯГУШЕВ
Горно-электромеханический факультет,
группа ЭР-02-1, ассистент профессора

ВЛИЯНИЕ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ НА САМОСИНХРОНИЗАЦИЮ ДЕБАЛАНСНЫХ ВИБРАТОРОВ

Работа посвящена исследованию привода машин вибрационного действия, предложен алгоритм автоматического регулирования угловых положений дебалансов вибровозбудителей. Представлены результаты компьютерного моделирования управляемого привода вибрационной установки.

The paper studies drives of vibration machines and offers an algorithm of automated control over angular positions of the vibration generator balance weights. Results of computer simulation of controlled drive of the vibration machine are given.

Для возбуждения колебаний рабочего органа машин вибрационного действия используются дебалансные вибраторы, установленные на одном подвижном основании (рис.1).

Подобная схема используется в конструкциях машин производства ОАО «НПК Механобр-техника», таких как вибрационные щековые дробилки, грохоты, вибрационные питатели. Для обеспечения требуемых режимов работы этих машин вибраторы должны вращаться с одной частотой при поддержании необходимого фазового сдвига между дебалансами. Так, в системах вибрационных щековых дробилок встречное движение дробящих щек может быть достигнуто только при условии синхронно-противофазного режима вращения дебалансных вибраторов [1]. Принцип работы машины основан на явлении самосинхронизации [3], в соответствии с которым электродвигатели, установленные на общем подвижном основании, вращаются с одинаковыми скоростями и с определенным фазовым сдвигом, несмотря на различие между их скоростями, с которыми они вращаются в изолированных системах. Это обусловлено действием на ротор момента, вызванного колебаниями основания, который в вибрационной механике называется «вибрационным моментом» [3].

Однако, как показывают инженерный расчет и практика эксплуатации механизмов, вибрационная связь, обусловленная вибрационным моментом, может оказаться недостаточной для обеспечения требуемого режима работы. Это имеет место в работе виброщековых дробилок крупного типоразмера с приводом большой мощности и малой амплитудой колебаний вибрирующего основания. К дестабилизирующим факторам относятся случайный разброс параметров вибровозбудителей и двигателей относительно их номинального значения, а также изменение технологической нагрузки в процессе работы механизмов.

В работе [3] показано, что величина дестабилизирующих факторов пропорциональна номинальному моменту двигателя.

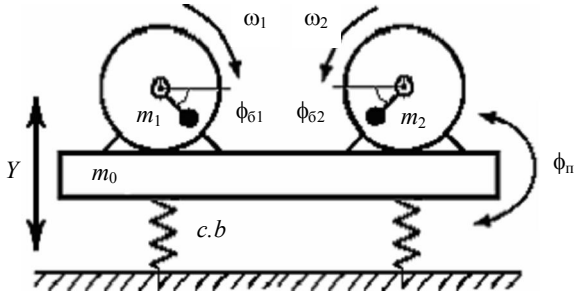


Рис.1. Расчетная схема двухроторной вибрационной установки:

m_0 – масса основания; $m_1 = m_2$ – массы дебалансов; c – жесткость пружин; b – коэффициент демпфирования пружин; ω_1, ω_2 – угловая скорость вращения дебалансов; $\phi_{б1}$, $\phi_{б2}$ – угловая координата дебаланса; Y – перемещение основания m_0; $\phi_п$ – угловое перемещение основания m_0

Мерой стабильности выбранного типа колебаний может служить коэффициент вибрационной связи

$$k_{\omega} = \frac{V_{\max}}{\grave{I}_{\text{ä.íîì}}}, \qquad (1)$$

где $V_{\max} = me\omega^2 Y_{\max}$ – максимальное значение вибрационного момента; $M_{\text{ä.íîì}}$ – номинальная мощность электродвигателя; m – масса дебаланса; e – эксцентриситет.

При малых значениях коэффициента вибрационной связи k_{ω} возникает задача компенсации дестабилизирующих факторов с целью обеспечения устойчивой работы системы. Анализ проблемы показал, что повышение k_{ω} системы может быть достигнуто с помощью применения частотно-регулируемого привода, который способен компенсировать отклонение от требуемого режима работы.

Для исследования режимов работы вибрационных механизмов с частотно-управляемым приводом была разработана компьютерная модель электромеханической системы, которая основана на уравнениях динамики вибрационной установки и уравнениях динамики асинхронного двигателя [4]:

$$\begin{cases} (m_0 + m_1)\ddot{Y} + b\dot{Y} + cY = \\ = -m_1 e \sum_{i=1}^{2} \left(\dot{\varphi}_i^2 \cos(\varphi_i) + \ddot{\varphi}_i \sin(\varphi_i) \right); \\ J_Z \ddot{\phi}_{\ddot{i}} + ba^2 \dot{\phi}_{\ddot{i}} + ca^2 \phi_{\ddot{i}} = \\ = -m_1 er \sum_{i=1}^{2} \left[\pm \ddot{\phi}_i \sin(\phi_i) \mp \dot{\phi}_i^2 \cos(\phi_i) \right]; \\ J\ddot{\varphi}_i = M_{\dot{Y}i} - m_1 e \times \\ \times \left[\ddot{Y} \sin(\phi_i) - r\left(\ddot{\phi}_{\ddot{i}} \sin(\phi_i) - \dot{\phi}_{\ddot{i}}^2 \cos(\phi_i) \right) \right]. \end{cases} \qquad (2)$$

Эта модель отражает электромеханические взаимодействия как в переходных, так и в стационарных режимах. Модель была реализована в среде компьютерного моделирования MatLab.

При моделировании системы параметры механической части принимались близкими к параметрам виброщековой дробилки ВЩД 600 × 800:

$P_{\text{ном}}$, кВт	$\omega_{\text{сд}}$, с^{-1}	$M_{\text{ном}}$, Н·м	$J_{\text{р}}$, кг/м^2	m_0, кг	m, кг	c, кН/м	e, м
37	157	193	0,23	13000	15	160000	0,1

Примечание. Необходимый режим вращения – синхронно-противофазный $\Delta\phi = 0$.

Разность частот вращения двигателей достигалась с помощью 5 %-ного отличия активных сопротивлений обмоток статора.

Для определения вероятности возникновения синхронного режима с устойчивой фазировкой был рассчитан коэффициент вибрационной связи:

$$k_{\omega} = \frac{V_{\max}}{M_{\text{ä.íîì}}} = \frac{46{,}27}{193} = 0{,}2. \qquad (3)$$

В соответствии с рекомендациями Б.П.Лаврова, И.И.Блехмана [2] значение коэффициента вибрационной связи для вибрационных машин $k_{\omega} = 0{,}5\text{-}4{,}0$. Так как значение рассчитанного коэффициента меньше рекомендуемого, то в рассматриваемом случае вибрационная связь недостаточна для поддержания необходимого синхронно противофазного режима вращения.

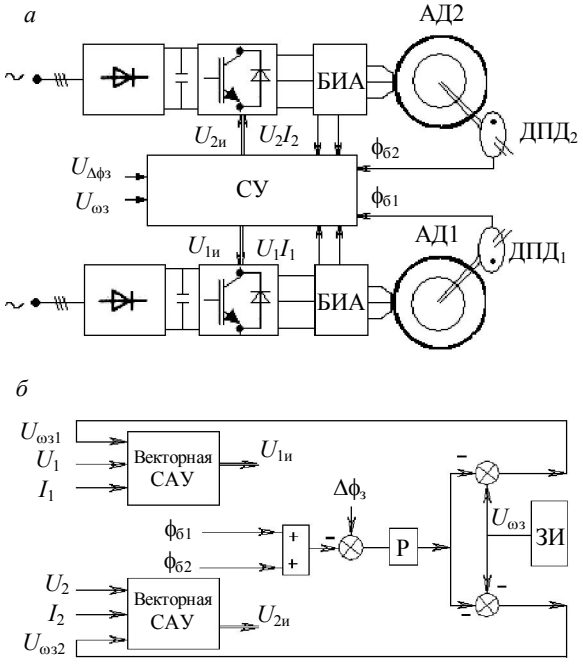


Рис.2. Структурная схема управляемого привода вибрационной установки (*а*) и системы управления приводом (*б*)

СУ – система управления напряжением инверторов; БИА – блок измерительной аппаратуры; ДПД – датчик положения дебаланса; U_i, I_i – измеренные напряжение и ток двигателей; $U_{\omega з}$ – задание по скорости вращения; $U_{\Delta\phi з}$ – задание по фазировке; $U_и$ – импульсы управления инвертором

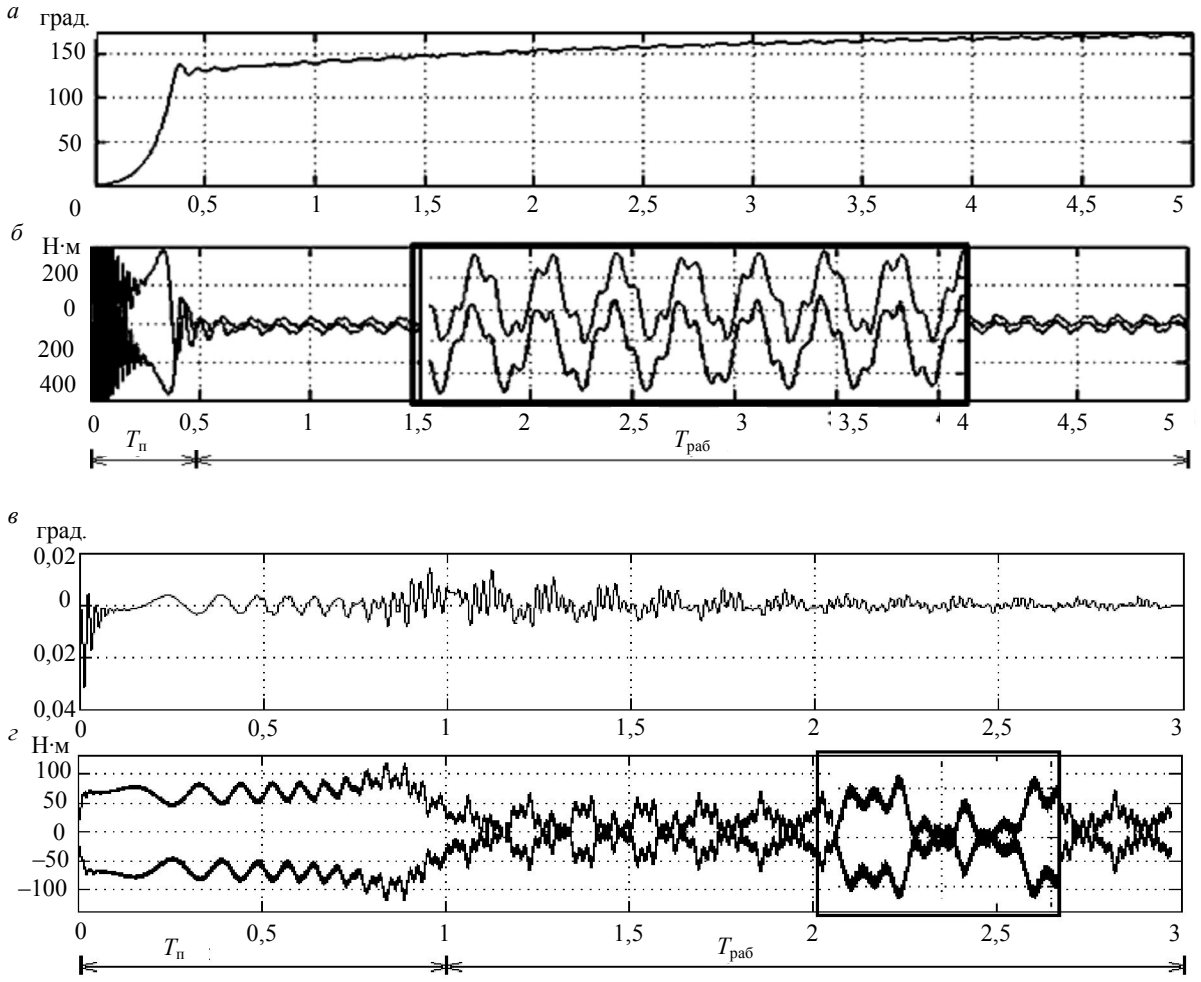


Рис.3. Результаты моделирования пуска нерегулируемого (*а*, *б*) и управляемого (*в*, *г*) привода
а, *в* – разность угловых положений дебалансов; *б*, *г* – моменты асинхронных двигателей

Были рассмотрены две модели привода: вибрационные установки с нерегулируемым асинхронным электроприводом и с управляемым приводом (рис.2, *а*). Привод состоит из двух АД, питаемых от преобразователей частоты.

Система управления напряжением инверторов содержит контур регулирования скорости двигателя и контур коррекции углового положения дебалансов (рис.2, *б*). Контур регулирования скорости асинхронного двигателя реализован на основе алгоритма векторного управления асинхронным двигателем.

Входными сигналами для САУ являются сигналы датчиков напряжения двигателя U_1, U_2; датчиков тока статора I_1, I_2; датчиков положения дебалансов $\phi_{б1}$, $\phi_{б2}$. Выходными сигналами являются импульсы управления блоком силовой электроники $U_{1и}$, $U_{2и}$. Входными сигналами для контура регулирования служат сигналы датчиков положения дебалансов $\phi_{б1}$, $\phi_{б2}$; задания по скорости (ЗИ) $U_з$; задания по фазировке $\Delta\phi_з$. Моделирование неуправляемого привода показало, что при выбранных параметрах вибрационной установки возникающая при пуске привода разность угловых положений не исчезает (рис.3, *а*, *б*). Моменты электродвигателей изменяются несинхронно. Вибрационное основание совершает не только полезные вертикальные колебания, но также и угловые. Это является следствием того, что уровень вибрационной связи межу дебалансами недостаточен для поддержания синхронно противофазного режима вращения.

При моделировании пуска управляемого привода наблюдался устойчивый режим работы с заданным углом фазировки при синхронном изменении моментов электродвигателей и отсутствии угловых колебаний основания (рис.3, *в*, *г*).

Следовательно, использование управляемого электропривода обеспечивает необходимый синхронно противофазный режим вращения.

Анализ публикаций [1-4], результаты эксплуатации механизмов, инженерных расчетов и компьютерного моделирования показывают, что использование частотно-регулируемого электропривода целесообразно для обеспечения необходимого режима работы вибрационных механизмов с малыми значениями коэффициента вибрационной связи.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Архипов М.Н.* Динамика безударного режима вибрационной щековой дробилки / М.Н.Архипов, Р.Ф.Нагаев // Записки Горного ин-та. СПб, 1995. Т.141.

2. *Блехман И.И.* Вибрационная механика. М.: Физматлит, 1994.

3. *Львович А.Ю.* Электромеханические системы. Л.: Изд-во ЛГУ, 1989.

4. *Шестаков В.М.* Динамика автоматизированных электромеханических систем вибрационных установок / В.М.Шестаков, А.Е.Епишкин. СПб: Изд-во Политехнического ун-та, 2005.

Научный руководитель д.т.н. проф. *О.Б.Шонин*