

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

ВИБРАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ, МЕХАТРОНИКА И УПРАВЛЯЕМЫЕ МАШИНЫ

СБОРНИК НАУЧНЫХ СТАТЕЙ

по материалам XII Международной
научно-технической конференции
«Вибрация – 2016»

В 2 частях
Часть 1

Ответственный редактор
доктор технических наук, профессор С.Ф. Яцун

Курск 2016

УДК 531.3+534.1+621.7+621.9(063)

ББК Ж 605.3я431

В 41

Рецензент

Доктор технических наук, профессор *В.И. Серебровский*

Редакционная коллегия:

С.Ф. Яцун, доктор техн. наук, профессор (отв. редактор)

Б.В. Лушников, канд. техн. наук, доцент (зам. отв. редактора)

В.Я. Мищенко, канд. техн. наук, доцент

О.Г. Локтионова, доктор техн. наук, профессор

О.В. Емельянова, канд. техн. наук, преподаватель

Е.А. Припачкина, начальник редакционно-издательского отдела

В 41

Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины: сб. науч. ст.: в 2 ч. – Ч. 1 / редкол.: С.Ф. Яцун (отв. ред.) [и др.]; Юго-Зап. гос. ун-т. – Курск, 2016. – 343 с.

ISBN 978-5-7681-1115-1 (Ч. 1)

ISBN 978-5-7681-1114-7

Теоретические исследования и практическое использование вибрационных процессов в технике и технологиях, задачи управления и автоматизации в мехатронике и робототехнике являются актуальной сферой деятельности и научных интересов многих ученых в России и за рубежом.

Результаты этих работ нашли свое отражение в программе XII Международной научно-технической конференции «Вибрация – 2016. Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины».

Проведение конференции в Юго-Западном государственном университете стало уже хорошей традицией и закономерностью, подтверждающей успешное развитие научной школы по вибрационной механике, заложенной заслуженным деятелем науки и техники России, профессором П.М. Алабужевым. В сборнике, публикуемом по итогам ее работы, представлены результаты исследований ведущих ученых России, Германии, Латвии, Украины, Белоруссии, Казахстана, Эквадора, Зимбабве.

Тематика представленных на конференции научных работ весьма широка и многогранна: вибрационные технологии и машины; управление вибрацией и виброзащита; вибрационная диагностика; мехатроника и робототехника; история машиноведения; моделирование динамических процессов; биомеханические системы и технологии; электромеханические системы; нано- и микросистемы.

Сборник будет полезен научным работникам, инженерно-техническим специалистам, аспирантам и студентам, занимающимся проблемами исследований в области машиноведения, мехатроники, робототехники, автоматизации и микросистемной техники.

УДК 531.3+534.1+621.7+621.9(063)

ББК Ж 605.3я431

ISBN 978-5-7681-1115-1 (Ч. 1)

ISBN 978-5-7681-1114-7

© Юго-Западный государственный университет, 2016

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Локтионова О.Г., Политов Е.Н., Емельянова О.В., Мищенко В.Я.</i> К 50-летию кафедры механики, мехатроники и робототехники Юго-Западного государственного университета.....	8
УПРАВЛЕНИЕ ВИБРАЦИЕЙ И ВИБРОЗАЩИТА	23
<i>Глазунов В.А., Хейло С.В., Костюков А.М.</i> Исследование колебаний механизма параллельной структуры	23
<i>Поляков Р.Н.</i> О повышении виброустойчивости роторных систем за счет совмещения подшипников качения и скольжения по последовательной схеме	29
<i>Круглова Т.Н., Ярошенко И.В., Мельников М.А.</i> Интеллектуальное диагностирование технического состояния трансформаторов по параметру вибрации	38
<i>Чернышев В.И., Фомина О.В.</i> Управление процессами виброзащиты	47
<i>Рыбак Л.А., Гунькин А.А.</i> Робастное управление виброзащитной роботизированной платформой	55
<i>Мищенко Е.В., Мищенко В.Я.</i> Особенности процесса экстрагирования как объекта регулирования и управления	64
<i>Елисеев А.В., Артюнин А.И., Нгуен Д.Х., Вьонг К.Ч.</i> Управление вибрационным полем технологической машины на основе изменения приведенных инерционных свойств.....	68
<i>Сергиев А.П., Журавлев А.В., Макаров А.В.</i> Волновая модель виброобразивной обработки	78

Бородин М.Б., Мироненко С.В., Фошин А.Д.

**Виброзащитные свойства гидромеханической муфты с зубчатым
дифференциальным передаточным механизмом.....81**

Гурова Е.Г., Курбатов В.С., Панченко Ю.В., С.В. Макаров

**Разработка виброизолирующего устройства с неодимовым
компенсатором жесткости транспортных средств.....88**

ИСТОРИЯ МАШИНОВЕДЕНИЯ96

Сиваченко Л.А., Ровский А.М., Реутский И.А.

**Разработка основных подходов к проектированию цепных агрегатов
для переработки влажных материалов.....96**

Сиваченко Л.А., Севостьянов В.С., Сиваченко Т.Л. Багитова С.Ж.

Механоактиваторы адаптивного действия и их развитие.....104

Богданова Ю.В., Гуськов А.М.

**Синтез регулятора по принципу интегральной адаптации
для управления ротором осевого насоса вспомогательного
кровообращения на магнитных опорах.....117**

Корнеев А.Ю., Шенбо Ли

**Влияние высоты клина на статические характеристики конических
многоклиновых подшипников.....126**

Гвоздев А.С., Мелентьев В.С.

**Создание математической модели и исследование штифтового демпфера
лопатки ГТД с использованием ANSYS136**

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ147

Поветкин В.В., Сушкова О.А., Татыбаев М.К., Багитова С.Ж.,

Ибрагимова З.А., Исаева И.Н.

Динамические модели шаровых мельниц.....147

Прейс В.В., Усенко К.С., Усенко Н.А.

**Компьютерное моделирование процесса движения предмета обработки
в вибророторном бункерном загрузочном устройстве 158**

Ределин Р.А., Кравченко В.А., Волков Н.Н.,

**Некоторые вопросы динамики и моделирования гидравлических
устройств ударного действия 166**

Ковалёв М.Д.

Геометрия напряжённо-связанных конструкций 172

Большаков Р.С., Ермошенко Ю.В., Нгуен Д.Х., Выонг К.Ч.

**Реакции связей как параметр динамического состояния механической
колебательной системы 181**

Баранчикова О.И., Вилисов В.Я.

**Анализ влияния шумов на показатели работы гироскопических
приборов 190**

Горобцов А.С., Гетманский В.В., Насонов А.А., Новокиёнов А.А.

**Математическая модель для исследования активно-адаптивной системы
подрессоривания многоопорной машины 197**

Крюков В.А., Савельева Л.В.

Снижение динамических нагрузок в многопоточных передачах 205

Савельева Л.В.

Основные модели для исследования динамики зубчатых передач 215

Бучко И.А., Волков А.А.

**Расчёт поля давлений подшипника жидкостного трения методом
гидродинамики сглаженных частиц 225**

Каимов Е.В., Выонг К.Ч.

**Динамические взаимодействия элементов механических колебательных
систем с устройствами для преобразования движения 236**

Машков Е.А.

Математическая модель упругогидродинамического процесса с учетом
теплофизических свойств смазочной среды.....245

Насонов Д.А., Леонтьев М.Ю.

Моделирование динамических процессов, вызванных пересопряжением
зубьев в планетарных редукторах252

Карцов С.К., Поляков Ю.А.

Сопоставление расчетных и экспериментальных вибрационных
характеристик для автомобиля с гидропневматическими
подвесками колес256

Лушников Б.В., Скрыльников Н.Е.

Имитационная модель процесса вертикализации экзоскелета нижних
конечностей в среде simmechanics/MATLAB с учетом сухого трения
в кинематических парах261

Лукиенко Л.В., Гальченко К.В.

Уточнённая математическая модель работы шахтного монтажного
манипулятора для крепления горной выработки271

Круглова Т.Н., Ярошенко И.В., Работалов Н.Н.

Интеллектуальная модель диагностирования турбогенераторов
по параметрам электроразрядной активности280

Полунин А.И.

Математическое моделирование динамики твердого тела при наличии
условий связи на переменные288

Петров А.В.

Анализ разрушающих факторов и методы повышения долговечности
работы механизмов свободного хода для импульсных
бесступенчатых передач.....297

Цыфанский С., Якушевич В.

**Кавитационные, высоковольтно-плазменные, электролизные технологии
и активация воды 308**

Гунькин А.А., Гапоненко Е.В., Вирабян Л.Г.

**Динамические модели роботизированных виброзащитных систем
на базе шаговых двигателей..... 317**

БИОМЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И ТЕХНОЛОГИИ 325

Олейник Р.В., Резников С.С.

**Исследование и разработка методов управления антропоморфными
техническими устройствами на основе анализа процессов мозговой
деятельности человека 325**

ABSTRACT 332

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

УДК 622.7.002

В.В. Поветкин, О.А. Сушкова, М.К. Татыбаев, И.Н. Исаева

*Казахский национальный исследовательский технический университет
им. К.И.Сатпаева, Алматы (Республика Казахстан)*

С.Ж. Багитова

*Евразийский национальный университет им. Л.Н. Гумилева, Астана (Республика
Казахстан)*

З.А. Ибрагимова

*Южно-Казахский государственный университет им. М.О. Ауэзова, Шымкент
(Республика Казахстан)*

ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ШАРОВЫХ МЕЛЬНИЦ

В данной статье рассмотрены методические подходы к составлению расчетных моделей шаровых мельниц как машинных агрегатов с электромеханическим приводом и рассмотрены условия возбуждения в упругой системе привода шаровых мельниц параметрических колебаний при задании различных законов изменения движущего момента, нагружающего привод.

Рассмотрению задач динамики реальных машин и механизмов должно предшествовать создание их расчетных моделей. Эти модели, с одной стороны, должны быть достаточно адекватны реальным физическим моделям, чтобы составленные на их основе математические описания давали достоверную картину динамических процессов. С другой стороны, они должны быть по возможности простыми, чтобы описание и изучение этих процессов на их основе было реально осуществимым.

Критерием допустимости принимаемых упрощений должно быть удовлетворительное совпадение теоретических расчетов с результатами их опытной проверки или с данными, полученными в процессе работы машин.

На начальном этапе исследования возможен упрощенный подход к составлению расчетных моделей, когда все звенья и элементы кинематической цепи машинного агрегата предполагаются абсолютно жесткими твердыми телами с идеальными связями без зазоров и трения.

Идеализация, основанная на представлении о жесткой связи двигателя и исполнительного органа машинного агрегата, приемлема в тех случаях, когда частоты его

собственных колебаний значительно больше частоты, определяющей быстродействие системы управления приводом [1].

Рассмотрим подходы к составлению динамических моделей машинных агрегатов с электроприводом, изложенные в разных источниках.

При рассмотрении работы электродвигателя, приводящего в действие производственный механизм или машину, необходимо, прежде всего, выявить соответствие механической характеристики машинного агрегата. Она задается обычно зависимостью между приведенными к валу двигателя скоростью ω и моментом сопротивления на рабочем органе M машинного агрегата в виде

$$\omega = f(M).$$

Различные машинные агрегаты имеют разные механические, нагрузочные характеристики. Однако можно получить некоторые обобщающие выводы, если воспользоваться эмпирической формулой:

$$M_C = M_T + (M_{c, \text{ном}} - M_T) \left(\frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \right)^x, \quad (1)$$

где M_C – момент сопротивления машинного агрегата при скорости ω ;

M_T – момент сопротивления трения в движущихся частях машинного агрегата;

$M_{c, \text{ном}}$ – момент сопротивления при номинальной скорости $\omega_{\text{ном}}$;

x – показатель степени, характеризующий изменение момента сопротивления при изменении скорости.

Приведенная выше формула позволяет классифицировать механические характеристики разных производственных механизмов и машин на несколько основных категорий.

Шаровые мельницы можно отнести к категории машинных агрегатов, имеющих не зависящую от скорости механическую характеристику (рис. 1), для которой $x = 0$ и момент сопротивления M_C не зависит от скорости при установившемся режиме, характерном для работы мельниц.

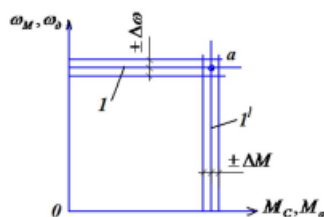


Рис. 1. Рабочая характеристика шаровых мельниц 1
и приводных синхронных электродвигателей 1'

Нагрузочным механическим характеристикам шаровых мельниц соответствуют жесткие механические характеристики приводных синхронных электродвигателей переменного тока (см. рис. 1).

Жесткость механической характеристики электропривода оценивается отношением электромагнитного момента к разности угловых скоростей:

$$\beta = \frac{(M_2 - M_1)}{(\omega_2 - \omega_1)} = \frac{\Delta M}{\Delta \omega}, \quad (2)$$

при том, что линейные механические характеристики обладают постоянной жесткостью $\beta = \text{const}$.

Понятие жесткости может быть применено и к механическим характеристикам производственных машин и механизмов.

Работе электрического двигателя и производственного машинного агрегата в установившемся режиме соответствует равенство момента сопротивления на рабочем исполнительном органе и вращающего момента двигателя при определенной скорости, т. е. $M_D = M_C$. Изменение момента сопротивления на валу двигателя приводит к тому, что скорость двигателя и момент, который он развивает, могут автоматически изменяться, и привод будет продолжать устойчиво работать при другой скорости с новым значением момента (2).

В электрических двигателях роль автоматического регулятора может выполнять ЭДС двигателя. Эта особенность электродвигателей автоматически поддерживать равновесие системы при изменяющемся моменте сопротивления является их весьма ценным свойством.

Условия работы электропривода в установившемся режиме характеризуют его статическую устойчивость, когда изменение во времени скорости $\omega = \omega(t)$ и момента $M = M(t)$ происходит относительно медленно в отличие от динамической устойчивости, имеющей место при переходных режимах – пуске, останове, торможении. Под статической устойчивостью в данном случае понимается такое состояние установившегося режима работы привода, когда при случайно возникшем отклонении скорости в точку установившегося режима (точка a , рис. 1).

Привод считается статически устойчивым, если в точке установившегося режима a выполняется следующее условие:

$$\frac{\partial M}{\partial \omega} - \frac{\partial M_c}{\partial \omega} < 0; \text{ или } \beta - \beta_c < 0. \quad (3)$$

Условие (3) означает, что привод статически устойчив, если при положительном приращении угловой скорости момент двигателя окажется меньше статического момента (момента сопротивления) и привод вследствие этого затормозится до прежнего значения скорости. При отрицательном приращении угловой скорости момент двигателя окажется больше момента сопротивления, и привод вследствие этого разгонится до прежнего значения скорости.

При постоянном моменте нагрузки (прямая $1'$, рис. 1) статическая устойчивость будет определяться только жесткостью механической характеристики электродвигателя, так как

$$\frac{\partial M_c}{\partial \omega} = 0.$$

Если она отрицательна, то работа в установившемся режиме устойчива:

$$\frac{\partial M_a}{\partial \omega} - \frac{\partial M_c}{\partial \omega} = \frac{\partial M}{\partial \omega} < 0. \quad (4)$$

Автором [2] были рассмотрены условия работы электропривода в установившемся режиме, когда момент, развиваемый двигателем, равен моменту сопротивления рабочего органа машины или механизма и скорость привода является постоянной $\omega = \text{const}$. Однако во многих случаях привод ускоряет или замедляет свое движение, и тогда возникают инерционные силы и инерционный момент, которые двигатель должен преодолевать, находясь в переходном режиме, т. е. при переходе от одного установившегося состояния к другому изменяются скорость, момент и ток.

Причинами возникновения переходных режимов в электроприводах являются либо изменение рабочей нагрузки машинного агрегата, связанное с производственным, технологическим процессом, либо воздействие на электропривод при управлении им, например пуск, торможение, изменение направления вращения и т. п., а также в результате аварий или нарушения нормальных условий электроснабжения (например, изменения напряжения, частоты тока в сети и т. д.).

Поэтому при составлении уравнений, описывающих движение электропривода, необходимо учитывать все силы и моменты, действующие на переходных режимах, в том числе силы и моменты инерции.

Тогда в соответствии с условиями динамического равновесия уравнение движения привода примет вид

$$M_d - M_c = J_n \frac{\partial \omega}{\partial t}. \quad (5)$$

Уравнение (5) показывает, что развиваемый двигателем вращающий момент M_d уравнивается моментом сопротивления M_c на его валу и инерционным, динамическим моментом $J_n \frac{\partial \omega}{\partial t}$. Причем в уравнении (5) принято, что приведенный момент инерции привода J_n является постоянным, т. е. $J_n = \text{const}$, что характерно для многих производственных машин и механизмов.

Анализ уравнения (5) показывает, что при:

- $M_d > M_c$ и $\frac{\partial \omega}{\partial t} > 0$ имеет место ускорение движения (вращения) привода;
- $M_d < M_c$ и $\frac{\partial \omega}{\partial t} < 0$ имеет место замедление движения (вращения) привода;
- $M_d = M_c$ и $\frac{\partial \omega}{\partial t} = 0$ привод работает в установившемся режиме движения (вращения).

Инерционный, динамический момент, входящий в правую часть уравнения (5), проявляется только во время переходных режимов движения привода, когда изменяется его скорость. При ускорении движения этот момент направлен против движения привода, а при торможении он поддерживает его движение. Таким образом, инерцион-

ный момент как по величине, так и по знаку определяется алгебраической суммой моментов двигателя M_d и момента сопротивления M_c , т. е.

$$\pm M_d \mp M_c = J_n \frac{\partial \omega}{\partial t}. \quad (6)$$

Момент сопротивления M_c обычно складывается из двух слагаемых, соответствующих полезной работе M_{np} , совершаемой рабочим органом машины, и работе сил сопротивления $M_{см}$, действующих в механической цепи привода:

$$M_c = M_{np} + M_{см}. \quad (7)$$

Для оценки параметрического возбуждения колебаний в упругой механической системе привода шаровых мельниц рассмотрим, какое влияние оказывают упругие связи на динамику привода шаровых мельниц без учета внешних и внутренних сил вязкого сопротивления.

Упругость механических связей приводит к тому, что увеличивается число степеней свободы системы и условия возбуждения колебаний зависят от соотношения частот ее свободных колебаний и частот возмущающих воздействий. В [3] приведены экспериментальные данные, свидетельствующие о том, что при наличии спектра возмущающих частот $\sum_1^n p_k$ момент нагрузки передач при холостом ходе колеблется практически с одной частотой, соответствующей главной частоте свободных колебаний привода. Строго говоря, при этом проявляются и другие частоты возмущений, однако в меньшей степени, и ими можно пренебречь.

Поэтому из всего спектра возмущений, источником которых является передаточный механизм привода, при анализе динамических нагрузок заслуживают внимания те, которые в приведенной схеме имеют наибольшую величину, а также те, которые наиболее близки к частоте свободных колебаний привода. Практически наиболее вероятен случай, когда заслуживает внимания одно главное возмущение, которым при работе привода и определяются периодические отклонения передаточного числа от среднего значения.

Рассмотрим условия свободного движения двухмассовой механической системы с упругой связью и реальной передачей, схема которой приведена на рис. 2, а [4].

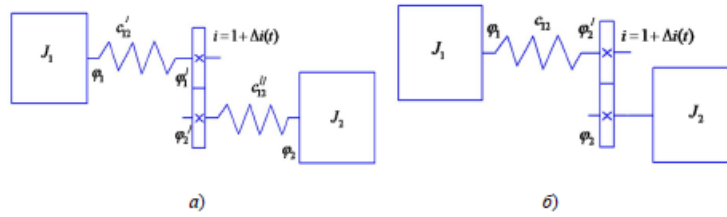


Рис. 2. Двухмассовые расчетные модели шаровых мельниц с упругими связями в приводе:
а – для мельниц МШР 2100x2200; б – для мельниц МШР 3200x3100

Ее можно рассматривать как приведенную к валу двигателя или механизма, если это необходимо, расчетную схему редукторного привода с пренебрежимо малыми моментами инерции промежуточных валов передач. В этом случае c_{12} есть суммарная приведенная к валу двигателя жесткость всех элементов привода, J_2 – приведенный к валу двигателя момент инерции механизма, а эквивалентная передача обладает переменным передаточным отношением [4]:

$$i = 1 + \Delta i_M \cos pt, \quad (8)$$

где p – частота возмущений;

Δi_M – погрешность передаточного отношения.

Следует заметить, что в (8) частота p пропорциональна скорости вращения ω_2 (или ω_1), т. е. не является постоянной величиной.

Однако изменениями ω_2 в течение периода изменений параметра можно пренебречь, приближенно полагая эту скорость равной ее среднему значению. При этом справедливы следующие соотношения:

$$\omega_2' = \omega_2 + \omega_2 \Delta i_M \cos pt; \quad (9)$$

$$\varphi_2' = \int_0^t \omega_2' dt = \varphi_2 + \Delta \varphi_M \sin pt, \quad (10)$$

где $\Delta \varphi_M = \frac{\omega_2}{v} \Delta i_M$ – максимальная угловая погрешность зацепления.

Уравнения свободного движения рассматриваемой системы при отсутствии внешних и внутренних диссипативных сил удобно записать в виде уравнений Лагранжа [4]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_1} &= 0; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_2} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Примем в качестве обобщенных координат $q_1 = \varphi_1$ и $q_2 = \varphi_2$.

Тогда функцию Лагранжа L можно записать так:

$$L = \frac{J_1 \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{J_2 \dot{\varphi}_2^2}{2} - \frac{c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2}. \quad (12)$$

После подстановки этой функции в уравнения Лагранжа получим уравнения движения системы:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ J_2 \frac{d\omega_2}{dt} - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) \frac{d\varphi_2'}{d\varphi_2} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

С учетом (10) систему (13) решим относительно момента M_{12} и после несложных преобразований, пренебрегая членом второго порядка малости, содержащим Δi_M^2 , получим

$$\frac{d^2 M_{12}}{dt^2} + (p_{12}^2 + 2b \cos pt) M_{12} = -c_{12} \omega_2 \frac{di}{dt}, \quad (14)$$

где $M_{12} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)$ – упругий момент;

$p_{12} = \sqrt{\frac{(J_1 + J_2)c_{12}}{J_1 J_2}}$ – частота свободных колебаний двухмассовой упругой системы;

$b = \frac{c_{12} \Delta i_M}{J_2}$ – малый параметр, обусловленный неравномерностью передачи кру-

тящего момента.

Полученное уравнение второго порядка с переменным коэффициентом известно под названием уравнения Матье; изучению динамики систем, движение которых описывается этим уравнением (обычно без правой части), в современной механике уделено значительное внимание [5]. Воспользуемся этими материалами для выявления физических особенностей свободного движения привода с неидеальной передачей.

Наиболее характерными примерами систем, движение которых описывается уравнением Матье, являются системы с переменными жесткостью или инерционными массами, величина которых принудительно изменяется в небольших пределах по периодическому закону в функции времени.

В рассматриваемом случае переменный коэффициент в (14) без правой части обусловлен периодическими изменениями приведенного момента инерции системы вследствие соответствующих изменений передаточного отношения. При тех же допущениях и упрощениях к аналогичному виду приводится уравнение движения системы и в том случае, когда оба зубчатых колеса эквивалентной безынерционной передачи связаны с массами J_1 и J_2 жесткостями c'_{12} и c''_{12} (рис. 2, б). В этом случае пульсации коэффициента в уравнении (14) обусловлены соответствующими пульсациями приведенной жесткости системы.

В механике при исследовании динамики таких систем, не имея точной формы решения, удовлетворяются анализом устойчивости движения [5]. Известно, что решения этого уравнения имеют колебательный характер. Исключением является состояние покоя, которое система может сохранять сколь угодно долго. При движении возникают колебания, обусловленные изменениями параметра. Эти колебания принято называть параметрически возбуждаемыми, в отличие от вынужденных колебаний, вызываемых внешними периодическими возмущающими силами. Если колебания с течением времени уменьшаются или сохраняют свою величину, движение считают устойчивым. Если с течением времени при движении амплитуды колебания возрастают, движение является неустойчивым, а соответствующие решения (14) определяют области так называемого параметрического резонанса. Напомним, что (14) не учитывает затухания колебаний под действием диссипативных сил, присутствующих в любой реальной механической системе.

Задача об устойчивости движения систем с параметрическим возбуждением колебаний, которым соответствует уравнение Матье, записанное в виде

По оси абсцисс отложены значения квадратов отношения тех же частот. Области устойчивых решений на диаграмме заштрихованы, а незаштрихованные участки соответствуют областям параметрического резонанса.

При данной величине пульсаций, характеризуемой отношением $\frac{2b}{p_{12}^2}$, точка, изображающая параметры системы, при изменении частоты p перемещается по пунктирной прямой A , проведенной через начало координат с угловым коэффициентом, равным $\frac{2b}{p_{12}^2}$. При увеличении частоты возмущений p от нуля до бесконечности эта точка движется из бесконечности в начало координат, последовательно проходя через области устойчивого движения и резонанса. Диаграмма показывает, что чем больше величина пульсаций параметра, тем шире области резонансных колебаний. При достаточно малых возмущениях области неустойчивости сужаются и условия развития параметрического резонанса приближаются к условиям резонанса при вынужденных колебаниях. Наряду с главным резонансом ($p = p_{12}$) здесь возможны резонансные явления при ряде частот возмущений, меньших частоты свободных колебаний (гармонический резонанс). Особенностью параметрически возбуждаемых колебаний является возможность резонанса при $\frac{p_{12}}{p} = \frac{1}{2}$. Это так называемый субгармонический резонанс; в линейной системе при вынужденных колебаниях он исключается.

В рассматриваемом случае частота возмущений пропорциональна скорости вращения привода. Поэтому, если при установившейся (номинальной) скорости привода $p_{ном} > 2p_{12}$, в процессе пуска система последовательно проходит бесчисленное множество состояний гармонического резонанса, состояние главного резонанса и состояние субгармонического резонанса. При торможении резонансные области проходятся в обратном порядке.

Однако практически наибольшего внимания заслуживает область главного резонанса, в меньшей степени – область субгармонического резонанса, а в остальных областях резонансные явления незначительны. По данным исследований устойчивости систем, движение которых описывается уравнением Матье, присущее реальным системам затухание наиболее существенно проявляется в областях гармонического резонанса и в наименьшей степени влияет на колебания при главном резонансе.

Существенной особенностью рассматриваемой системы является наличие в правой части (14) дополнительного возмущающего момента, пропорционального квадрату частоты колебаний параметра p , т. е. при принятых допущениях, квадрату скорости ω_2 . В зависимости от соотношения параметров и амплитуды пульсаций передаточного отношения дополнительный возмущающий момент, зависящий от скорости вращения, может оказывать более существенное влияние, чем возмущающий момент в левой части (14), пропорциональный упругому моменту M_{12} . При этом система может утрачивать свойства, обусловленные нелинейностью уравнения Матве.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чиликин М.Г., Сандлер А.С. Общий курс электропривода: учебник для вузов. – 6-е изд, доп. и перераб. – М.: Энергоиздат, 1986. – 576 с.
2. Сущкова О.А. Повышение ресурса работы привода шаровой мельницы в условиях динамического нагружения: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06. – Алматы: КазНТУ, 2010. – 165 с.
3. Ривин Е.Н. Динамика приводов станков. – М.: Машиностроение, 1966. – 201 с.
4. Ключев В.И. Ограничение динамических нагрузок электропривода. – М.: Энергия, 1971. – 320 с.
5. Болотин В.В. Динамическая устойчивость упругих систем. – М.: Гостехиздат, 1956.

УДК 621.86.067.3

В.В. Прейс, заведующий кафедрой (rabota-preys@yandex.ru)

К.С. Усенко, аспирант (sqquog@gmail.com)

Н.А. Усенко, профессор (usenkon1936@gmail.com)

Тульский государственный университет

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДВИЖЕНИЯ ПРЕДМЕТА ОБРАБОТКИ В ВИБРОРОТОРНОМ БУНКЕРНОМ ЗАГРУЗОЧНОМ УСТРОЙСТВЕ

В работе рассмотрены результаты компьютерного моделирования процесса движения предмета обработки по конической поверхности бункера вибророторного бункерного загрузочного устройства. Построены и проанализированы зависимости времени и скорости движения предмета обработки от значений параметров колебаний и угловой скорости вращения бункера. Полученные результаты могут быть использованы для параметрического синтеза вибророторных бункерных загрузочных устройств.

