

На правах рукописи

Епишкин Александр Евгеньевич

ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ВЗАИМОСВЯЗАННЫХ
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ
ВИБРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Специальность: 05.09.03 – Электротехнические
комплексы и системы

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург

2002

Работа выполнена в Санкт-Петербургском институте машиностроения (ЛМЗ-ВТУЗ)

- Научный руководитель - Доктор технических наук, профессор
Шестаков Вячеслав Михайлович
- Официальные оппоненты - Заслуженный деятель науки и техники РФ,
доктор технических наук, профессор
Борцов Юрий Анатольевич
- Кандидат технических наук
Балыбердин Леонид Леонидович
- Ведущая организация - ЗАО "Петербургский тракторный завод"
ОАО "Кировский завод"

Защита состоится 31 октября 2002 г. в 16 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.20 при Санкт-Петербургском государственном политехническом университете по адресу:
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д.29, Главное здание, ауд. 151.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке СПбГПУ.

Автореферат разослан ____ сентября 2002 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.229.20

А. Д. Курмашев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Рост производительности труда в современном мире предъявляет всё более жесткие требования к промышленному оборудованию, в том числе к вибрационным установкам, широко используемым в различных отраслях промышленности. Назначение данного типа устройств весьма широко: начиная от грохотов для горнорудной промышленности, осуществляющих операцию просеивания и заканчивая вибростендами, осуществляющими испытание изделий на виброустойчивость, в то же время общий принцип работы позволяет рассматривать их как единый тип устройств. Значительная часть вибрационных установок оснащена электромеханическими вибровозбудителями, выполненными на основе несбалансированных роторов (дебалансов), приводимых во вращение электроприводом. В настоящее время работа большинства виброустановок базируется на использовании морально устаревших электроприводов и неэффективных алгоритмов управления, осуществляющих выдачу сигнала на запуск и поддержание скорости вращения дебалансов на заданном уровне, как правило, в резонансной зоне. При этом виброустановки имеют низкое качество регулирования режимов работы, что в большинстве случаев снижает эффективность их функционирования. Электродвигатели для привода дебалансов выбираются на мощность, необходимую для обеспечения прямого пуска, и в установившемся режиме работают с существенной недогрузкой, что обуславливает неудовлетворительную энергетику приводов.

Одним из путей повышения эффективности работы виброустановок является разработка замкнутых систем управления электроприводами дебалансов, основанных на более совершенных алгоритмах управления. Многие из характеристик, обеспечивающих эффективное функционирование, могут быть улучшены за счет достижения высоких качественных показателей процессов на этапе пуска и в квазиустановившихся (установившихся динамических) режимах.

Среди особенностей исследования электромеханических систем (ЭМС) вибрационных установок следует отметить существенную нелинейность механической части, что делает невозможным изучение динамики установок линейными методами, в частности построением частотных характеристик.

Некоторые из перечисленных задач решались в работах, проводимых Н. Х. Базаровым, И. И. Блехманом, А. С. Кельзоном, Б. П. Лавровым, Л. М. Малининым, А. А. Первозванским, О. П. Томчиной, А. Л. Фрадковым, В. М. Шестаковым, а также в работах ряда зарубежных авторов. Кроме того, необходимо отметить труды в областях, смежных с исследуемой, где решаются аналогичные проблемы: это системы с упругими связями и следящие системы. В этом направлении большая роль принадлежит таким ученым как Ю. А. Борцов, В. Л. Вейц, С. А. Ковчин, А. Е. Козьярук, В. А. Новиков, Л. Н. Рассудов, О. А. Соколов, Г. Г. Соколовский.

Однако существующие разработки не охватывают все аспекты проблемы, главным образом это касается квазиустановившихся режимов работы виброустановок. Например, в работах Н. Х. Базарова рассмотрен довольно сложный способ поддержания амплитуды колебаний путем регулирования фазового сдвига между вынуждающей силой вибраторов и смещением рабочего органа. В то же время в литературе отсутствуют сведения о синтезированных системах управления, обеспечивающих управляемые и стабилизированные процессы в квазиустановившихся режимах, в особенности для двухроторных установок.

Таким образом, разработка новых принципов построения и способов оптимизации взаимосвязанных ЭМС виброустановок является актуальной, поскольку позволит существенно повысить эффективность их функционирования и стать теоретической основой для создания нового поколения высокопроизводительных агрегатов рассматриваемого класса.

Настоящая диссертационная работа выполнена в рамках комплексной НИР (проект № 2.1-589 ФЦП "Интеграция" ИПМаш РАН) по заказу Государственного Комитета Российской Федерации по высшей школе и Российской академии наук.

Цель работы. Разработка и исследование взаимосвязанных ЭМС, обеспечивающих оптимальное функционирование виброустановок при пуске и работе в квазиустановившихся режимах.

Для достижения поставленной цели в диссертационной работе решаются следующие задачи:

- разработка математического описания и построение необходимого спектра адекватных динамических моделей ЭМС вибрационных установок;
- обеспечение экономичного пуска вибрационных установок с учетом реальных условий эксплуатации, формирование алгоритмов двусторонней раскачки дебалансных роторов;
- преодоление электромеханического резонанса (эффекта Зоммерфельда) средствами электротехнической коррекции при пуске СЭП в зарезонансную зону;
- управление параметрами работы вибрационных установок в квазиустановившихся режимах (регулирование амплитуды колебаний при вариации массы платформы);
- построение и оптимизация ЭМС двухроторных установок с регулированием фазы между роторами, управление параметрами их работы;
- режимная настройка и экспериментальные исследования ЭМС вибростенда СВ-2.

Таким образом, настоящая диссертационная работа охватывает комплекс режимов функционирования вибрационных установок, начиная с пуска и заканчивая работой в квазиустановившихся режимах и предлагает новые решения поставленных задач.

Методы исследования. Достоверность и обоснованность научных результатов достигнута применением современных апробированных теоретических и экспериментальных методов. Исследование предложенных решений и рекомендаций производилось путем имитационного моделирования в среде Simulink пакета MATLAB, а также на физическом объекте - вибрационном стенде СВ-2.

Научная новизна. Совокупность научных результатов, полученных в диссертационной работе, является обобщением и решением актуальной научной проблемы, имеющей существенное значение для эффективного управления электромеханическими системами вибрационных установок.

В диссертационной работе получены следующие новые научные результаты, выносимые на защиту:

- сформирован необходимый спектр структурных математических моделей ЭМС вибрационных установок с учетом взаимосвязи электрических и механических факторов и вариации режимов функционирования;
- синтезированы оригинальные алгоритмы управления СЭП, обеспечивающие экономичный пуск виброустановок с учетом реальных условий эксплуатации;
- разработаны эффективные способы преодоления вибрационными установками электромеханического резонанса средствами электротехнической коррекции СЭП при пуске в зарезонансную зону;
- сформулированы принципы управления и стабилизации параметров упругих колебаний платформы в дорезонансной, зарезонансной зонах и зоне резонанса; произведен структурно-параметрический синтез таких систем, показана перспективность их использования для нового поколения высокопроизводительных вибрационных установок;
- определена концепция построения взаимосвязанной ЭМС двухроторных виброустановок, разработаны способы оптимизации СЭП, обеспечивающие точное регулирование угла рассогласования роторов при управляющих и возмущающих воздействиях;
- сформулирована и обоснована концепция независимого управления линейными и угловыми колебаниями исполнительного органа виброустановок.

Практическая ценность. Результаты диссертационной работы ориентированы на создание универсальных испытательных вибростендов различного назначения и использованы в совместной работе, проводимой на базе лаборатории ЦКП "Мехатронные и мобильные комплексы", ведущейся в рамках комплексной НИР (проект № 2.1-589 ФЦП "Интеграция" ИПМаш РАН).

Реализация предложенных алгоритмов и электротехнической коррекции системы для подавления электромеханического резонанса позволила оптимизировать пусковые режимы вибрационных установок и достичь экономичного энергопотребления и малого времени выхода в рабочий режим.

Применение разработанных рекомендаций по построению и оптимизации СЭП в условиях вариации параметров объекта, а также по синтезу ЭМС двухроторных виброустановок с точным регулированием фазового сдвига между дебалансами позволяет создать новое поколение высокопроизводительных агрегатов рассматриваемого класса для ряда отраслей промышленности.

Построенный в среде Simulink пакета MATLAB спектр математических моделей позволяет проводить компьютерные исследования ЭМС вибрационных установок, что значительно ускорит и упростит процесс их разработки, производства, настройки и испытаний. Кроме того, результаты работы использованы при создании алгоритмического и программного обеспечения учебно-исследовательского лабораторного оборудования - вибростенда СВ-2.

Апробация работы. Основные теоретические положения, результаты и выводы диссертационной работы докладывались и обсуждались на секции Международной Энергетической Академии, на XXIX и XXX Неделях науки СПбГТУ, на X и XIX научно-технических конференциях "Экстремальная робототехника (2000 и 2001 г.г.), а также на научно-технических семинарах кафедры "Электротехники, вычислительной техники и автоматизации" СПбИМаш.

Публикации по теме диссертационной работы. Основное содержание работы отражено в 5 печатных работах.

Структура и объем диссертационной работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованных источников из 89 наименований и приложения.

Основная часть работы изложена на 152 листах машинописного текста, и содержит 62 рисунка и 1 таблицу.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулированы цель и задачи исследования, выделены основные положения, выносимые на защиту.

Первая глава посвящена разработке унифицированного математического описания виброустановок как специфических ЭМС, с учетом взаимосвязи электрических и механических факторов, а также реальных условий эксплуатации.

Наиболее распространенной формой представления сложных электромеханических систем являются уравнения Лагранжа-Максвелла, описывающие механические и электрические процессы в однотипном виде. В диссертации разрабатываются модели испытательных вибрационных установок. При записи уравнений принимались во внимание оценочные параметры исследовательского вибрационного стенда СВ-2, созданного совместно ИПМаш РАН, ОАО "Механобр", БГТУ, СПбГЭТУ и СПбИМаш в

рамках выполнения федеральной целевой программы "Интеграция". Стенд предназначен для демонстрации механических эффектов и приемов управления вращательными и колебательными движениями, для выполнения работ по исследованию вибрационных процессов и машин в области мехатроники.

Для заданной системы на основе уравнения Лагранжа второго рода получены преобразованные уравнения динамики для отдельных узлов исследуемой установки с учетом диссипативных сил в подсистеме.

Уравнение поступательного движения платформы по оси y

$$m_0 \ddot{y}_\Pi + m_0 g + c_0 (T_{d0} p + 1) y_\Pi + c_1 (T_{d1} p + 1) (y_\Pi - y_\Gamma) = F_0, \quad (1)$$

где $m_0 = m_\Pi + 2m_B$, m_Π , m_B - массы платформы и дебаланса; y_Π - обобщённая координата вертикального движения платформы; c_0 , c_1 - суммарная жёсткость пружин платформы и дополнительной колебательной системы; $T_{d0} = b_0/c_0$, $T_{d1} = b_1/c_1$ - постоянные времени демпфирования пружин; $F_0 = -m_B \rho_B [\ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1 + \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2]$ - проекция вынуждающей силы дебалансов на ось y ; m_B , ρ_B - масса и плечо (эксцентриситет) дебаланса;

Уравнение углового движения платформы

$$J_0 \ddot{\varphi}_\Pi + c_0 a^2 \sin \varphi_\Pi \cos \varphi_\Pi + b_0 a^2 \dot{\varphi}_\Pi \cos^2 \varphi_\Pi = M_\Pi, \quad (2)$$

где J_0 - суммарный поворотный момент инерции платформы и дебалансов; φ_Π - обобщённая координата углового движения платформы; a - расстояние между осью симметрии платформы и осью пружинного виброизолятора; $M_\Pi = m_B \rho_B r [\dot{\varphi}_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_\Pi) - \dot{\varphi}_1^2 \cos(\varphi_1 - \varphi_\Pi) - \dot{\varphi}_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_\Pi) + \dot{\varphi}_2^2 \cos(\varphi_2 - \varphi_\Pi)]$ - поворотный момент платформы; r - расстояние между осью симметрии платформы и осями роторов.

Уравнение движения дебалансов

$$J_i \ddot{\varphi}_i = M_{дi} - M_{Bi} - M_{Ci}, \quad (3)$$

где $i = 1, 2$; J_i - момент инерции дебалансов; φ_i - обобщенные координаты угла поворота дебалансов; $M_{дi}$ - моменты приводных электродвигателей;

$M_{Bi} = m_B \rho_B [\ddot{y}_\Pi \sin \varphi_i + g \sin \varphi_i - r(\ddot{\varphi}_\Pi \sin(\varphi_i - \varphi_\Pi) - \dot{\varphi}_\Pi^2 \cos(\varphi_i - \varphi_\Pi))]$ - собственный момент дебалансов; M_{Ci} - моменты сопротивления дебалансов, обусловленные сухим и вязким трением.

На базе уравнений (1) – (3) построена обобщённая динамическая структурная схема (ДСС) механической части вибростенда, представленная на рис. 1. Полученная модель является весьма сложной для непосредственного анализа, поскольку является многосвязной с большим количеством нелинейных блоков. Поэтому возникает задача эквивалентирования полученной ДСС с выделением частных подуровневых структур. В зависимости от изучаемых режимов в работе выделены следующие основные уровни математических моделей:

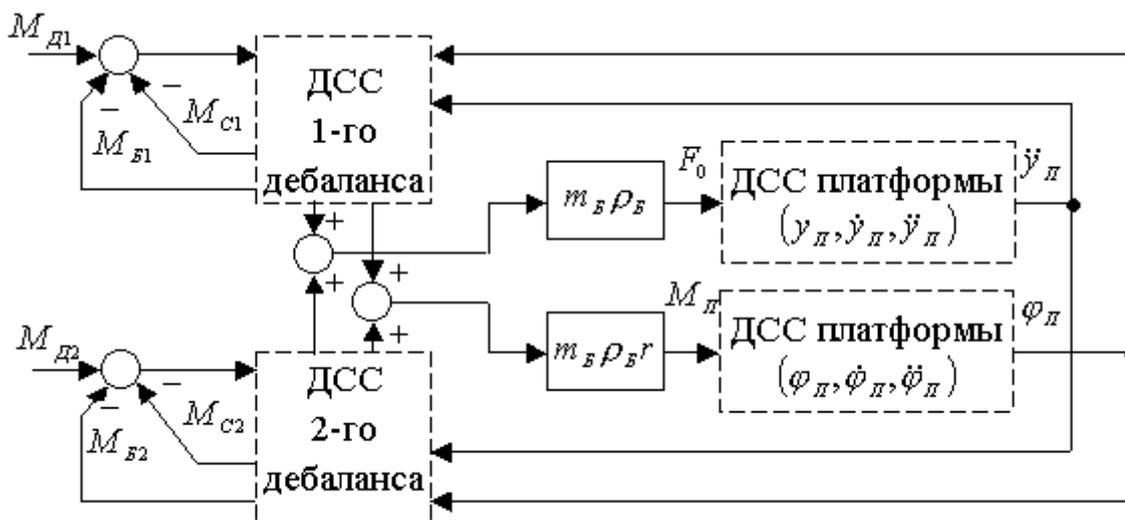


Рис. 1. ДСС механической части двухроторной вибрационной установки

- 1) локальная ДСС электропривода дебаланса, служащая для исследований алгоритмов раскачки;
- 2) ДСС механической части однороторной виброустановки, учитывающая только вертикальные перемещения платформы и служащая для исследования способов преодоления эффекта Зоммерфельда и управления линейными (вертикальными) колебаниями;
- 3) полная ДСС двухроторной виброустановки, служащая для исследований СЭП с фазовым сдвигом роторов и независимого управления линейными и угловыми колебаниями платформы.

Для учёта реальных условий эксплуатации при исследовании пусковых режимов в соответствующие математические модели введены сухая и вязкая составляющие сил трения в опорах роторов дебалансов, являющиеся нелинейными функциями угловой скорости.

Результаты имитационного моделирования и экспериментального исследования позволяют сделать вывод об адекватности полученных моделей реальному объекту.

Вторая глава посвящена пусковым режимам виброустановок, где рассматриваются два важных вопроса. Первый вопрос посвящен режиму раскачки дебалансов, в частности реализации алгоритма двусторонней раскачки, в простейшем случае описываемого выражением $U_{зт} = U_{зк} \text{sign} \omega$, где $U_{зт}$ - сигнал на входе контура тока двигателя; $U_{зк}$ - сигнал задатчика алгоритма раскачки. В работе приведены способы реализации алгоритмов двусторонней раскачки с контурами тока, а также тока и скорости, определено влияние реальных условий эксплуатации (сухого и вязкого трения) на динамику раскачки, границы зон раскачки и требования режима раскачки к мощности двигателя. Проведено сравнительное моделирование динамики прямого пуска СЭП и пуска с алгоритмами односторонней и двусторонней раскачки, где видно преимущество двустороннего алгоритма раскачки над односторонним. В

целом, применение алгоритмов раскачки позволяет уменьшить установленную мощность двигателей в 2 - 3 раза.

В базовом варианте алгоритмы раскачки с контурами тока и скорости вызывают динамические перегрузки при включении в цепь управления контура скорости по причине несогласованности сигналов. Решением данной задачи может быть применение сигнала задания скорости с ПИ-характеристикой, либо экспоненциально растущего, вместо линейно возрастающего сигнала. Применение экспоненциального сигнала задания скорости, кроме того, способствует снижению энергозатрат на разгон дебалансов до заданной скорости.

Следующая задача, решенная во второй главе, посвящена преодолению электромеханического резонанса (эффекта Зоммерфельда) средствами электротехнической коррекции при пуске/торможении СЭП виброустановки. Предлагаются следующие способы коррекции:

1) Введение ПД-коррекции по скорости двигателя. Для подавления упругих колебаний в зоне резонанса параметры ПД-звена с передаточной функцией

$$W_{k_1}(p) = \beta_{k_1} \frac{\tau_{k_1} p}{\tau_{k_1} p + 1} \quad (4)$$

при малом влиянии вязкого трения выбираются по условиям

$$\left. \begin{aligned} \beta_{k_1} &= (\sqrt{2} \dots 2\sqrt{2}) k_{дт} J q_1 \omega_{yn} / (k\Phi k_{дс}) \\ \tau_{k_1} &= (0,5 \dots 1) / \omega_{yn} \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

где $k_{дт}$, $k_{дс}$ – коэффициенты передачи датчиков тока и скорости; $q_1 = m_Б / m_0$.

2) Введение ПД-коррекции по скорости платформы. В рассматриваемом случае необходим датчик линейной скорости платформы $\dot{y}_П$ или соответствующее наблюдающее устройство. Передаточная функция коррекции $W_{k_2}(p)$ аналогична (4), а её параметры в первом приближении могут быть выбраны по условиям (5) с учетом замены q_1 на $q_2 = m_П / m_0$.

3) Введение П-коррекции по ускорению платформы. Для контроля ускорения платформы может быть применен акселерометр или наблюдающее устройство.

Результаты моделирования показали, что 2-й и 3-й способы коррекции СЭП являются более действенными по сравнению с 1-м способом и позволяют проходить резонансную зону практически без "застревания".

Третья глава посвящена проблеме управления амплитудой линейных (вертикальных) колебаний платформы виброустановки в дорезонансной и резонансной зонах и стабилизации режимов при изменении массы изделий на платформе.

Один из принципов управления амплитудой колебаний в дорезонансной зоне основан на трудах Н. Х. Базарова, и состоит в том, что управление

осуществляется на левом склоне резонансного пика за счет изменения угловой скорости дебалансов.

При изменении массы, совершающей колебания, изменяется и АЧХ объекта, в частности величина и частота резонансного пика, что необходимо учитывать при проектировании системы управления. Концепция построения предлагаемой СЭП представлена на рис. 2 и состоит из замкнутого контура скорости (ЗКС) с подчиненным токовым контуром и предварительным заданием скорости (ЗС), наложенного управления в виде контура линейных колебаний (КЛК) с датчиком (ДЛК), заданием (ЗЛК), регулятором (РЛК) и блоком выделения модуля сигнала (БВМ).

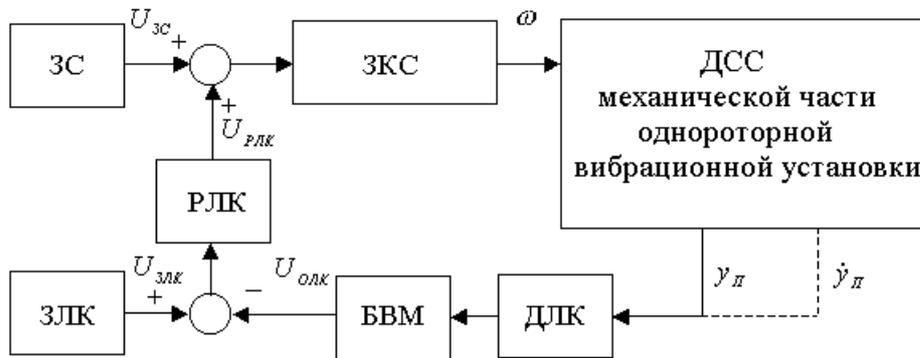


Рис. 2. Концептуальная схема построения СЭП для управления амплитудой линейных колебаний в дорезонансной зоне

Синтез РЛК в первом приближении осуществляется на основе линеаризованной модели механической части. При линеаризации приняты следующие допущения:

- в квазиустановившемся режиме вынуждающая сила дебалансов F_0 определяется в основном центробежной составляющей $F_{0ц} = m_B \rho_B \omega^2$, поэтому касательной составляющей $F_{0т} = m_B \rho_B \varepsilon$ пренебрегаем. Здесь ω , ε - угловая скорость и ускорение дебаланса;
- блок произведения в выражении $F_{0ц} = m_B \rho_B \omega^2$ заменен на $F_{0ц} = m_B \rho_B \omega \omega_c$, где $\omega_c = (0,7...0,9)\omega_{yn} - const$ - скорость ротора в статике; ω_{yn} - собственная частота колебаний платформы.

В случае применения обратной связи по положению платформы $y_П$ (сплошная линия), передаточная функция (ПФ) разомкнутого КЛК будет

$$W_{p0}(p) \approx W_{РЛК}(p) \cdot \frac{m_B \rho_B k_{ОЛК} \omega_c (T_{ДС} p + 1)}{c_0 k_{ОС} (4T_{\Sigma 1}^2 p^2 + 2T_{\Sigma 1} p + 1)(T_0^2 p^2 + T_{d0} p + 1)(T_{ДЛК} p + 1)}, \quad (6)$$

где $k_{ОЛК}$, $k_{ОС}$ - коэффициенты передачи обратных связей КЛК и КС; $T_{ДС}$, $T_{ДЛК}$ - постоянные времени датчиков КС и КЛК; c_0 - суммарная жесткость

пружинных виброизоляторов; q_1 - суммарная малая постоянная времени КС; $T_0 = 1/\omega_{ym}$, $T_{d0} = b_0/c_0$ - постоянная времени демпфирования виброизоляторов, b_0 - демпфирование пружин. Из выражения (6) видно, что объект управления контура линейных колебаний имеет астатизм нулевого порядка, поэтому для придания системе астатизма по управлению необходимо выбрать ПИ-регулятор с передаточной функцией

$$W_{РЛК}(p) = \beta_0 \frac{\tau_0 p + 1}{\tau_0 p}. \quad (7)$$

При настройке, близкой к ОМ, регулятор имеет параметры

$$\beta_0 = \frac{k_0 c_0 k_{oc}}{m_B \rho_B k_{OB} \omega_c}; \quad \tau_0 = (10 \dots 20) T_{\Sigma 0}, \quad (8)$$

где $k_0 = 0,1 \dots 0,2$; $T_{\Sigma 0} = T_{ДЛК} + 2T_{\Sigma 1}$.

При применении обратной связи по скорости платформы \dot{y}_{II} (пунктирная линия), объект содержит дифференциал, поэтому для придания системе астатизма необходим ПИ²- или ИИ²-регулятор с настройкой (8).

Исследования на ЭВМ нелинейной системы по полной модели подтвердили эффективность выбранных настроек регуляторов. Нагрузочные характеристики виброустановки при указанных способах построения системы имеют схожий характер и для одного из вариантов представлены на рис. 3.

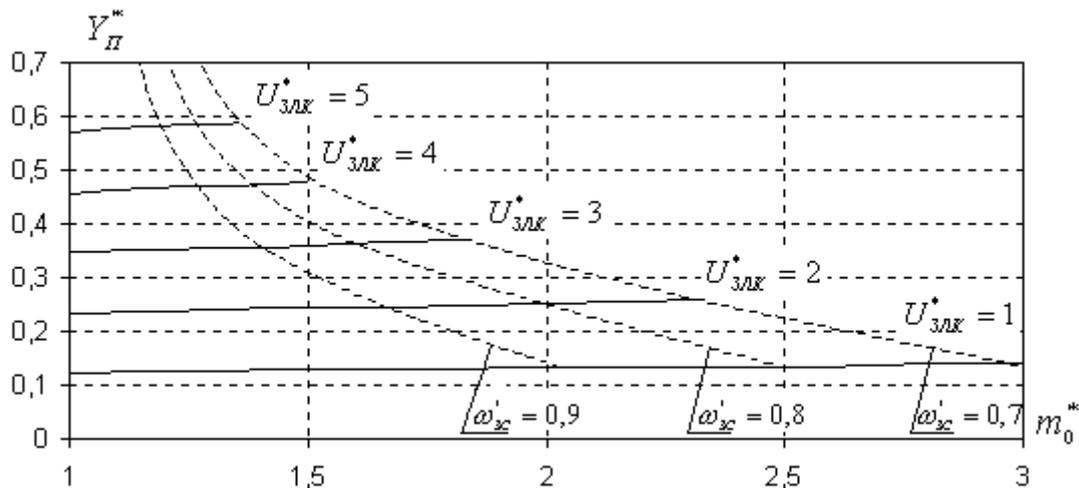


Рис. 3. Нагрузочные характеристики с ПИ²-коррекцией по скорости платформы

Из характеристик видно, что система обеспечивает стабилизацию амплитуды колебаний платформы $Y_{II}^* = Y_{II}/Y_{IIБ}$ при вариации массы $m_0^* = m_0/m_{0Б}$, где $Y_{IIБ}$ - базовое значение амплитуды колебаний ненагруженной платформы массой $m_{0Б}$. Вместе с тем диапазон загрузки платформы зависит от величины сигналов задания скорости $U_{3с}$ и колебаний платформы $U_{3ЛК}$, т. е. от удаленности рабочей точки от частоты резонанса. При превышении указанного диапазона происходит "опрокидывание" контура вибрации, обусловленное

переходом рабочей точки в зарезонансную зону (правый склон резонансного пика) и сопровождающееся ростом скорости дебаланса.

Возможен также другой путь решения данной задачи, состоящий во введении параметрической адаптации. Идея заключается в измерении или восстановлении массы платформы и коррекции сигнала задания скорости на левом склоне резонансного пика с помощью введения в систему соответствующих нелинейных звеньев. Данное решение представлено на рис. 4 где синтезированные нелинейные звенья образуют блок адаптации, причем звено НЗ1 учитывает изменение текущей частоты резонанса от значения m_0 , а звено НЗ2 учитывает изменение формы резонансного пика. В свою очередь звено НЗ3 осуществляет переход от сигнала задания амплитуды U_{π} к сигналу задания скорости U_{3c} . При этом возможно точное поддержание амплитуды колебаний платформы. Диапазон работы виброустановки для данного способа оптимизации СЭП будет ограничен резонансной частью АЧХ объекта и зоной малых скоростей, когда происходит потеря управления колебаниями.

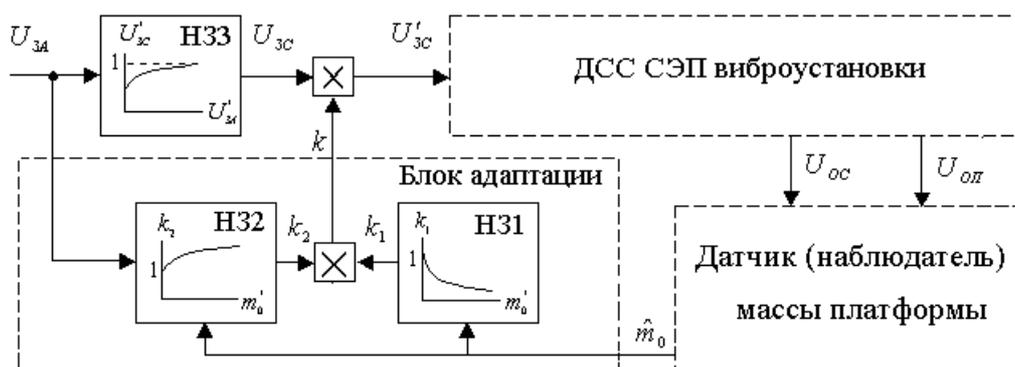


Рис. 4. Концептуальная схема построения СЭП с адаптацией по массе платформы

Перспективным направлением является использование вибрационных установок в зоне электромеханического резонанса. В этом случае возможно поддержание высокой амплитуды колебаний платформы при минимальных энергозатратах. При работе установки на резонансном пике в условиях вариации параметров объекта (массы изделий на платформе) необходимо независимо регулировать амплитуду и частоту вынуждающей силы, поэтому управлять амплитудой колебаний в данном случае возможно, регулируя плечо (эксцентриситет) дебаланса. Концепция построения предлагаемой СЭП резонансной виброустановки представлена на рис. 5 и содержит приводы дебаланса и плеча дебаланса, а также соответствующий блок нелинейных звеньев. Звено НЗ1 аналогично описанному ранее, и осуществляет удержание рабочей точки на частоте резонанса в функции массы платформы. Звено НЗ2 производит компенсацию изменения амплитуды резонанса. Звено НЗ3 компенсирует нелинейность управления плечом дебаланса и определяется

выбранной конструкцией механизма. Диапазон работы виброустановки будет ограничен параметрами дебаланса и зоной малых скоростей. Исследования предлагаемой СЭП на ЭВМ показали её работоспособность и возможность практической реализации.

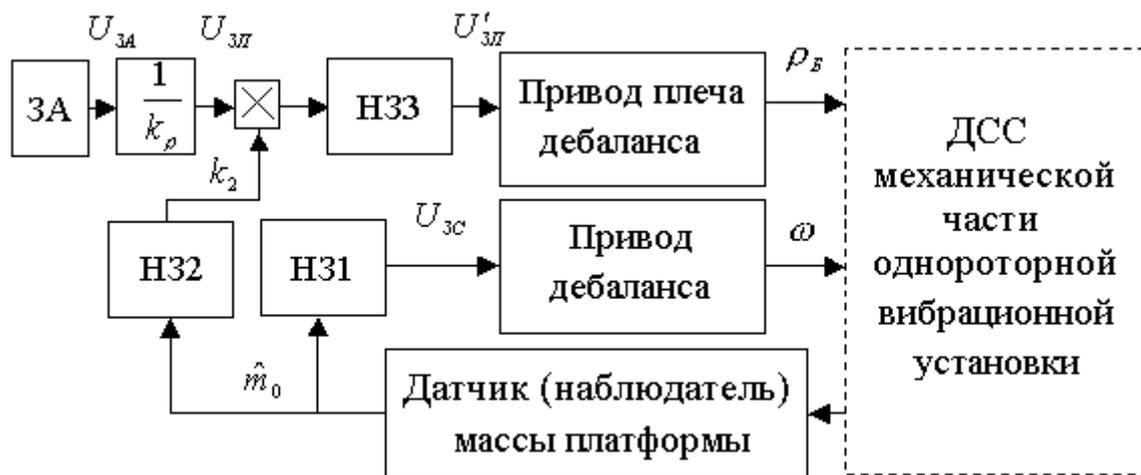


Рис. 5. Концепция построения СЭП резонансной вибрационной установки

Все описанные способы управления амплитудой колебаний платформы изменяют в функции частоты колебаний. Вместе с тем в ряде случаев требуется независимое управление амплитудой и частотой колебаний. В данном случае также представляется перспективным использование виброустановок с управляемым плечом дебаланса. Достоинством данного решения является отсутствие "опрокидывания" управления. В работе предложена концепция такой системы, заключающаяся в том, что частотой колебаний платформы осуществляется с помощью СЭП скорости дебаланса, а управление амплитудой – изменением плеча дебаланса. Коррекция сигнала задания амплитуды осуществляется средствами параметрической адаптации. Исследование на ЭВМ предложенной концепции подтвердили её работоспособность.

Четвертая глава посвящена исследованию ЭМС двухроторных виброустановок и характеру влияния рассогласования фаз между роторами на амплитуду линейных и угловых колебаний платформы. В большинстве случаев вибрационные установки имеют довольно ограниченную пространственную форму колебаний, чаще всего это линейные перемещения платформы. Вместе с тем, при испытании различных изделий на виброустойчивость важно смоделировать те виды колебаний, которые будет испытывать изделие в ходе эксплуатации. Отсюда возникает задача построения вибрационных установок и вибростендов, способных воспроизводить колебания с заданными пространственными параметрами, что может быть реализовано путём плавного изменения угла θ между дебалансами в диапазоне от 0 до π .

Предлагается следующая концепция построения двухроторного электропривода (рис. 6). Первый привод выполняется ведущим, регулируемым

по скорости, а второй – ведомым, регулируемым по угловому положению относительно первого привода, где k_p , $k_{\phi d}$ - коэффициенты передачи редуктора и фазового дискриминатора.

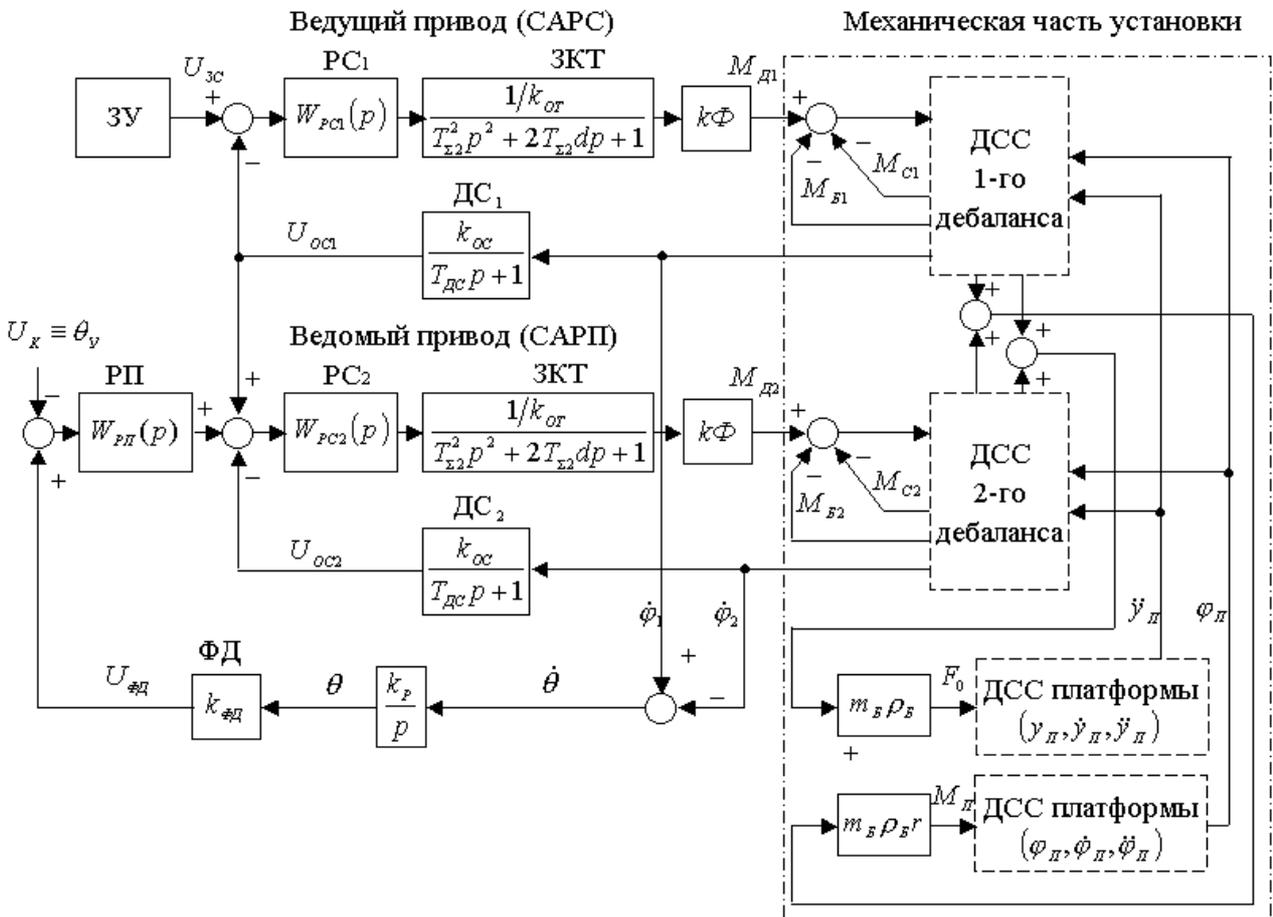


Рис. 6. ДСС ЭМС двухроторной вибрационной установки

Контуры тока служат для раскочки дебалансов перед пуском, контуры скорости – для пуска и вывода роторов на заданную скорость, а контур положения ведомого привода – для регулирования углового рассогласования роторов $\theta(t)$.

Полученная структура является системой комбинированного управления следящим ЭП с каналами регулирования по отклонению (контур положения ведомого ЭП) и возмущению (канал управления по скорости ведущего ЭП). При оптимизации ведомого привода необходимо стремиться к максимальному быстродействию контура положения, чтобы частота среза контура положения ω_{c0} была больше частоты упругих колебаний платформы ω_{yn} . Это предопределяет выбор предельно возможного быстродействия контуров тока и скорости.

Контуры тока настраивается на компромиссный оптимум (КО), обеспечивающий частоту среза $\omega_{c2} = 1/T_{з2}$ при $d = 0,5$.

Контуры скорости, в условиях действия гармонических моментов M_{Bi} на валах двигателей, целесообразно настроить на симметричный оптимум (СО), при частотах среза $\omega_{c1} = 1/(2T_{\Sigma 1})$, где $T_{\Sigma 1} = T_{DC} + T_{\Sigma 2}$.

Передаточная функция разомкнутого контура положения

$$W_{P0}(p) \approx W_{PI}(p) \cdot \frac{k_{\Phi D} k_P (T_{DC} p + 1)(4T_{\Sigma 1} p + 1)}{k_{OC} p (2T_{\Sigma 1} p + 1)(4T_{\Sigma 1}^2 p^2 + 2T_{\Sigma 1} p + 1)}. \quad (9)$$

Регулятор положения может быть выполнен как ПИ-регулятор с передаточной функцией

$$W_{PI}(p) = \beta_0 \frac{\tau_0 p + 1}{\tau_0 p}, \quad (10)$$

параметры которого выбираются по условиям

$$\beta_0 = \frac{k_{OC}}{4k_{\Phi D} k_P T_{\Sigma 1}}; \quad \tau_0 = (8 \dots 12) T_{\Sigma 1}. \quad (11)$$

Реально достижимая частота среза контура положения $\omega_{c0} \approx 1/(4T_{\Sigma 1}) = 50 \text{ c}^{-1}$. В исследуемой установке частота упругих колебаний платформы составляет $\omega_{yn} \approx 30 \text{ c}^{-1}$; таким образом, выбранные настройки удовлетворяют приведенному выше условию.

В результате моделирования взаимосвязанной СЭП получены зависимости линейных y_{II} и угловых колебаний φ_{II} платформы в функции θ при разных скоростях привода и выявлен их общий характер. На рис. 7. представлены графики амплитуд колебаний при работе СЭП на верхней скорости.

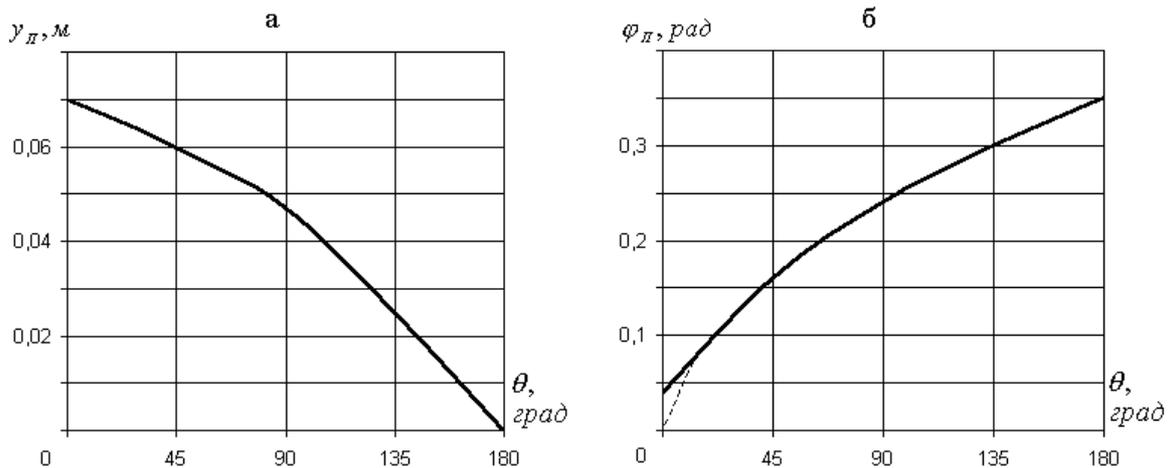


Рис. 7. Линейные (а) и угловые (б) колебания платформы в функции θ

На основе проведенных исследований сформулирована концепция независимого управления линейными и угловыми колебаниями платформы двухроторной вибрационной установки. Управление линейными колебаниями осуществляется изменением угловой скорости дебалансов, а угловыми – изменением фазы между ними. Это осуществляется контурами линейных и

угловых колебаний соответственно. Полученная в ходе моделирования АЧХ угловых колебаний имеет "плавающую" собственную частоту, что накладывает ограничения на зону совместной устойчивой работы контуров, которую можно представить в виде области на рис. 8.

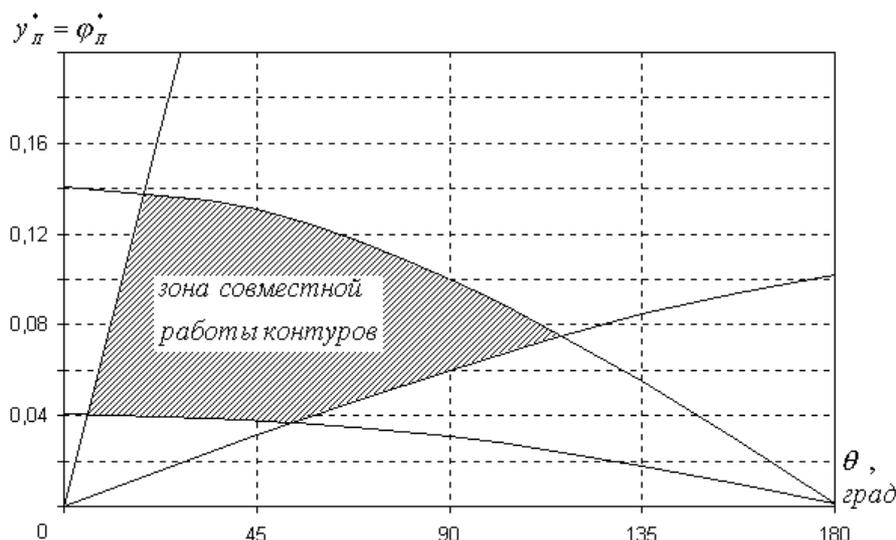


Рис. 8. Зона независимого управления линейными и угловыми колебаниями

Синтез регулятора угловых колебаний (РУК) произведена по линеаризованной модели объекта. При этом передаточная функция разомкнутого контура угловых колебаний

$$W_{p0v}(p) \approx W_{pVK}(p) \cdot W_{30}(p) \cdot \omega_c m_B \rho_B r \cdot W_{пв}(p) \cdot W_{двк}(p), \quad (12)$$

где ω_c - скорость двигателя в статике; $W_{30}(p)$ - передаточная функция замкнутого контура положения ведомого привода; $W_{пв}(p)$ - передаточная функция угловых колебаний платформы; $W_{двк}(p)$ - передаточная функция датчика угловых колебаний с коэффициентом передачи $k_{двк}$ и постоянной времени $T_{двк}$.

Для придания системе достаточной устойчивости и астатических свойств выбран ПИ-регулятор с параметрами

$$\beta_{0v} = \frac{k_{0v} k_p k_{\phi d}}{m_B \rho_B r k_{двк} \omega_c}, \quad \tau_{0v} = (1 \dots 2) T_{\Sigma 0v}, \quad (13)$$

где $k_{0v} = 0,01 \dots 0,02$; $T_{\Sigma 0v} = T_{двк} + 2T_{\Sigma 0}$ - суммарная постоянная времени контура угловых колебаний. Частота среза контура $\omega_{c0v} = k_{0v} / T_{\Sigma 0v}$.

Настройка РЛК производится по выражениям (7) – (8).

Пятая глава посвящена экспериментальным исследованиям на исследовательском двухроторном вибрационном стенде СВ-2, установленном в ЦКП СПбГЭТУ. Исследования охватывали пуск роторов стенда с применением предложенных алгоритмов двусторонней раскачки, а также способы преодоления эффекта Зоммерфельда с использованием ПД-коррекции по скорости двигателей. Алгоритмы управления подтвердили свою

работоспособность на физическом объекте в реальном масштабе времени. Проведенные испытания показали преимущество двустороннего алгоритма раскачки над односторонним, а также эффективность предложенных способов преодоления эффекта Зоммерфельда.

Сходный характер динамических процессов, полученных при натурном эксперименте и компьютерных исследованиях математических моделей ЭМС, доказывает адекватность разработанного математического описания и правомерность теоретических положений и рекомендаций диссертационной работы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основным научным результатом диссертации является разработка методологии исследования, построения и оптимизации взаимосвязанных ЭМС вибрационных установок, обеспечивающих эффективное и экономичное функционирование при пуске и в квазиустановившихся режимах, что открывает возможности создания нового поколения высокопроизводительных агрегатов рассматриваемого класса.

Существенные научные результаты диссертационной работы могут быть сформулированы следующим образом:

1. Разработано унифицированное математическое описание вибрационных установок как специфических ЭМС с учетом взаимосвязи электрических и механических факторов. Построен необходимый спектр адекватных математических моделей, являющихся единой математической основой при имитационном моделировании на ЭВМ, синтезе алгоритмов управления ЭМС и определении рациональных настроек регуляторов.
2. Синтезированы и реализованы оригинальные алгоритмы управления СЭП, обеспечивающие экономичный и надёжный пуск виброустановок с учётом реальных условий эксплуатации. Установлены рациональные границы пусковых режимов при оптимальной энергетике электроприводов.
3. Разработаны эффективные способы преодоления электромеханического резонанса (эффекта Зоммерфельда) средствами электротехнической коррекции при пуске СЭП в зарезонансную зону. Данные способы позволяют сократить время пуска виброустановок и избежать возможных аварий, вызванных интенсивными колебаниями платформы на частоте резонанса.
4. Предложены концептуальные решения построения СЭП виброустановок, обеспечивающие эффективное управление параметрами линейных (вертикальных) колебаний в дорезонансной и резонансной зонах при вариации параметров объекта управления (массы платформы с продуктом); проведен синтез и исследование СЭП виброустановок для предложенных решений.
5. Показана перспективность применения вибрационных установок с изменяемым плечом (эксцентриситетом) дебаланса при работе в зоне резонанса, а также при независимом управлении амплитудой и частотой линейных колебаний платформы в заданном диапазоне частот.

6. Определена концепция построения взаимосвязанных СЭП двухроторных виброустановок, обеспечивающая достаточно точное регулирование углового рассогласования роторов в заданном диапазоне. Синтезированы унифицированные настройки регуляторов тока, скорости и положения, обеспечивающие требуемое функционирование ЭМС при действии внешних и внутренних возмущений.
7. Сформулирована концепция независимого управления линейными и угловыми колебаниями платформы. Синтезированы регуляторы указанных параметров, определена область совместной устойчивой работы контуров, получены характеристики управления контурами и подтверждена работоспособность предложенной системы.
8. На исследовательском вибрационном стенде СВ-2 экспериментально подтверждена эффективность синтезированного алгоритма двусторонней раскачки дебалансов и введения ПД-коррекции с целью подавления эффекта Зоммерфельда. Сходный характер динамических процессов, полученных при натурном эксперименте и при компьютерных исследованиях математических моделей ЭМС, доказывает адекватность разработанного математического описания систем, и правомерность основных положений и выводов.
9. Разработанные рекомендации по построению и оптимизации взаимосвязанных ЭМС ориентированы на создание универсальных испытательных вибростендов различного назначения.

Список работ, опубликованных по теме диссертационной работы

1. Шестаков В. М., Епишкин А. Е. Динамика электромеханической системы вибрационной установки при работе в зоне резонанса // Современное машиностроение: Сборник научных трудов. Вып. 2. – СПб.: Изд. С.-Петербургского института машиностроения, 2000. С. 93-98.
2. Шестаков В. М., Шаряков В. А., Епишкин А. Е. Пусковые режимы вибрационных электромеханических стендов для испытаний изделий, работающих в экстремальных условиях // Экстремальная робототехника: Материалы XI науч.-техн. конф. СПб.: Изд-во СПб ГТУ, 2001. С. 88-96.
3. Епишкин А.Е. Стабилизация амплитуды колебаний автоматизированных вибрационных установок // XXIX Неделя науки СПбГТУ. Ч.V: Материалы научной конференции. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2001. С. 141-142.
4. Епишкин А. Е., Шестаков В. М. Управление параметрами колебаний автоматизированных вибрационных установок // XXX Юбилейная Неделя науки СПбГТУ. Ч.VII: Материалы межвузовской научной конференции. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2002. С. 88-90.
5. Епишкин А. Е. Управление параметрами упругих колебаний виброустановок введением регулируемой адаптации // Современное машиностроение: Сборник трудов молодых ученых. Вып. 4. – СПб.: Изд. С.-Петербургского института машиностроения, 2002. С. 32-34