

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки  
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук

На правах рукописи



Лян Илья Павлович

**ПОДДЕРЖАНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТРАНСПОРТНО-  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ  
ПАРАМЕТРАХ ОБРАБАТЫВАЕМОГО МАТЕРИАЛА**

Специальность 2.5.2. Машиноведение (технические науки)

**А в т о р е ф е р а т**

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Москва – 2023

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН (ИМАШ РАН)

Научный руководитель: Пановко Григорий Яковлевич, заслуженный деятель науки РФ, доктор технических наук, профессор

Оппоненты: Муницын Александр Иванович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Робототехника, мехатроника, динамика и прочность машин» ФГБОУ ВО Национального исследовательского университета «МЭИ» (г. Москва)

Румянцев Сергей Алексеевич, доктор технических наук, старший научный сотрудник, профессор кафедры «Естественнонаучные дисциплины» ФГБОУ ВО «Уральский государственный университет путей сообщения» (г. Екатеринбург)

Ведущая организация: Научно-производственная корпорация «Механобр-техника» (г. Санкт-Петербург)

Защита состоится 26 сентября 2023 г. в 14:00 часов на заседании диссертационного совета 24.1.075.01, созданного на базе ФГБУН Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН (ИМАШ РАН), в конференц-зале по адресу: 101000, г. Москва, Малый Харитоньевский переулок, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ИМАШ РАН по адресу г. Москва, ул. Бардина, д. 4, тел. (499)135-55-16; и на сайте <http://www.imash.ru>.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные гербовой печатью учреждения (организации), просим направлять по адресу ИМАШ РАН: 101000, г. Москва, Малый Харитоньевский переулок, д. 4, ученому секретарю диссертационного совета 24.1.075.01.

Автореферат разослан «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2023 г.

Ученый секретарь совета,  
доктор технических наук



Рашоян Гагик Володяевич

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы исследования.** Вибрационные технологические процессы и машины широко применяются в самых различных отраслях промышленности (машиностроении, металлургии, нефтехимии, строительстве и пр.). Использование вибрации позволяет существенно интенсифицировать различные технологические операции: перемещение, внедрение, разделение/смешивание, сепарация, уплотнение/разрыхление, дегазация, ориентирование, дробление и др. Реализация подобных процессов осуществляется вибрационными транспортно-технологическими машинами и агрегатами самых различных конструкций, которые классифицируют по назначению (транспортирование, погружение, классификация, грохочение и пр.); по типу вибрационного привода (инерционный, электромагнитный, кинематический и др.); по числу колеблющихся масс (одномассовая, двухмассовая и пр.); по отношению частоты вынуждающего воздействия к собственной частоте колебаний рабочего органа (дорезонансные, зарезонансные, резонансные); по количеству вибровозбудителей и др.

Широкое распространение получили вибромашины с дебалансными вибровозбудителями с приводом от асинхронных электродвигателей переменного тока. При вращении дебаланса возникает круговое возмущающее воздействие на исполнительный (рабочий) орган вибромашины, в/на котором находится обрабатываемый материал. В ряде случаев для создания направленного воздействия используют два (или более) дебалансных вибровозбудителя, вращающихся с одинаковыми или кратными средними угловыми скоростями и с определенными взаимными фазами. Для синхронизации вращения дебалансов часто используют различные кинематические связи, в частности, зубчатые, цепные или ременные передачи.

В настоящее время широкое применение находят вибромашины с самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями. При существовании динамической связи между вибровозбудителями, установленными на одном несущем теле, в приводных двигателях, даже с существенно отличающимися характеристиками, можно добиться постоянства разности фаз и равенства угловых скоростей вращения их дебалансов.

Большинство вибромашин с самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями работают в зарезонансной области частот возбуждения, что обеспечивает стабильность их работы вне зависимости от изменения массы обрабатываемого материала и различных нелинейных взаимодействий элементов всей технологической системы. Однако в процессе разгона вибромашины для выхода в зарезонансную область необходимо преодолеть области собственных частот колебаний, что требует применения вибровозбудителей с избыточной мощностью по сравнению с мощностью, требуемой для реализации технологического процесса. В результате на рабочей (зарезонансной) частоте двигатели вибровозбудителей работают вне номинального режима. Все это приводит к низкому КПД вибромашины, повышенной металлоемкости вибровозбудителей, значительным динамическим нагрузкам, снижению ресурса работы двигателей.

Использование резонансных режимов позволяет реализовать требуемые амплитуды колебаний при относительно небольших возмущающих силах. Отсутствие запаса мощности, необходимого для преодоления резонанса, обеспечивает работу вибровозбудителей вблизи номинального режима. При этом существенно повышается энергоэффективность вибромашины, могут использоваться менее мощные вибровозбудители с существенно меньшими статическими моментами дебалансов, снижается масса движущихся частей и общая металлоемкость конструкции. Однако резонансный режим в силу различных нелинейностей и

флуктуаций массы обрабатываемого материала, в отличие от зарезонансного режима, оказывается неустойчивым. Стабилизация резонансных режимов колебаний является необходимым условием для создания вибромашин с повышенной эффективностью использования вынуждающей силы.

Повышение энергоэффективности технологических машин и процессов, в том числе, основанных на использовании вибрации, непосредственно связано с приоритетным направлением Стратегии научно-технологического развития Российской Федерации в части формулировки пункта «а», где предусмотрен «переход к передовым цифровым, интеллектуальным производственным технологиям, роботизированным системам, новым материалам и способам конструирования...». Решению задач, связанных с настройкой и поддержанием устойчивой работы вибрационных машин в резонансном режиме, посвящена настоящая диссертация.

**Степень разработанности темы исследований.** Теория вибрационных технологических процессов базируется на многочисленных трудах отечественных и зарубежных ученых: И.И. Артоболевского, И.И. Блехмана, В.Л. Бидермана, Л.А. Вайсберга, Р.Ф. Ганиева, И.Ф. Гончаревича, Я.П. Ден-Гартога (J.P. Den Hartog), А.Е. Кобринского, Э.Э. Лавендела, Р.Ф. Нагаева, Я.Г. Пановко, В.А. Повидайло, В.Ф. Потураева, К.М. Рагульскиса (K.M. Ragulskis), О.А. Савинова, С.П. Тимошенко, М.В. Хвингии, В.П. Франчука, К.В. Фролова, Ф.С. Цзе (F.S. Tse) и др. В нашей стране созданием вибромашин различного технологического назначения занимались В.А. Бауман, И.И. Быховский, Л.А. Вайсберг, И.Ф. Гончаревич, В.В. Гортинский, Д.А. Плисс, О.А. Савинов, А.О. Спиваковский и др.

Явление самосинхронизации дебалансных вибровозбудителей было экспериментально обнаружено Д.А. Плиссом и подробно описано И.И. Блехманом в его фундаментальной монографии «Самосинхронизация динамических систем». Различным аспектам теории самосинхронизации вибровозбудителей и ее практического применения посвящены исследования О.П. Барзукова, Л.А. Вайсберга, Х. Дресига (H. Dresig), Л.Б. Зарецкого, Б.П. Лаврова, Р.Ф. Нагаева, А. Пиковского, В.Н. Потураева, К.М. Рагульскиса, М. Розенблюма, С.А. Румянцева, А. Фидлина, К.В. Фролова, К.Ш. Ходжаева, Л. Шперлинга (L. Sperling) и др. Разработкой и созданием вибрационных машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями занимаются различные научно-производственные предприятия, в частности: НПК «Механобр-техника» (Санкт-Петербург), НПО «ПНЕВМАШ» (Челябинск), Mogensen (Англия), Krupp Fordertechnik (Германия), Metso Minerals (Финляндия) и др.

В работах В.К. Асташева, А.А. Борщевского, И.И. Быховского, Р.Ф. Ганиева, И.Ф. Гончаревича, Г.Я. Пановко, А.Л. Фрадкова и др. отмечается потенциальная эффективность использования резонансных режимов колебаний рабочего органа, а также рассматриваются некоторые возможные способы их реализации в вибрационных машинах.

С развитием вычислительной техники, систем сбора и обработки информации появилась возможность управления вибрационными технологическими машинами. Разработке и исследованию различных алгоритмов управления вибромашинами посвящены работы Б.Р. Андриевского, В.К. Асташева, Г.Я. Пановко, О.П. Томчиной, А.Л. Фрадкова и др.

**Идея диссертационной работы** заключается в использовании систем автоматического поддержания резонансных колебаний рабочего органа вибрационных транспортно-технологических машин с самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями при неопределенном изменении массы обрабатываемого материала.

**Целью работы** является повышение эффективности вибрационных технологических машин с самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями за счет использования резонансных режимов колебаний.

**Задачи исследования:**

- обоснование использования резонансного режима колебаний вибрационных транспортно-технологических машин с дебалансными вибровозбудителями;
- разработка алгоритма автоматического поддержания резонансных колебаний рабочего органа вибромашин при изменении массы обрабатываемого материала;
- разработка математической модели динамики вибромашины с самосинхронизирующимися вибровозбудителями и численное моделирование процесса поддержания ее резонансных колебаний при переменной массе обрабатываемого материала;
- создание лабораторного образца вибромашины с автоматической системой поддержания резонансных колебаний и его натурные испытания при переменной массе обрабатываемого материала; верификация математической модели.

**Научная новизна заключается:**

- в разработанной математической модели вибрационной машины с самосинхронизирующимися вибровозбудителями, учитывающей изменение массы обрабатываемого материала, моментные характеристики асинхронных электродвигателей и законы их частотного регулирования;
- в разработанном алгоритме поддержания резонансного режима, основанном на использовании динамического портрета вибромашины, позволяющем в режиме реального времени вычислять и реализовывать необходимое управление частотой вращения вибровозбудителей;
- в разработанной обобщенной математической модели резонансной вибрационной машины (цифровой двойник), описывающей процесс поддержания резонансного режима колебаний рабочего органа при неопределенном изменении массы обрабатываемого материала.

**Практическая значимость заключается в том, что:**

- установлены количественные показатели эффективности использования резонансных режимов колебаний рабочего органа вибромашин по сравнению с зарезонансным режимом;
- сформулированы условия, при которых обеспечивается эффективность использования резонансного режима работы вибрационной машины;
- разработанный алгоритм поддержания резонансного режима может быть использован при создании управляемых вибрационных машин с переменной массой обрабатываемого материала;
- разработанный цифровой двойник позволяет оптимизировать процессы исследования, проектирования и создания новых вибрационных машин;
- создан лабораторный образец вибрационной резонансной машины с системой автоматической настройки и поддержания резонансного режима колебаний, который может служить основой для проектирования новых вибрационных машин.

**Внедрение.** Результаты диссертационной работы внедрены в расчетную практику ООО «ДАТАДВАНС» при создании цифровых двойников вибромашин; в учебный процесс кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

**Методы исследований:** при моделировании колебаний вибрационной машины с самосинхронизирующимися вибровозбудителями использованы классические методы теории машин и механизмов, теории колебаний механических систем, электродинамики, численные методы интегрирования дифференциальных уравнений, методы теории автоматического управления. Экспериментальные исследования проводились методами экспериментальной механики с использованием современных аппаратных средств измерения, сбора и обработки информации.

**Основные положения, выносимые на защиту:**

- результаты сравнительного анализа эффективности использования резонансного и зарезонансного режимов работы вибромашин с дебалансными вибровозбудителями;
- математическая модель вибромашины с самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями с учетом изменения массы обрабатываемого материала;
- алгоритм автоматического поддержания резонансного режима работы вибромашины при изменении массы обрабатываемого материала;
- результаты численного моделирования процесса поддержания резонансных колебаний рабочего органа вибромашины;
- результаты испытаний созданного лабораторного образца резонансной вибрационной машины при автоматическом поддержании резонансного режима колебаний.

**Достоверность результатов.** Обоснованность и достоверность научных результатов диссертации обеспечена использованием фундаментальных положений теории машин и механизмов, теории колебаний, применением апробированных методов вычислительной механики и подтверждена соответствием результатов расчетных и экспериментальных исследований. Результаты моделирования не противоречат существующим представлениям о динамике вибрационных машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями и подтверждаются результатами натуральных экспериментов, выполненных, в том числе, с использованием системы автоматического поддержания резонансного режима колебаний при изменении массы материала, расположенного на рабочем органе.

**Личный вклад соискателя** заключается в выполненном обзоре современного состояния исследований, сравнительном анализе энергоэффективности резонансных вибромашин, в разработке управляющих алгоритмов, расчетных моделей и их численном анализе, в создании лабораторного образца резонансной вибромашины, в проведении экспериментальных исследований, в обобщении полученных результатов, в подготовке научных публикаций.

**Апробация работы.** Полученные результаты исследований докладывались и обсуждались на Московских ежемесячных семинарах молодых ученых и студентов (МЕСМУС) в 2019 и 2022 гг., на семинарах лаборатории вибромеханики ИМАШ РАН, а также на различных российских и международных научных конференциях:

- на Международных инновационных конференциях молодых учёных и студентов по современным проблемам машиноведения (МИКМУС), Москва, ежегодно в 2018-2022 гг.;
- на Международной конференции «Машины, технологии и материалы для современного машиностроения», посвященной 80-летию ИМАШ РАН, Москва, 2018 г.;
- на 39-ой Международной конференции Vibroengineering-2019: Special Topic: "Nonlinear Dynamics and Chaos in Engineering Applications", Санкт-Петербург, 2019 г.;
- на 7-ой Российской научной конференции «Перспективы и направления развития теории механизмов и машин», Москва, 2023 г.

**Публикации.** На основании результатов исследований по теме диссертации опубликовано 13 научных работ, из которых 3 – в ведущих рецензируемых научных изданиях, входящих в перечень ВАК РФ, 7 – в ведущих рецензируемых зарубежных научных журналах, индексируемых международными информационными базами SCOPUS/Web of Sciences, а также 5 статей в иных научных изданиях; получен патент РФ на изобретение.

**Структура и объем диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы, включающего 119 наименований. Работа содержит 120 страниц основного текста и 60 рисунков, 3 таблицы, 3 приложения.

**Поддержка.** Диссертация выполнена при поддержке гранта Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 20-38-90211).

## КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертации, связанной с повышением энергоэффективности вибромашин с самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями за счет использования резонансных режимов колебаний рабочих органов; определены цели и задачи исследований. Сформулированы научные положения, выносимые на защиту, новизна результатов исследования, научная значимость и практическая ценность, достоверность работы. Приводятся сведения о реализации результатов работы, ее апробации, структуре и объеме диссертации.

**В первой главе** приводятся основные сведения о вибрационных транспортно-технологических процессах и машинах, рассмотрены динамические схемы вибромашин и типы вибровозбудителей, анализируются различные режимы работы вибромашин. Приводится обзор существующих исследований в области вибромашин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями. Обсуждаются проблемы и возможные способы реализации резонансных режимов колебаний рабочих органов вибромашин. На основе выполненного анализа сформулированы цели и задачи диссертационной работы.

**Вторая глава** посвящена оценке энергоэффективности резонансной вибромашины по сравнению с вибромашинной, работающей в зарезонансной области частот. Сформулированы основные энергетические показатели резонансных и зарезонансных вибромашин, по которым производится сравнительная оценка их энергоэффективности, а именно: мощность, необходимая для запуска вибровозбудителей (пусковой момент электродвигателей); мощность, необходимая для преодоления резонанса (для зарезонансной вибромашины); мощность, необходимая для поддержания требуемого рабочего режима; реактивная мощность, возникающая вследствие работы вибровозбудителя вне номинального режима работы.

Сравнительная оценка производится на основе анализа расчетной схемы одномассовой вибрационной машины с одним дебалансным вибровозбудителем (рисунок 1). Рабочий орган каждой из машин установлен на упругой подвеске (пружинах) с линейной характеристикой

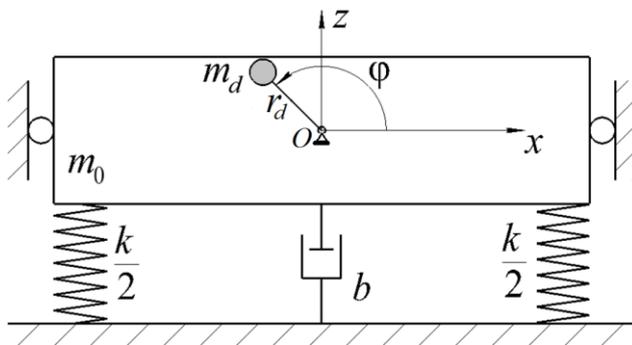


Рисунок 1 – Расчетная схема.

суммарной жесткости и может перемещаться только в вертикальном направлении. Рассеяние энергии колебаний описывается моделью вязкого трения. Массы рабочих органов  $m_0$  приняты одинаковыми (считается, что массой вибровозбудителя по сравнению с массой рабочего органа можно пренебречь), а жесткости пружин различаются в  $k/\tilde{k} = (\nu/\tilde{\nu})^2$  раз, где  $\tilde{k}$ ,  $\tilde{\nu}$  – жесткость и собственная частота

зарезонансной вибромашины, а  $k$ ,  $\nu$  – жесткость и собственная частота резонансной вибромашины (здесь и далее знак «тильда» обозначает параметры, относящиеся к зарезонансной машине). В качестве вибровозбудителей используются асинхронные электродвигатели переменного тока с дебалансами, обладающими различными массами  $\tilde{m}_d$ ,  $m_d$  и эксцентриситетами  $\tilde{r}_d$ ,  $r_d$ . Предполагается, что обе вибромашины реализуют один и тот же рабочий режим с частотой  $\omega_*$  и амплитудой  $A_*$ , который достигается при использовании

преобразователей частоты, преобразующих стандартную частоту электрической сети  $f_{el0}$ , в частоту питания электродвигателей  $f_{el}$ .

Движение рабочих органов рассматриваемых вибромашин описывается следующей системой нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{z} + b \dot{z} + kz = m_d r_d (\ddot{\phi} \cos \phi - \dot{\phi}^2 \sin \phi); \\ J_d \ddot{\phi} + M_r(\dot{\phi}) - m_d r_d \ddot{z} \cos \phi = M(\dot{\phi}, f_{el}), \end{cases} \quad (1)$$

где  $z = z(t)$  – координата центра масс системы, отсчитываемая от положения ее статического равновесия;  $\phi = \phi(t)$  – угол поворота дебаланса, отсчитываемый от положительного направления оси  $Ox$  против хода часовой стрелки;  $J_d$  – момент инерции дебаланса;  $M(\dot{\phi}, f_{el})$  – моментная характеристика двигателя,  $M_r(\dot{\phi}) = \mu m_d r_d \dot{\phi}^2 R$ , – момент сил сопротивления вращению ротора ( $\mu$  – коэффициент трения;  $R$  – радиус ротора электродвигателя).

Моментная характеристика асинхронного электродвигателя описывается модифицированной формулой Клосса, учитывающей пропорциональный закон частотного регулирования, которая в терминах угловых скоростей может быть представлена в виде:

$$M_*(\dot{\phi}) = \frac{2M_{cr}(\omega_s - \omega_{cr})(\omega_s - \dot{\phi} - \Delta\omega)}{(\omega_s - \dot{\phi} - \Delta\omega)^2 + (\omega_s - \omega_{cr})^2}, \quad (2)$$

где  $M_{cr}$  – максимальный (критический) момент, соответствующей частоте вращения  $\omega_{cr}$ ;  $\omega_s = 2\pi f_{el0} K^{-1}$  – частота вращения холостого хода (при отсутствии нагрузки на валу);  $K$  – количество полюсов электродвигателя;  $\Delta\omega = \omega_s - \omega_{s*}$  – смещение моментной характеристики при частотном регулировании по пропорциональному закону  $U/f_{el} = const$  ( $U$  – амплитуда напряжения переменного тока);  $\omega_{s*}$  – частота холостого хода рабочей характеристики.

Связь между номинальным моментом (соответствующим номинальной частоте  $\omega_n$ ) и критическим моментом определяется соотношением  $M_n = 0.5M_{cr}$ , а между номинальным и пусковым моментом – соотношением  $M_n = 0.965M_0$ , причем пусковой момент должен удовлетворять условию  $M_{0*} > 0.725D_d g$ , где  $D_d = m_d r_d$  – статический момент дебаланса (дисбаланс);  $g$  – ускорение свободного падения. Потребляемая электрическая мощность на рабочем режиме вычисляется по формуле  $P_{\Sigma*} = P_* (\eta_{el} \eta_f \cos \phi)^{-1}$ , где  $P_* = \omega_* M_*(\omega_*)$  – активная мощность двигателя на рабочем режиме,  $\eta_{el}$  – КПД электродвигателя,  $\eta_f$  – КПД частотного преобразователя,  $\cos \phi$  – косинус мощности электродвигателя.

Значение дисбаланса  $\tilde{D}_d$ , необходимого для реализации заданного рабочего режима **зарезонансной вибромашины** определяется из решения дифференциальных уравнений (1):

$\tilde{D}_d = A_* \omega_*^{-2} \sqrt{m_0^2 (\tilde{\nu}^2 - \omega_*^2)^2 + \tilde{b}^2 \omega_*^2}$ . Вычисление момента  $\tilde{M}_*(\tilde{\nu})$ , необходимого для преодоления резонансной частоты, производилось в два этапа. На первом этапе, в качестве первого приближения, вычисляется момент, необходимый для поддержания стационарных колебаний на резонансной частоте ( $\dot{\phi}(t) = const$ ):  $\tilde{M}_*(\tilde{\nu}) = \mu \tilde{D}_d R \tilde{\nu}^2 + 0.5 \tilde{b} \tilde{A}_{res}^2 \tilde{\nu}$ , где  $\tilde{A}_{res} = \tilde{D}_d \tilde{\nu} \tilde{b}^{-1}$ . На втором этапе значение этого момента, в связи с нестационарностью колебаний при прохождении резонанса, уточняется из численного решения системы (1).

Для **резонансной вибромашины** значение дисбаланса  $D_d$ , необходимого для реализации заданного рабочего режима, определяется из формулы для резонансной амплитуды:  $D_d = A_* b \omega_*^{-1}$ . Рабочая характеристика двигателя  $M_*(\omega)$  должна удовлетворять условию его работы на номинальной мощности  $\omega_* M_*(\omega_*) = M_n \omega_n$ . Кроме того, момент двигателя на рабочем режиме должен быть равен моменту сил сопротивления (условие стационарности процесса):

$$M_*(\omega_*) = \frac{2M_{cr}(\omega_s - \omega_{cr})(\omega_s - \omega_* - \Delta\omega)}{(\omega_s - \omega_* - \Delta\omega)^2 + (\omega_s - \omega_{cr})^2} = \mu D_d R \omega_*^2 + \frac{b A_*^2 \omega_*}{2},$$

причем  $\omega_* \approx \nu$ .

В результате вычислений были получены значения дисбалансов и параметров характеристики электродвигателей для зарезонансной и резонансной вибромашин при следующих значениях основных параметров:  $m_0 = 1000$  кг,  $\tilde{\nu} = 33$  рад·с<sup>-1</sup>,  $\nu \approx \omega_* = 100$  рад·с<sup>-1</sup>,  $A_* = 0.004$  м. Согласно полученным механическим характеристикам двигателя для каждой из вибромашин были определены требуемая мощность на валу электродвигателя на рабочем режиме  $P_*$ , номинальная мощность двигателя  $P_n = M_n \omega_n$  и потребляемая электрическая мощность  $P_\Sigma$ . В таблице 1 для сравнения приведены показатели энергоэффективности обеих вибромашин.

Таблица 1 – Показатели энергоэффективности вибромашин.

Параметр	Тип вибромашины		Отношение
	резонансная	зарезонансная	
Дисбаланс $D_d$ , кг·м	0.24 кг·м	3.56 кг·м	14.8
Требуемая мощность на рабочем режиме $P_*$	0.57 кВт	0.45 кВт	0.79
Номинальная мощность электродвигателя $P_n$	0.75 кВт	3 кВт	4
Потребляемая электрическая мощность $P_\Sigma$	0.76 кВт	2.3 кВт	3

Для сравнения динамического поведения обеих вибромашин были проведены расчеты перемещений рабочего органа и угловой скорости вращения дебаланса в процессе выхода на рабочий режим (рисунок 2).

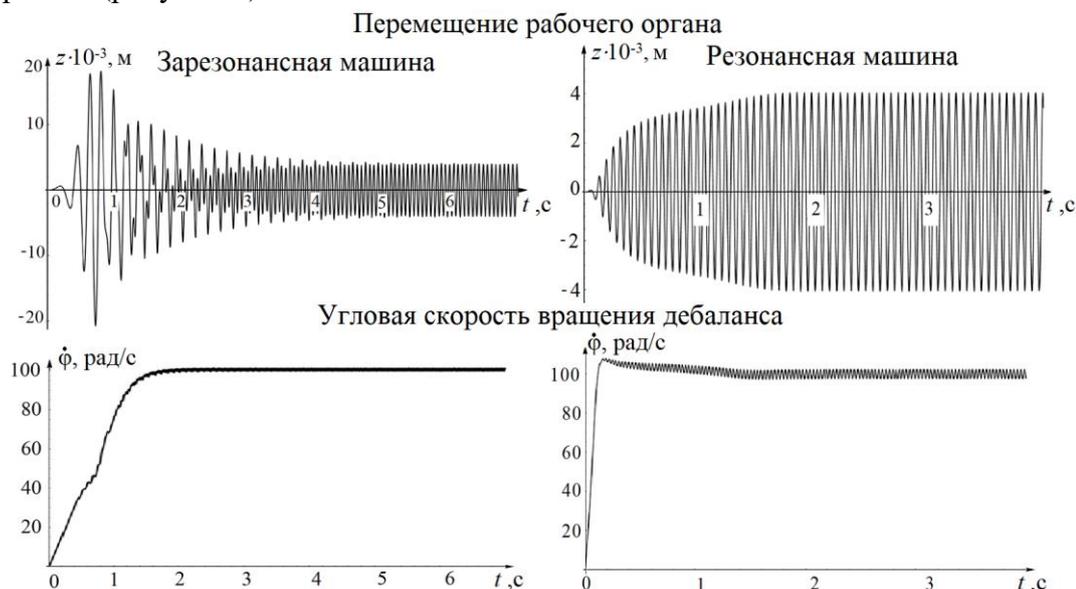


Рисунок 2 – Перемещение рабочего органа и угловая скорость вращения дебаланса при выходе на рабочий режим.

Из полученных графиков следует, что резонансная вибромашина выходит на рабочий режим примерно в 3 раза быстрее, чем зарезонансная вибромашина. При этом амплитуда колебаний рабочего органа зарезонансной вибромашины при прохождении резонанса примерно в 5 раз превышает амплитуду на рабочем режиме.

**Третья глава** посвящена разработке алгоритма автоматического поддержания резонансного режима колебаний рабочего органа вибромашины с двумя самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями при переменной массе обрабатываемого материала, блок-схема которого приведена на рисунке 3.



Рисунок 3 – Алгоритм настройки и поддержания резонансного режима.

Измеряемыми параметрами являются виброускорение рабочего органа  $\ddot{q} = \ddot{q}(t)$ , угловые положения  $\varphi_i(t)$  дебалансов вибровозбудителей и скорости их вращения  $\dot{\varphi}_i(t)$ ,  $i=1, 2$  – номер вибровозбудителя. В качестве контролируемого параметра принята разность фаз  $\varepsilon$  между возмущающей силой  $F(t)$  и колебаниями  $q(t)$  рабочего органа. Разность фаз  $\varepsilon$  определяется по сигналам, получаемым с акселерометров и энкодеров, после установления колебаний. При этом период установившихся колебаний вычисляется как время между двумя последовательными нулевыми значениями перемещения ( $q(t)=0$ ) при  $\dot{q}(t) > 0$ . Условием, при котором колебания считаются установившимися, является постоянство усредненных за  $N$  измерений двух последовательных значения разности фаз  $\bar{\varepsilon}_{t-1}, \bar{\varepsilon}_t$ :  $|\bar{\varepsilon}_t - \bar{\varepsilon}_{t-1}| < \Delta_1 \bar{\varepsilon}_t$ , где  $\Delta_1 \ll 1$  – допустимое относительное отклонение. Критерием настройки системы на резонанс является близость текущего разности фаз  $\varepsilon_t$  к его резонансному значению  $\varepsilon_{res}$ :  $|\varepsilon_{res} - \bar{\varepsilon}_t| < \Delta_2 \varepsilon_{res}$ , где  $\Delta_2 \ll 1$  – допустимое относительное отклонение. Соответственно, при нарушении этого условия производится корректировка частоты вращения дебалансов.

Управляющим параметром при поддержании резонансных колебаний вибромашины рассматриваемой системы является частота питания вибровозбудителей  $f_{el}$ .

Основным элементом системы управления является блок вычисления корректирующего значения частоты питания, необходимого для настройки системы на резонанс. Вычисление корректирующего значения  $f_{el*}$  производится с использованием «динамического портрета» вибромашины, который представляет собой зависимость разности фаз  $\varepsilon$  от первой собственной частоты  $f_1$  системы и частоты питания вибровозбудителей  $f_{el}$  в интервале возможных изменений массы обрабатываемого материала  $m_g \in [0; m_{g\max}]$ . По текущим значениям разности фаз  $\varepsilon_t$  и частоты питания электродвигателей  $f_{el}$  из динамического портрета определяется текущее значение первой собственной частоты системы  $f_1$ . Требуемая частота питания электродвигателей  $f_{el*}$ , при которой частота вращения дебалансов и, соответственно, частота возмущающего усилия приближается к первой собственной частоте колебаний рабочего органа, определяется из ряда возможных резонансных состояний системы, соответствующих разности фаз  $\varepsilon = \varepsilon_{res}$ . Динамический портрет формируется на основе результатов предварительного численного моделирования динамического поведения вибромашины.

**Четвертая глава** посвящена разработке лабораторного образца резонансной вибромашины и исследованию ее математической модели, в которой учитываются особенности ее динамических свойств (взаимодействие с вибровозбудителями ограниченной мощности, условия их самосинхронизации, переменность массы обрабатываемого материала и др.).

В качестве прототипа, как объекта для предварительного исследования, выбран зарезонансный вибрационный грохот с двумя самосинхронизирующимися вибровозбудителями, общий вид которого представлен на рисунке 4, а. Рабочая частота такого грохота составляет ~14-18 Гц, а собственная частота ~5-8 Гц. Особенностью конструктивной

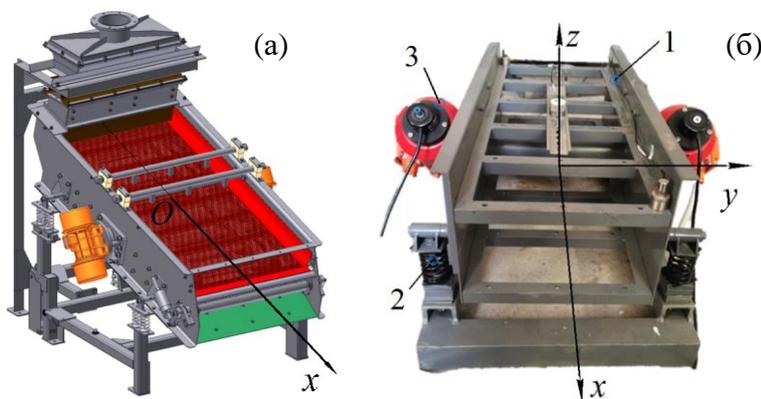


Рисунок 4 – Зарезонансный виброгрохот (а) и его экспериментальный аналог (б).

схемы данной вибромашины является то, что оси вращения обоих дебалансных вибровозбудителей расположены в вертикальных плоскостях, параллельных технологической оси  $Ox$ . Причем относительно горизонтальной плоскости оси вибровозбудителей могут быть расположены под различными углами, от которых зависит форма колебаний рабочего органа.

Для последующих экспериментальных исследований и верификации результатов математического моделирования был изготовлен лабораторный образец аналогичной конструктивной схемы (рисунок 4, б). Рабочий орган 1 вибромашины установлен на четырех вертикальных пружинах 2. Колебания возбуждаются двумя самосинхронизирующимися вибровозбудителями 3 (типа ЭВ 320 производства АО «Красный маяк»), каждый из которых представляет собой асинхронный электродвигатель с дебалансами, закрепленными на концах вала ротора.

Предварительно экспериментально определялись резонансные частоты рабочего органа и соответствующие формы колебаний. Результаты испытаний позволили определить тип самосинхронизации дебалансов (разность их фаз вращения  $\Delta\varphi = |\varphi_2 - \varphi_1|$  в зависимости от частоты синхронного вращения). Установлено, что для реализации резонансных колебаний с

частотой  $f = f_{res}$ , соответствующей рабочей частоте прототипа (~14-18 Гц) прямое увеличение жесткости пружин упругого подвеса не позволяет обеспечить требуемые формы колебаний рабочего органа на первой резонансной частоте, вследствие близких значений жесткостей в поперечных направлениях  $Ox$  и  $Oy$ . Это, в свою очередь, приводит к близким значениям собственных частот и весьма узкому диапазону частот колебаний, в котором возникает самосинхронизация дебалансов требуемого типа.

С целью «разнесения» резонансных частот и приближения первой собственной частоты к рабочей частоте колебаний рабочего органа прототипа (~14-18 Гц) потребовалась модификация упругого подвеса вибрационной машины, который должен обеспечить выполнение следующих условий:

- частота возмущающего воздействия должна быть близка к первой собственной частоте колебаний рабочего органа (условие энергоэффективности резонансного режима);
- первая резонансная частота должна быть близка к частоте колебаний рабочего органа, рекомендуемой для технологического процесса;
- первая собственная форма колебаний должна соответствовать поступательным колебаниям в направлении технологической оси машины;
- должна быть обеспечена противофазная синхронизация дебалансов (условие реализации однонаправленного возмущающего усилия);
- должны быть исключены биения и возможная смена форм колебаний из-за влияния соседней собственной частоты.

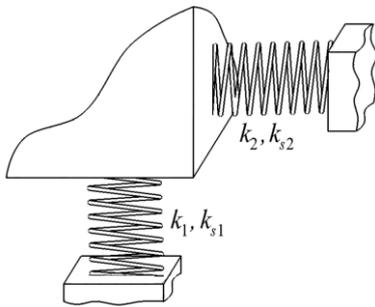


Рисунок 5 – Конструкция упругого подвеса.

Для обеспечения требуемых значений жесткостей упругого подвеса в различных направлениях вблизи каждого из углов рабочего органа лабораторного образца прикреплено по две пружины (рисунок 5), одна из которых ориентирована вертикально (параллельно оси  $Oz$ ), а другая – горизонтально (параллельно оси  $Oy$ ). Подбор параметров пружин производится на основе анализа результатов математического моделирования динамического поведения вибрационной машины.

Расчетная схема машины представлена на рисунке 6, где в силу симметрии относительно вертикальной плоскости, проходящей через технологическую ось машины, показана только одна (левая) ее половина.

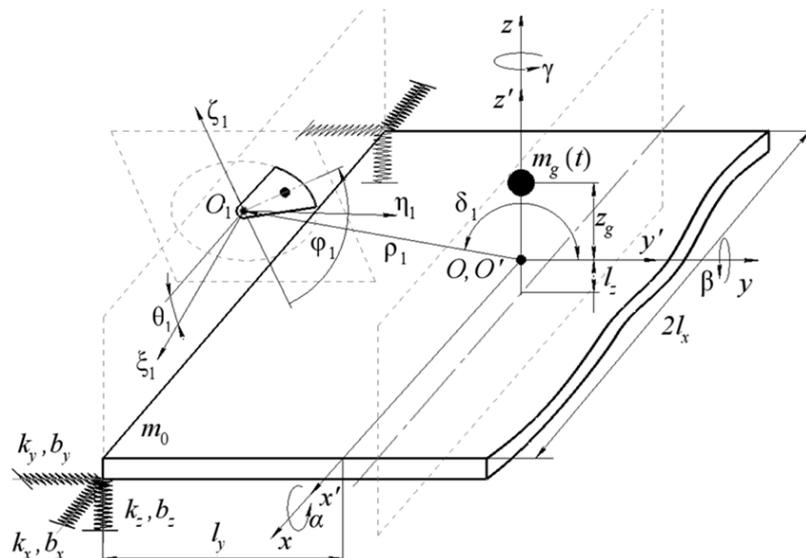


Рисунок 6 – Расчетная схема.

Движение рабочего органа описывается относительно глобальной системы отсчета  $Oxyz$ , где ось  $Oz$  вертикальна, а ось  $Ox$  сонаправлена с технологической осью. Начало системы отсчета в состоянии покоя совпадает с положением центра масс системы. Рабочий орган моделируется абсолютно твердым телом массой  $m_0$  с главными центральными моментами инерции  $J_x, J_y, J_z$ . Для описания движения рабочего органа относительно глобальной системы координат  $Oxyz$  вводится локальная система координат  $O'x'y'z'$ , которая связана с его главными центральными осями, причём в положении статического равновесия ось  $O'x'$  направлена вдоль технологической оси, а ось  $O'z'$  - вдоль вертикальной оси. Поворот локальной системы координат относительно глобальной системы описывается углами Крылова-Булгакова  $\alpha, \beta, \gamma$ .

В расчетной схеме предложенная модификация упругого подвеса представлена в виде трех упругих элементов, закрепленных вблизи каждого из углов рабочего органа в трех взаимно перпендикулярных направлениях осей координат  $Oxyz$ . Каждая из этих пружин обладает только осевой линейной жесткостью с коэффициентами  $k_x=k_{s1}+k_{s2}$ ,  $k_y=k_1+k_{s2}$ ,  $k_z=k_2+k_{s1}$ , где  $k_1, k_2$  – осевые жесткости, а  $k_{s1}, k_{s2}$  – жесткости на изгиб вертикальной и горизонтальной пружины подвеса, соответственно. Демпфирование в системе обусловлено рассеянием энергии и описывается моделью линейно вязкого трения с эквивалентными коэффициентами  $b_x, b_y, b_z$ . Точки закрепления пружин упругого подвеса находятся на расстоянии  $l_x$  и  $l_y$  от осей  $O'y'$  и  $O'x'$ , соответственно, причем плоскость, в которой они закреплены, смещена от центра массы системы на расстояние  $l_z$  по оси  $O'z'$ .

По бокам рабочего органа установлены дебалансы массой  $m_{d,i}$  с эксцентриситетом  $r_{d,i}$  и моментом инерции  $J_{d,i}$  ( $i=1,2$  – номер вибровозбудителя). Оси вращения дебалансов расположены в вертикальных плоскостях, параллельных плоскости симметрии  $z'O'x'$ . Движение каждого из дебалансов в локальной системе отсчета  $O'x'y'z'$  описывается при помощи дополнительной локальной системы координат  $O_i\xi_i\eta_i\zeta_i$ , положение которой задается радиус-вектором  $\mathbf{p}_i = (0, \rho_i \cos \delta_i, \rho_i \sin \delta_i)$ , где  $\rho_i$  и  $\delta_i$  – модуль и угол наклона радиус-вектора к положительному направлению оси  $O'y'$  и углом наклона  $\theta_i$  оси  $O_i\xi_i$  к оси  $O'x'$ , отсчитываемым от положительного направления оси  $O'x'$  против хода часовой стрелки. Углы поворота дебалансов  $\varphi_i$  вокруг оси  $O_i\xi_i$  отсчитываются от отрицательного направления оси  $O_i\zeta_i$  против хода часовой стрелки. Для учета направления вращения каждого из двигателей используется параметр  $\sigma_i = \pm 1$ , где положительное значение соответствует направлению вращения  $i$ -го дебаланса против хода часовой стрелки, а отрицательное значение – по ходу часовой стрелки.

Предполагается, что масса обрабатываемого материала  $m_g$  медленно (по отношению к периоду колебаний) изменяется во времени и считается равномерно распределенной по рабочему органу; движение материала происходит без отрыва от поверхности рабочего органа.

Асинхронные электродвигатели вибровозбудителей обладают моментными характеристиками  $M_i = M_i(\dot{\phi}, f_{el})$ ,  $i=1,2$ , которые задаются в виде модифицированных формул Клосса (2) с учетом смещения при пропорциональном частотном регулировании ( $U/f_{el} = \text{const}$ ) и их возможного различия:  $M_1 = (1 + \chi)M_2$ , где  $\chi \ll 1$ .

Движение рабочего органа описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}),$$

где  $\mathbf{q}^T = (x \ y \ z \ \alpha \ \beta \ \gamma \ \varphi_1 \ \varphi_2)$  – вектор-столбец перемещений и углов поворота ( $q_j = q_j(t)$ ,  $j=1\dots 8$ ),  $\mathbf{M}=\mathbf{M}(t)$ ,  $\mathbf{K}$  и  $\mathbf{B}$  – симметричные (8x8) матрицы масс, жесткостей и

демпфирования, соответственно,  $\mathbf{F}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$  – вектор-столбец нелинейных функций, описывающих моментные характеристики вибровозбудителей, моменты трения в подшипниках и центробежные силы, возникающие при вращении дебалансов.

Оценка параметров упругого подвеса производилась в несколько итераций. Первая итерация заключалась в оценке жесткостей и собственных частот, удовлетворяющих перечисленным выше соображениям, из предположения о совпадении главных осей колебаний системы с осями  $O'x'y'z'$ , то есть когда собственные формы колебаний соответствуют колебаниям по каждой из степеней свободы рабочего органа как твердого тела.

Во второй итерации производилось уточнение полученных жесткостей с учетом отличия осей  $O'x'y'z'$  от главных координат. Для этого шесть собственных частот  $\mathbf{v}$ , принятых в первой итерации, подставляются в вековое уравнение системы  $\det(\mathbf{K} - \mathbf{M}_0 \mathbf{v}^2) = 0$ , где  $\mathbf{M}_0$  – матрица масс при  $\varphi_i = 0$ ,  $m_g = 0$ , причем неизвестными являются компоненты матрицы  $\mathbf{K}$ . В результате приходим к системе алгебраических уравнений относительно шести неизвестных  $k_x, k_y, k_z, l_x, l_y, l_z$ . Из множества возможных решений обратной задачи выбирались те значения жесткостей, которые оказались близки к жесткостям, выбранным при первой итерации; координаты закрепления пружин  $l_x, l_y$  – близки к заданным геометрическим размерам рабочего органа; расстояние от центра масс системы до плоскости закрепления пружин  $l_z$  – минимально.

В соответствии с полученными результатами расчетов из известной номенклатуры пружин были подобраны серийно выпускаемые пружины и модифицирована система упругого подвеса рабочего органа исходного лабораторного образца вибромашины.

Использование серийных пружин с упругими характеристиками, несколько отличающимися от расчетных, а также установка дополнительных крепежных элементов пружин привело к неизбежному изменению расчетных параметров системы. Для их уточнения были проведены натурные эксперименты. Масса рабочего органа  $m_0$  с дополнительными креплениями пружин определялась в результате взвешивания. Для определения жесткостей  $k_x, k_y, k_z$  к рабочему органу прикладывалась сила и измерялось перемещение в направлении приложенной силы. По результатам измерений свободных затухающих колебаний определялись собственные частоты и коэффициенты демпфирования. Моменты инерции  $J_x, J_y, J_z$  определялись из векового уравнения по экспериментально определенным значениям собственных частот.

На основе анализа собственных форм и частот колебаний уточнялось направление главных колебаний на первой резонансной частоте и резонансное значение разности фаз, что позволило оптимизировать схему расположения измерительных датчиков.

Верификация математической модели проводилась путем сопоставления расчетных (сплошные линии на рисунке 7) и экспериментальных (синие точки на рисунке 7) значений амплитуд колебаний  $A_x, A_y, A_z$ , что показало их хорошую сходимость, особенно в дорезонансной области и области первого резонанса.

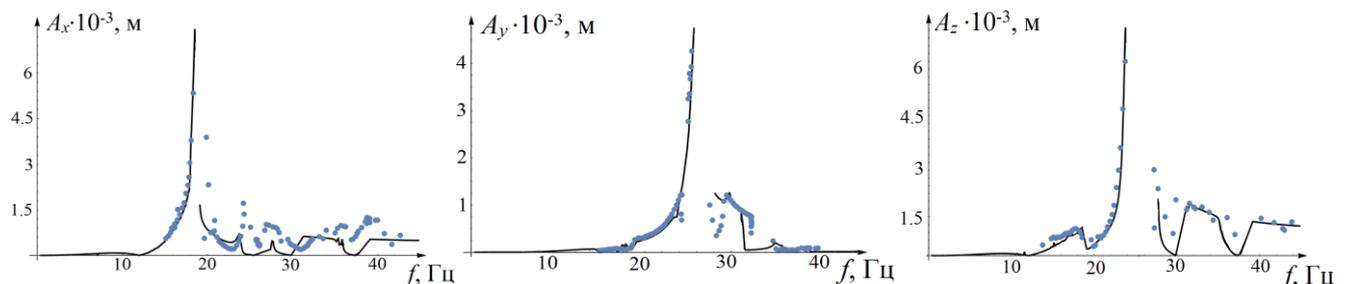


Рисунок 7 – Зависимости амплитуд колебаний рабочего органа от частоты колебаний.

Пятая глава посвящена численному моделированию процесса автоматической настройки и поддержания резонансного режима колебаний вибромашины и сравнению полученных результатов с данными натурных испытаний лабораторного образца. В алгоритм настройки в резонансный режим был внедрен динамический портрет вибромашины, который сформирован по результатам численного моделирования в виде расчетной зависимости разности фаз  $\varepsilon$  и первой собственной частоты колебаний  $f_1$  от частот питания вибровозбудителей  $f_{el}$  и значений массы  $m_g$  обрабатываемого материала в диапазонах их возможного изменения. При построении динамического портрета разность фаз  $\varepsilon$  вычисляется

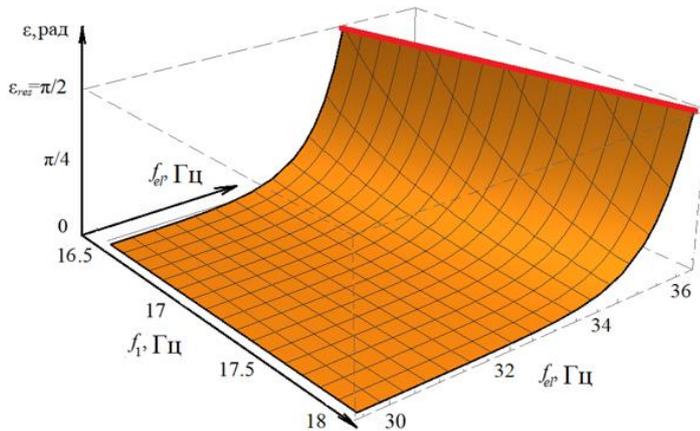


Рисунок 8 – Динамический портрет.

между возмущающей силой и колебаниями рабочего органа в направлении оси  $Ox$ . На рисунке 8 представлен динамический портрет вибромашины, охватывающий области частот колебаний до срыва в межрезонансную область, где красной линией показаны значения, соответствующие резонансной настройке при разности фаз  $\varepsilon_{res} = \pi/2$ .

При моделировании процесса выхода и поддержания резонансного режима задавался кусочно-линейный закон изменения массы обрабатываемого материала и определялись значения управляющего и контролируемого параметров. На рисунке 9 представлены графики зависимости разности фаз (черная линия). Отклонение контролируемого параметра от резонансного значения не превышает  $\pm 5\%$  при не скачкообразном изменении массы обрабатываемого материала.

Для сравнения на рисунке 9 также показан график процесса поддержания резонансных колебаний при использовании итерационного алгоритма на основе ПИД-регулирования (синяя линия). Выход на резонансный режим при использовании ПИД-регулирования происходит ступенчатым образом (около 20 итераций), тогда как при использовании динамического портрета выход на резонанс происходит за одну итерацию и за существенно меньшее время.

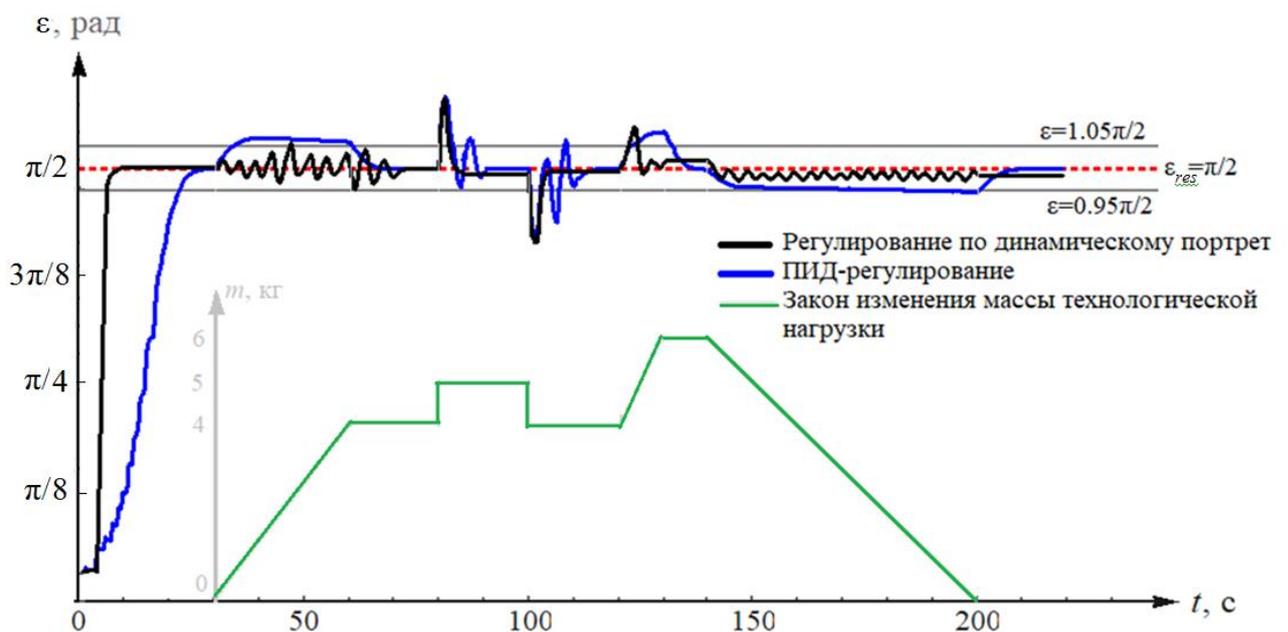


Рисунок 9 – Результаты численного эксперимента.

При плавном изменении массы обрабатываемого материала динамический портрет обеспечивает более точную настройку на резонанс по сравнению с ПИД-регулированием. В случае резкого изменения – переходный процесс при использовании динамического портрета имеет быстро затухающий аperiодический характер, тогда как при ПИД-регулировании возникают сравнительно продолжительные затухающие колебания.

В этой же главе описаны экспериментальные исследования разработанного лабораторного образца резонансной вибромашины, оснащенной системой автоматического поддержания резонансного режима (рисунок 10). На рабочем органе 1 вблизи расчетного значения его центра масс установлен акселерометр 2 типа KD-35 с измерительной осью, направленной по оси  $Ox$ . На валах электродвигателей закреплены два энкодера 3 типа E40H8-2500-6-L5. Для управления вибровозбудителями 4 используется частотный преобразователь 5 типа FR-E700. Сигналы с датчиков через аналогово-цифровой преобразователь 6 поступают на персональный компьютер 7 для последующей обработки с использованием программного комплекса LabVIEW. Для загрузки обрабатываемого материала использовался короб 8, закрепленный на рабочем органе.

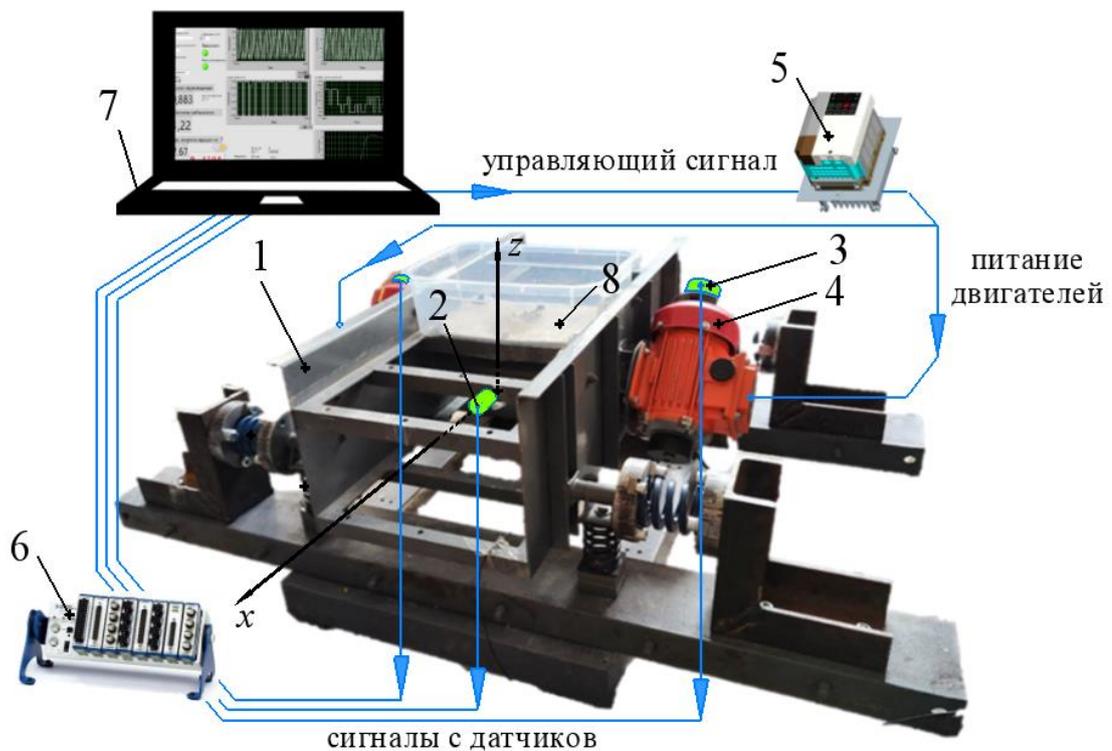


Рисунок 10 – Схема резонансная вибромашина.

Запуск вибромашины производился без обрабатываемого материала. Настройка на резонанс происходила из дорезонансной области частот питания ( $f_{el}=32$  Гц) после установления колебаний рабочего органа.

Загрузка производилась латунными гранулами порционно по одному килограмму от 0 до 8 кг. Разгрузка рабочего органа осуществлялась в обратном порядке.

Результаты эксперимента при загрузке рабочего органа, представленные на рисунке 11, демонстрируют весьма устойчивую работу реализованной системы и приемлемую точность настройки на резонансный режим колебаний: отклонение от заданного резонансного значения разности фаз  $\varepsilon_{res} = \pi/2$  при изменении массы обрабатываемого материала не превышает 5%.

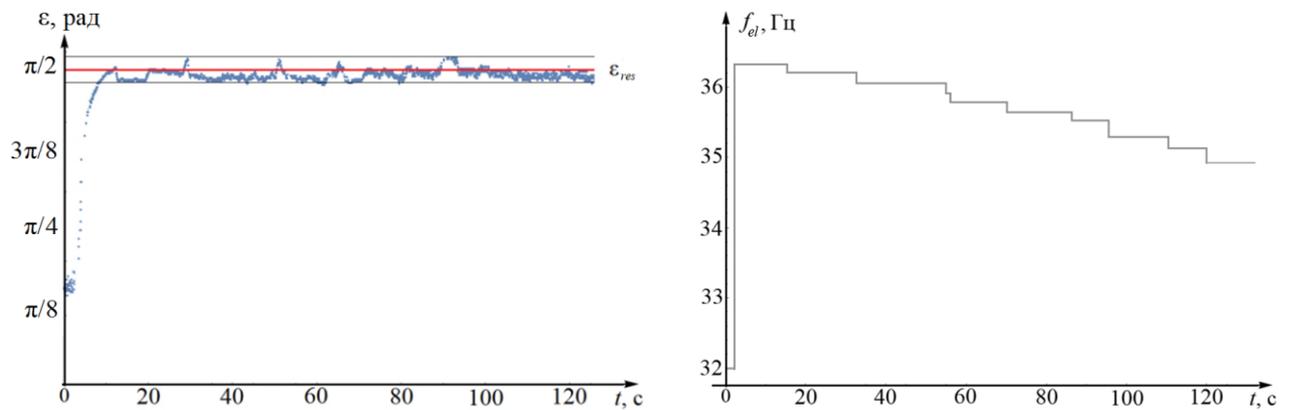


Рисунок 11 – Изменение разности фаз и частоты питания во времени.

### Основные результаты и выводы

По результатам выполненных исследований можно сформулировать следующие выводы:

1. Обоснована энергоэффективность использования резонансного режима колебаний вибрационных машин с дебалансными вибровозбудителями по сравнению с обычно используемым зарезонансным режимом.

2. Разработаны алгоритмы автоматической настройки и поддержания резонансного режима колебаний для пространственной системы с самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями на основе динамического портрета и с использованием ПИД-регулирования.

3. Разработана расчетная схема вибрационной машины с возможным пространственным движением рабочего органа, учитывающая ее конструктивные особенности (угол наклона осей вращения вибровозбудителей, изменение массы обрабатываемого материала) и моментные характеристики асинхронных электродвигателей вибровозбудителей.

4. Сформирована математическая модель лабораторного образца вибрационной машины в виде дифференциальных уравнений движения рассматриваемой системы.

5. На основе анализа математической модели была разработана структурная схема резонансной вибрационной машины и создан ее лабораторный образец. Определены параметры упругого подвеса, обеспечивающие достаточно широкую область возможного регулирования частоты колебаний и противофазной синхронизации дебалансов вибровозбудителей.

6. Были определены динамические характеристики лабораторного образца резонансной вибромашины и проведена верификация полученной математической модели.

7. В результате проведения серии вычислительных экспериментов, был получен динамический портрет системы и выполнена его аппроксимация непрерывной функцией разности фаз, зависящей от двух параметров (частота питания, собственная частота).

8. Внедрение предложенных алгоритмов в разработанную математическую модель системы позволило создать цифровой двойник резонансной вибрационной машины, снабженной системой автоматического поддержания резонансного режима колебаний.

9. Результаты экспериментальных исследований лабораторного образца вибромашины, снабженной системой поддержания резонансного режима, подтвердили обоснованность принятых допущений при математическом моделировании, а также работоспособность разработанных алгоритмов поддержания резонансного режима.

В результате выполненного исследования разработана общая концепция реализации устойчивых резонансных колебаний рабочего органа вибрационных машин с самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями в условиях неопределенного изменения массы обрабатываемого материала.

Разработанный лабораторный образец вибромашины и предложенный алгоритм поддержания резонансного режима могут быть использованы при создании резонансных вибрационных машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями.

Результаты диссертационной работы внедрены в расчетную практику ООО «ДАТАДВАНС» при создании цифровых двойников вибромашин и в учебный процесс кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана, а также использованы при выполнении грантов Российского научного фонда (проекты № 18-19-00708 и № 21-1900183).

### Список публикаций по теме диссертации

#### В журналах, входящих в перечень ВАК

1. Лян, И.П. Сравнительный анализ энергоэффективности использования вибрационных технологических машин в резонансных и зарезонансных режимах работы / И.П. Лян, Г.Я. Пановко, А.Е. Шохин // Обогащение руд. – 2019. – № 66. – С. 40-46.
2. Шохин, А.Е. Численный анализ колебаний вибрационной щековой дробилки при учете ударного взаимодействия с обрабатываемым материалом / А.Е. Шохин, Г.Я. Пановко, И.П. Лян // Обогащение руд. – 2021. – № 1. – С. 25-30.
3. Крестниковский, К.В. Сравнительный анализ алгоритмов настройки и поддержания резонансного режима работы вибрационных машин / К.В. Крестниковский, И.П. Лян, А.Е. Шохин // Машиностроение и инженерное образование. – 2022. – № 3-4(70). – С. 35-46.

#### В рецензируемых зарубежных изданиях (SCOPUS/Web of Sciences)

4. Determination of mass-geometric characteristics of self-regulating debalance of an inertial vibration exciter / K. Krestnikovskii, I. Lyan, G. Panovko, A. Shokhin // Vibroengineering Procedia, St. Petersburg. – 2019. – Vol. 25. – P. 70-75.
5. Lyan, I.P. On the issue of energy consumption of vibration technological machines / I.P. Lyan, G.Y. Panovko, A.E. Shokhin // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020 – Vol. 747 – P. 012055.
6. Lyan, I. Creation and verification of spatial mathematical model of vibrating machine with two self-synchronizing unbalanced exciters / I. Lyan, G. Panovko, A. Shokhin // Journal of Vibroengineering. – 2021. – Vol. 23, No. 7. – P. 1524-1534.
7. Lyan, I.P. Modeling of a vibrating machine with spatial oscillations of the working body / I.P. Lyan, G.Y. Panovko, A.E. Shokhin // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2021. – Vol. 1129. – P. 012038.
8. Lyan I., Panovko G., Shokhin A. Dynamic Portrait Calculation of the Systems with Spatial Oscillations // AIP Conference Proceedings. 2023. – Vol. 2697. – P. 050003

#### Патенты

9. Патент № 2728448 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/22, G01M 1/38. Устройство автоматического центрирования динамической системы вибромашины: № 2019120920: заявл. 04.07.2019: опубл. 29.07.2020 / И.П. Лян, Г.Я. Пановко, А.Е. Шохин; заявитель и патентообладатель ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН). Патент РФ на изобретение № 2728448, МПК F16F15/22 (2006.01). Опубликовано 29.07.2020. Бюл. № 22.

## В сборниках трудов конференций

10. Лян, И.П. К вопросу об энергопотреблении вибрационных технологических машин / И.П. Лян, Г.Я. Пановко, А.Е. Шохин // XXXI Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения (МИКМУС - 2019): Сборник трудов конференции, Москва, 04–06 декабря 2019 года. – Москва: ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН), 2020. – С. 334-337.

11. Лян, И.П. Моделирование вибрационной машины с пространственными колебаниями рабочего органа / И.П. Лян, Г.Я. Пановко, А.Е. Шохин // XXXII Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения (МИКМУС - 2020): Сборник трудов конференции, Москва, 02–04 декабря 2020 года. – Москва: ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН), 2021. – С. 298-305.

12. Лян, И.П. К вопросу получения динамического портрета систем с пространственными колебаниями / И.П. Лян, Г.Я. Пановко, А.Е. Шохин // XXXIII Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения (МИКМУС - 2021): Труды конференции, Москва, 30 ноября – 02 декабря 2021 года. – Москва: ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, 2021. – С. 305-312.

13. Лян, И.П. Математическое моделирование процесса настройки вибромашины на резонансный режим при изменении массы технологической нагрузки / И.П. Лян, Г.Я. Пановко, А.Е. Шохин // XXXIV Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по современным проблемам машиноведения (МИКМУС - 2022): Сборник трудов конференции, Москва, 07–09 ноября 2022 года. – Москва: ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, 2022. – С. 129-136.

Подписано в печать 13.07.2023 г.  
Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная. Печать офсетная.  
Усл. -печ. Л. - 1.16. Тираж – 70 экз. Заказ №200.  
Отпечатано в ИМАШ РАН.  
119334, г. Москва, ул. Бардина, 4