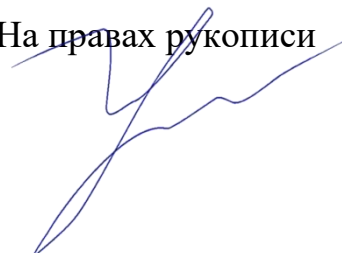


Федеральное государственное бюджетное учреждение науки  
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук

На правах рукописи

Лян Илья Павлович



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

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук  
по специальности 2.5.2. Машиноведение (технические науки)

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

Москва – 2023

**ОГЛАВЛЕНИЕ**

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ ДИНАМИКИ ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН.....	12
1.1 Общие сведения о вибрационных транспортно-технологических процессах и машинах .....	12
1.2 Типы возбудителей колебаний технологических машин .....	15
1.3 Режимы работы вибромашин.....	19
1.4 Самосинхронизирующиеся дебалансные вибровозбудители .....	25
1.5 Управление вибрационными машинами .....	30
1.6 Выводы.....	33
2 ОЦЕНКА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ РЕЗОНАНСНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН.....	34
2.1 Постановка задачи .....	34
2.2 Расчетная схема.....	35
2.3 Зарезонансная вибромашина .....	42
2.4 Резонансная вибромашина.....	48
2.5 Выводы.....	53
3 АВТОМАТИЧЕСКОЕ ПОДДЕРЖАНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ.....	55
3.1 Алгоритм настройки вибромашины на резонансный режим .....	55
3.2 ПИД-регулирование.....	58
3.3 Алгоритм на основе динамического портрета.....	59
3.4 Выводы.....	60
4 РАЗРАБОТКА РЕЗОНАНСНОЙ ВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ.....	61
4.1 Структурная схема резонансной вибромашины.....	61

4.2	Исследование динамики прототипа вибромашины .....	62
4.3	Математическая модель резонансной вибромашины .....	67
4.4	Расчетное определение параметров резонансной вибромашины .....	75
4.5	Лабораторный образец резонансной вибромашины .....	80
4.5.1	Экспериментальное определение параметров .....	81
4.5.2	Собственные формы .....	84
4.5.3	Частотные характеристики.....	87
4.6	Верификация математической модели .....	88
4.7	Выводы.....	90
5	ЧИСЛЕННОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОДДЕРЖАНИЯ РЕЗОНАНСНОГО РЕЖИМА КОЛЕБАНИЙ.....	92
5.1	Динамический портрет вибромашины .....	92
5.2	Численный эксперимент.....	94
5.3	Натурный эксперимент.....	99
5.4	Выводы.....	104
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ВЫВОДЫ .....	106
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	108
	ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	121
	ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	122
	ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	123

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** Вибрационные технологические процессы и машины широко применяются в самых различных отраслях промышленности. Вибрация позволяет существенно интенсифицировать многие технологические процессы, а в ряде случаев, отдельные процессы могут быть реализованы только благодаря использованию вибрации. В основе вибрационных технологических процессов лежат своеобразные эффекты, возникающие в механических системах при вибрационных воздействиях [1]. К этим эффектам можно отнести изменение поведения и состояния систем (возникновение медленных движений в системах с нелинейным трением, смена устойчивых состояний систем, самосинхронизация вращающихся роторов), изменение физико-механических свойств и реологических характеристик тел и сред (снижение сил сопротивления при внедрении, резании, ускорение процессов ползучести, релаксации напряжений), разделение многофазных сред (отделение твердых включений, дегазация) и сыпучих тел (сепарация, грохочение) и др.

В настоящей работе рассматриваются вибрационные транспортно-технологические машины, предназначенные для осуществления технологических процессов транспортирования, подачи, грохочения сыпучих или кусковых материалов и сред, в основе которых лежит явление вибрационного транспортирования. Схематично вибрационные транспортно-технологические машины состоят из рабочего органа, закрепленного на упругих элементах, и возбудителя колебаний (вибровозбудителя), создающего возмущающее воздействие на обрабатываемый материал.

В вибрационных машинах типа конвейеров, питателей, грохотов перемещение и обработка материала осуществляется вследствие вибрации рабочего органа под воздействием, как правило, однонаправленных периодических сил, которые наклонены к технологической оси рабочего органа (оси, вдоль которой осуществляется движение обрабатываемого материала). Для

реализации колебательного движения рабочего органа транспортно-технологических машин (и соответствующего воздействия на обрабатываемый материал) используются различные типы вибровозбудителей, в частности, электромагнитные, инерционные и кинематические с приводом от электродвигателей или двигателей внутреннего сгорания.

Широкое распространение получили транспортно-технологические вибрационные машины с дебалансными вибровозбудителями с приводом от асинхронных электродвигателей переменного тока. При вращении дебалансов возникает круговое возмущающее воздействие, пропорциональное квадрату частоты угловой скорости вращения. Для создания однонаправленного воздействия на рабочем органе устанавливают, как правило, два одинаковых дебалансных вибровозбудителя, синхронно вращающихся в противоположных направлениях. Для синхронизации вращения дебалансов используются различные кинематические связи (зубчатые, цепные, ременные передачи). Однако в таких передачах возникают значительные усилия, вызываемые вибрационными моментами при возникновении эффекта самосинхронизации вращающихся дебалансов, что существенно ограничивает ресурс работы привода.

Большинство транспортно-технологических вибрационных машин с самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями работают в зарезонансной области частот возбуждения, что обеспечивает стабильность работы машины вне зависимости от изменения массы обрабатываемого материала и различных нелинейных взаимодействий всей технологической системы.

Однако в процессе разгона машины и выхода на рабочую (зарезонансную) частоту необходимо преодолевать области собственных частот колебаний, что требует использования вибровозбудителей с повышенной мощностью. В результате на рабочей (зарезонансной) частоте двигателя вибровозбудителей работают вне номинального режима, что приводит к низкому коэффициенту полезного действия (КПД) вибромашины, значительным динамическим нагрузкам, снижению ресурса работы двигателей.

Использование резонансных режимов работы вибромашин позволяет реализовать требуемые амплитуды колебаний при помощи относительно небольших возмущающих сил, и, как следствие, использовать менее мощные вибровозбудители с существенно меньшими статическими моментами массы дебаланса. Отсутствие запаса мощности, необходимого для преодоления резонанса, позволяет обеспечить работу вибровозбудителей вблизи номинальных режимов, что приводит к существенному снижению энергозатрат и повышению ресурса привода.

Вместе с тем резонансный режим в силу различных нелинейностей системы и высокой чувствительности к флуктуациям 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, развиваемой приводом.

Решение задач, связанных с автоматическим поддержанием устойчивой работы вибрационных машин в резонансном режиме, является актуальной темой исследований и соответствует 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...» [2].

**Степень разработанности темы.** 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.

Со второй половины прошлого столетия все более широкое применение получили вибромашин с самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями. Явлению самосинхронизации посвящена фундаментальная монография И.И. Блехмана «Самосинхронизация динамических систем». Различным аспектам теории самосинхронизации вибровозбудителей и ее практического применения посвящены исследования Л.А. Вайсберга, Б.П. Лаврова, К.М. Рагульскаса, М. Розенблюма, С.А. Румянцева, А.Я. Фидлина, К.В. Фролова и др.

С развитием вычислительной техники, систем сбора и обработки информации появилась возможность управления вибрационными технологическими машинами. Разработкой и исследованием различных алгоритмов управления вибромашинами занимаются Б.Р. Андриевский, В.К. Асташев, Г.Я. Пановко, О.П. Томчина, А.Л. Фрадков и др.

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

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

**Предмет исследования** – автоматическое поддержание резонансных колебаний рабочего органа вибрационной машины с самосинхронизирующимися инерционными вибровозбудителями при изменении массы обрабатываемого материала.

**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 вибромашин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями, и численное моделирование процесса поддержания ее резонансных колебаний при переменной массе обрабатываемого материала;
- создание лабораторного образца вибромашин 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 вибромашин, 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 (приложение Б); в учебный процесс кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана (приложение В).

#### **Методология и методы исследований:**

- при моделировании колебаний вибрационного грохота с самосинхронизирующимися вибровозбудителями использованы классические методы теории колебаний механических систем, электродинамики, численные методы интегрирования дифференциальных уравнений, методы теории автоматического управления;
- натурные испытания проводились с использованием методов экспериментальной механики и современных аппаратных средств измерения, сбора и обработки информации;

#### **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 ежегодных Международных инновационных конференциях молодых ученых и студентов по современным проблемам машиноведения (МИКМУС), Москва, 2018 – 2022 гг.;

- на Международной конференции «Машины, технологии и материалы для современного машиностроения», посвященной 80-летию Института машиноведения им А.А. Благоднарова 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, 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).

# **1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ ДИНАМИКИ ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

## **1.1 Общие сведения о вибрационных транспортно-технологических процессах и машинах**

Вибрационные технологические процессы являются одним из важных элементов производственной цепи во многих областях промышленности (металлургической, химической, пищевой, строительных материалов и пр.). Использование вибрации позволяет осуществлять различные, иногда и противоположные по своей сути, технологические операции: перемещение, разделение/смешивание, дегазация, уплотнение/разжижение, ориентирование деталей в пространстве и пр. Вибрация позволяет существенно интенсифицировать течение подобных процессов, а в ряде случаев оказывается единственно возможным вариантом их реализации [1].

В основе вибрационных технологических процессов лежат эффекты действия вибрации на тела и обрабатываемые среды, в частности, изменение поведения и состояния систем (возникновение медленных направленных движений в системах с нелинейным трением, смена устойчивых положений систем, самосинхронизация вращающихся роторов), изменение физико-механических свойств и реологических характеристик тел и сред (упрочнение, снижение сил сопротивления при внедрении, резании, ускорение процессов релаксации напряжений, ползучести), разделение многофазных сред (отделение твердых включений, дегазация) и сыпучих тел (сепарация, грохочение), перемешивание и др. [3]. Наилучшая реализация конкретного технологического процесса возможна в определенном диапазоне частот, при определенных амплитудах (виброскоростях или виброускорениях) и траекториях рабочего органа. Значительный вклад в развитие вибрационных технологий и

вибрационных машин внесли такие ученые, как И.И. Артоболевский, И.И. Блехман, И.И. Быховский, Л.А. Вайсберг, В.Л. Вейц, И.И. Вульфсон, Р.Ф. Ганиев, М.Д. Генкин, Б.Г. Гольдштейн, И.Ф. Гончаревич, В.В. Гортинский, Я.П. Ден-Гартог, Ф.М. Диментберг, Г. Каудерер, Кин Н. Тонг, А.Е. Кобринский, М.З. Коловский, Э.Э. Лавендел, Ф. Морз, Р.Ф. Нагаев, В.А. Повидайло, К.М. Рагульскис, О.А. Савинов, А.О. Спиваковский, К.В. Фролов, М.В. Хвингия, Ф.С. Цзе и др.

В диссертационной работе рассматриваются вибрационные машины, которые реализуют технологические процессы, основанные на эффекте вибрационного транспортирования: перемещение, ориентирование, грохочение сыпучих или кусковых материалов и сред. Большой вклад в развитие вибрационных технологических процессов и машин внесен трудами И.И. Блехмана [3, 4], П.М. Василенко [5], Г.Ю. Джаналидзе [6], П.М. Заики [7], И.Ф. Гончаревича [8, 9], Р.Ф. Нагаева [10], В.Н. Потураева [11], А.О. Спиваковского [12, 13], К.В. Фролова [14, 15] и др.

Существенная особенность вибрационных транспортирующих машин заключается в том, что перемещение грузов в них осуществляется не в результате совместного движения с рабочим органом, а вследствие его вибрации. Наиболее часто используются периодические воздействия, при которых рабочий орган движется по прямолинейным или эллиптическим траекториям. Такое движение может возникать под действием гармонической возмущающей силы, направленной под некоторым углом к технологической оси рабочего органа (ось, вдоль которой осуществляется движение обрабатываемого материала) [3, 16, 17]. Вместе с тем, в ряде технологических процессов иногда используются ассиметричные законы колебаний, в соответствии с которыми могут существенно различаться виброускорения при прямом и обратном направлении колебательного движения рабочего органа. Подобные законы реализуются, например, с помощью кинематически задаваемых законов движения или – при полигармонических возмущающих воздействиях [18–20]. Однако реализация таких возмущений требует использования более сложных и дорогостоящих вибровозбудителей.

Обычно вибрационные транспортно-технологические машины классифицируют по следующим основным признакам:

- по типу технологического процесса (транспортирование, бункеризация, ориентирование, классификация, грохочение и т.п.);
- по типу вибровозбудителя (инерционный, электромагнитный, кинематический и др.);
- по числу колеблющихся масс вибромашины (одномассовая, двухмассовая и т.д.);
- по отношению частоты вынуждающей силы к собственной частоте колебаний рабочего органа (дорезонансные, зарезонансные, резонансные);
- по количеству вибровозбудителей и др.

Для иллюстрации на рисунках 1.1 – 1.4 представлены некоторые возможные схемы одномассовых вибрационных машин, где 1 – рабочий орган; 2 – вибровозбудитель; 3 – упругие элементы; 4 – обрабатываемый материал.

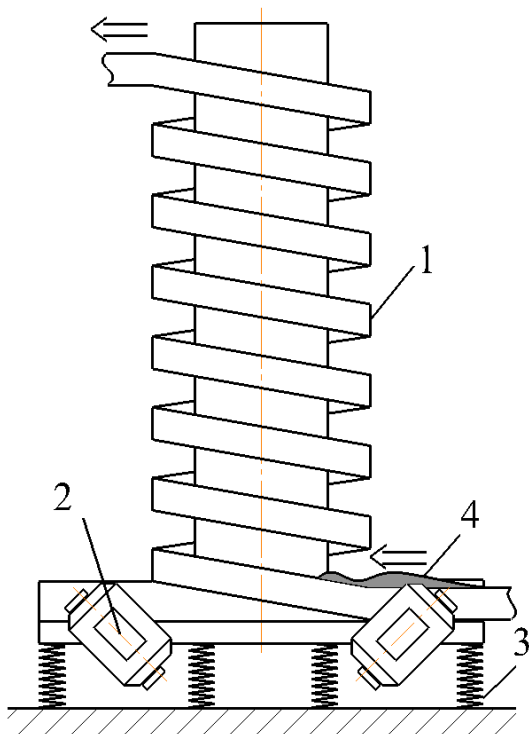


Рисунок 1.1 – Вертикальный вибрационный подъемник.

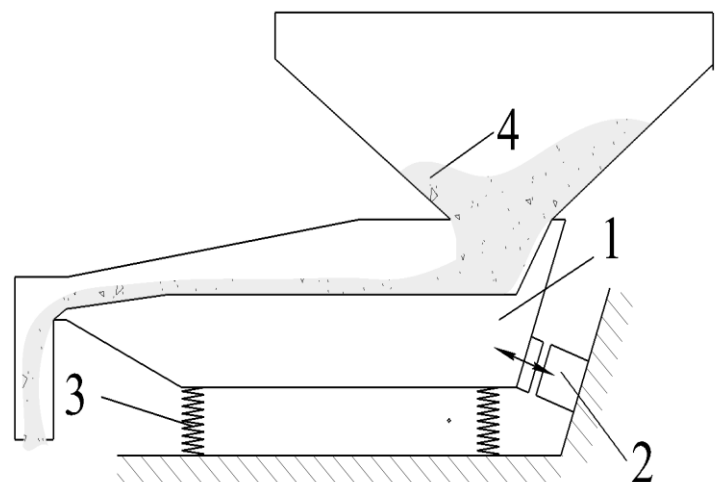


Рисунок 1.2 – Вибрационный бункер.

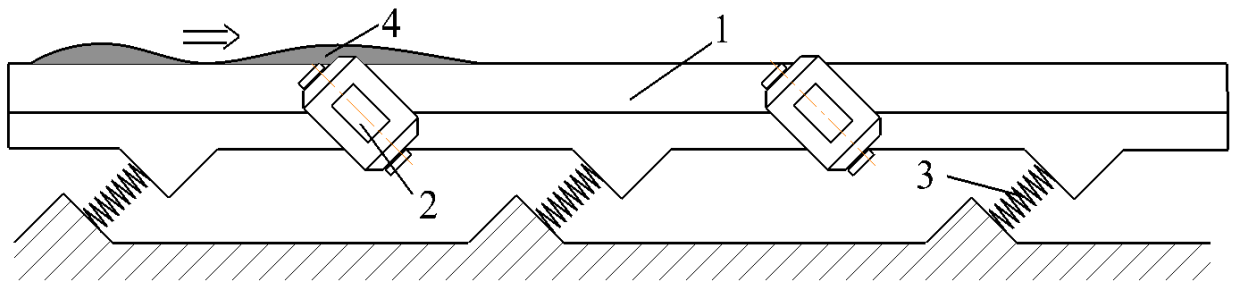


Рисунок 1.3 – Вибрационный конвейер.

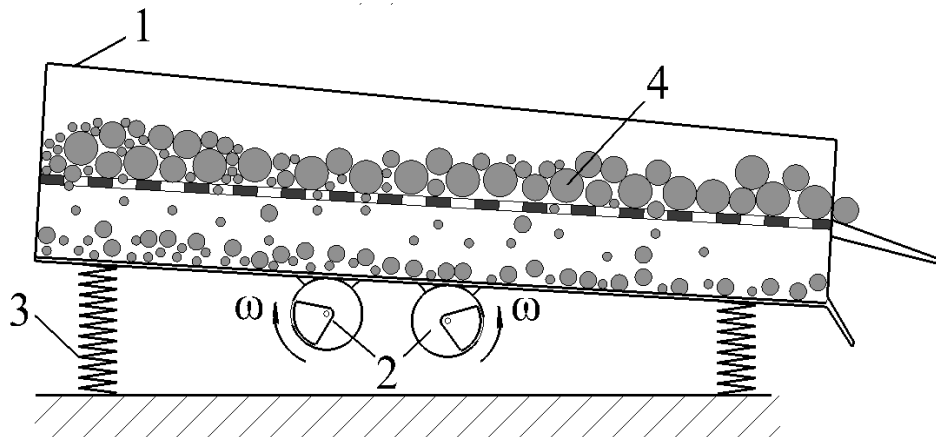


Рисунок 1.4 – Вибрационный грохот.

Часто процессы вибрационного транспортирования совмещают с другими технологическими процессами, такими как, ориентирование, мойка, сушка, дегазация, кристаллизация, разделение сыпучих и кусковых материалов по различным классификационным признакам и др.

Структурная схема типичной технологической вибромашины может быть представлена в виде блок-схемы, изображенной на рисунке 1.5.

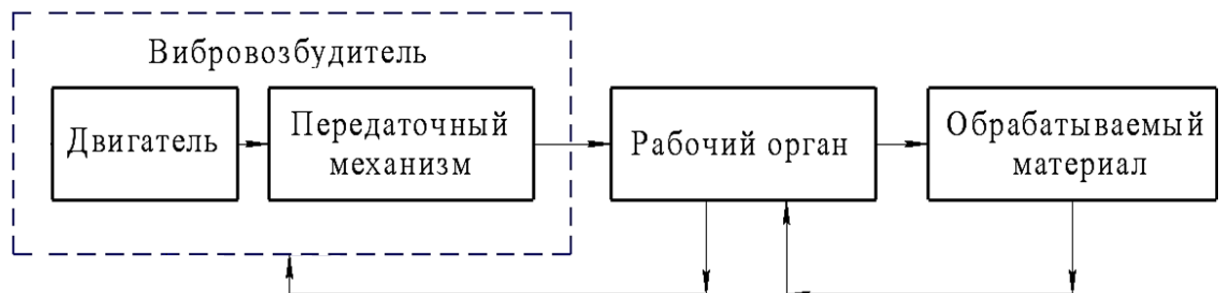


Рисунок 1.5 – Структурная схема вибрационной технологической машины.

При работе вибрационной машины неизбежно возникает обратное влияние колебаний обрабатываемого материала с рабочим органом на вибровозбудитель, что определяет особенности динамического поведения вибромашины; это взаимовлияние проиллюстрировано обратными стрелками на рисунке 1.5.

## 1.2 Типы возбудителей колебаний технологических машин

Основным элементом любой вибрационной машины является устройство для возбуждения механических колебаний – вибровозбудитель, в котором энергия от внешнего источника (поступающая в виде электрического тока, магнитного поля, тепловой энергии, потока газа или жидкости и др.) преобразуется в механическое колебательное движение (возвратно-поступательное, вращательное и т. п.).

В качестве двигателя обычно используются электродвигатели или двигатели внутреннего сгорания. В ряде случаев для преобразования вращательного движения вала двигателя в колебательное движение рабочего органа используется передаточный механизм (например, карданная или ременная передача, кривошипно-шатунный или кулачковый механизм).

В вибрационных конвейерах, питателях, бункерах часто используются **электромагнитные вибровозбудители** [15, 21, 22]. Система управления электромагнитными вибровозбудителями позволяет плавно изменять силу тока в обмотках электромагнитов и, соответственно, – амплитуду колебаний. В электромагнитных вибровозбудителях отсутствуют трущиеся и вращающиеся части, что в совокупности с возможностью плавного регулирования амплитудой колебаний, определяет их преимущества перед другими типами вибровозбудителей. Вместе с тем, относительно узкий диапазон возможного изменения амплитуды (в пределах зазора между статором и якорем), высокая чувствительность к загрязнениям окружающей среды, повышенные требования к



стабильности частоты и напряжения питающей сети ограничивают сферу их применения.

**В кинематических и принудительных вибровозбудителях** [23, 24], используются различные кривошипно-шатунные, кулачковые, кулисные и другие механизмы преобразования движения входного звена в требуемые колебания рабочего органа. Механизмы принудительных вибровозбудителей сообщают рабочему органу вибрационной машины колебательное движение за счет наличия жестких кинематических связей между рабочим органом и шатуном. В кинематических вибровозбудителях используются дополнительные упруго-демпфирующие связи. При этом траектории колебаний рабочего органа зависят не только от кинематической структуры механизма, но и от характеристик упругих элементов. Преимущество таких вибровозбудителей заключается в возможности получения больших амплитуд и плавная регулировка частоты колебаний. К недостаткам относят сложности управления амплитудой и невысокая долговечность шарнирных соединений и опорных подшипников.

**Гидравлические и пневматические возбудители** сообщают колебания рабочему органу вибромашины вследствие периодического управляемого изменения давления рабочего тела (жидкости или газа) [25, 26]. Такие вибровозбудители развивают значительные усилия и используются, в основном, в кузнечно-прессовых машинах периодического действия, а также в испытательном оборудовании. Для использования таких вибровозбудителей требуется наличие гидравлических или пневматических магистралей, обеспечение герметичности соединений, контроль температуры рабочего тела.

Широкое распространение в вибрационных транспортно-технологических машинах получили **инерционные вибровозбудители** [27, 28]. Такие вибровозбудители разделяются на дебалансные и планетарные. У планетарного вибровозбудителя инерционный элемент – бегунок, обкатывается по беговой дорожке корпуса. Использование таких вибровозбудителей позволяет получать разнообразные законы изменения возмущающей силы. Вместе с тем,

конструктивная сложность и наличие дополнительных пар трения при обкатке повышает их стоимость и снижает долговечность.

Из инерционных вибровозбудителей наибольшее распространение получили **дебалансные вибровозбудители** вследствие относительной простоты конструкции и широкого диапазона регулирования скоростей вращения. Такой вибровозбудитель представляет собой несбалансированный массивный элемент, который может быть закреплен непосредственно на валу двигателя или приводиться в движение при помощи ременной, карданной и других видов передач. При вращении дебаланса возникает круговое возмущающее воздействие. Дебаланс может иметь различные геометрические формы, начиная от диска, установленного с эксцентриситетом на валу, заканчивая сложными формами с внутренними механизмами, регулирующими эксцентриситет в зависимости от скорости вращения вала приводного двигателя. В зависимости от формы дебаланс может иметь статическую и/или моментную неуравновешенность. Статическая неуравновешенность характеризуется статическим моментом (дисбалансом), равным произведению массы на эксцентриситет. Моментная неуравновешенность возникает, когда инерционный элемент вращается вокруг центральной оси, не совпадающей ни с одной из его главных центральных осей инерции [16, 29–31]. Так как дебалансы, как правило, устанавливаются на обоих концах вала электродвигателя, то в зависимости от их взаимного расположения возможно получение различных законов движения рабочего органа. Благодаря простоте конструкции, широкому диапазону частот возбуждения и возможности их плавного регулирования, на практике наиболее часто используются вибровозбудители со статической неуравновешенностью дебалансов. Дебалансный вибровозбудитель создает круговую возмущающую силу с амплитудой, пропорциональной квадрату угловой скорости вращения, что затрудняет независимое регулирование амплитуды вынуждающей силы.

В качестве привода дебалансных вибровозбудителей используются асинхронные электродвигатели переменного тока, электродвигатели синхронного типа или двигатели постоянного тока. Для вибрационных технологических машин

чаще всего применяют асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором вследствие их высокой перегрузочной способности, простоты конструкции и устойчивости к загрязнениям окружающей среды. Простота конструкции дебалансных вибровозбудителей привела к возникновению широкого сортамента центробежных вибровозбудителей общего назначения, представляющих собой асинхронный двигатель с двумя дебалансами закрепленными на обоих концах вала [27].

Для поддержания постоянства виброскоростей или виброускорений рабочего органа при изменении частоты вращения используются дебалансы с дополнительными элементами, обеспечивающими саморегулирование их неуравновешенности [32–34]. Так в работе [33] предложена конструкция дебаланса, в корпусе которого упруго закреплена дополнительная масса. При разгоне, дополнительная масса под действием центробежной силы смещается от оси вращения на некоторое расстояние, которое определяется из равенства центробежной силы и восстанавливающей силы упругого элемента. Характеристика упругого элемента подбирается таким образом, чтобы обеспечить поддержание постоянной виброскорости во всем диапазоне регулирования частоты вращения дебаланса. В работе [34] предлагается использовать саморегулируемые дебалансные вибровозбудители для уменьшения резонансных амплитуд колебаний при пуске вибромашины с частично загруженным рабочим органом.

### 1.3 Режимы работы вибромашин

В зависимости от соотношения собственных и рабочих частот возбуждения вибромашины различают по режимам их колебаний.

**Дорезонансный режим** обычно используется для реализации больших усилий при небольших частотах возмущающих воздействий, к примеру, в вибрационных молотах, прессах, штампах и пр. В дорезонансных вибрационных

машинах чаще всего используется принудительный или гидравлический/пневматический привод.

**Зарезонансный режим.** В большинстве случаев вибрационные транспортно-технологические машины с дебалансными вибровозбудителями работают в зарезонансном режиме, когда частота возбуждения в несколько раз превышает собственную частоту колебаний рабочего органа вибромашины. Использование зарезонансного режима позволяет обеспечить устойчивость работы вибромашины в широких диапазонах изменения параметров системы, в первую очередь, параметров обрабатываемого материала на рабочем органе. Основным недостатком зарезонансного режима работы вибромашины с дебалансными вибровозбудителями является необходимость прохождения одного или нескольких предшествующих резонансных состояний. При недостатке мощности вибровозбудителя может произойти «застывание» на резонансной частоте (эффект Зоммерфельда) [9, 35–38]. Также необходимо обеспечить высокую скорость прохождения резонансной области, что, чаще всего, требует запаса мощности электродвигателя (в среднем, более 30% от мощности, необходимой для преодоления резонанса). В результате на рабочем режиме двигатель вибромашины оказывается недогруженным, что приводит к существенному снижению КПД вибровозбудителя.

Несмотря на обширную практику использования зарезонансных режимов, совершенствование таких вибромашин сохраняет свою актуальность. К примеру, в работе [39] описывается ряд возможностей уменьшения мощности, необходимой для преодоления резонанса, в частности, использование поочередного пуска двигателей возбудителей (в случае нескольких двигателей) или эффекта вибрационного поддержания вращения неуравновешенного ротора. В работе [40] рассматривается форсированный пуск дебалансного вибровозбудителя зарезонансных вибрационных машин с помощью конденсаторов, последовательно подключенных к обмоткам статора асинхронного электродвигателя.

**Резонансный режим.** В зависимости от физического механизма, приводящего к резкому увеличению амплитуд колебаний, резонансы можно разделить на следующие основные типы [41, 42]:

- вынужденный резонанс, который возникает под действием внешней периодической силы при приближении ее частоты к одной из собственных частот системы [20];

- автоколебательный резонанс, возникновение которого определяется упругими свойствами системы и силовыми факторами неколебательной природы, приводящими к самовозбуждению колебаний [41, 43, 44];

- параметрический резонанс, который возникает под действием периодического изменения одного из параметров системы [45];

- авторезонанс, который возникает под действием сил, порождаемых движением самой системы, и проявляется в виде увеличения амплитуд колебаний одной из подсистем за счет энергии колебаний других парциальных подсистем при наличии между ними обратных связей [46, 47].

Уже с середины прошлого столетия в работах А.А. Борщевского [48], И.И. Быховского [49], Р.Ф. Ганиева [42], Л.А. Вайсберга [50], И.Ф. Гончаревича [51] и др., указывалось на потенциальную эффективность использования резонансного режима работы вибрационных машин. К примеру, в работе И.Ф. Гончаревича (1960 г.) [51] отмечается, что в вибромашинах с кинематическим возбуждением «...чем тяжелее вибромашина, тем в большей степени ее режим работы должен приближаться к резонансному». В 1986 г. Л.А. Вайсберг в своей монографии «Проектирование и расчет вибрационных грохотов» [50] пишет, что резонансный режим работы вибрационных технологических машин обеспечивает «эффективность использования вынуждающей силы, развиваемой приводом». Действительно, работа вибромашины на резонансном режиме является наиболее эффективной, так как в этом случае можно добиться требуемых амплитуд колебаний при помощи сравнительно малых значений возмущающих сил.

Для иллюстрации на рисунке 1.6. представлены амплитудно-частотные характеристики резонансной и зарезонансной вибромашин, настроенных на одну и ту же рабочую частоту.

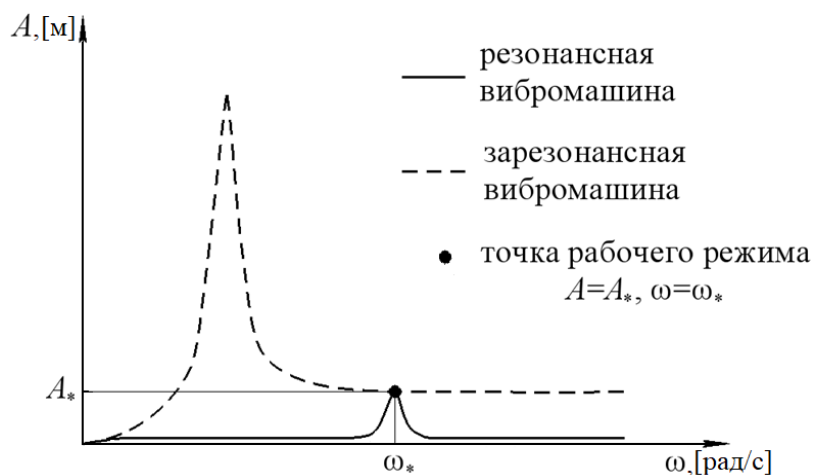


Рисунок 1.6 – Амплитудно-частотные характеристики резонансной и зарезонансной вибромашин.

Для достижения одной и той же амплитуды колебаний  $A_*$  на рабочем режиме с частотой  $\omega_*$  в зарезонансной области необходимо преодолеть резонанс, что сопровождается значительными амплитудами и затратами энергии. Работа в резонансном режиме позволяет использовать менее мощные вибровозбудители, энергия которых, в основном, расходуется на преодоление диссипативных сил [52].

Отсутствие запаса мощности двигателей, необходимого для прохождения резонансной зоны, позволяет обеспечить работу вибровозбудителей в номинальном режиме, что приводит к сравнительно высоким значениям КПД и увеличению ресурса привода [52, 53].

Однако практическая реализация резонансной настройки транспортно-технологических вибрационных машин связана с определенными проблемами. Одна из них обусловлена возможной флуктуацией параметров обрабатываемого материала, вызывающей увод резонансной частоты и, как следствие, резкие изменения значений амплитуд колебаний. На рисунке 1.7 представлена

амплитудно-частотная характеристика одномассовой резонансной вибромашины с одной степенью свободы (сплошная линия), настроенной при заданной массе обрабатываемого материала на рабочий режим с амплитудой  $A_*$  и частотой  $\omega_*$  и амплитудно-частотная характеристика этой же машины при уменьшении массы обрабатываемого материала (штриховая линия).

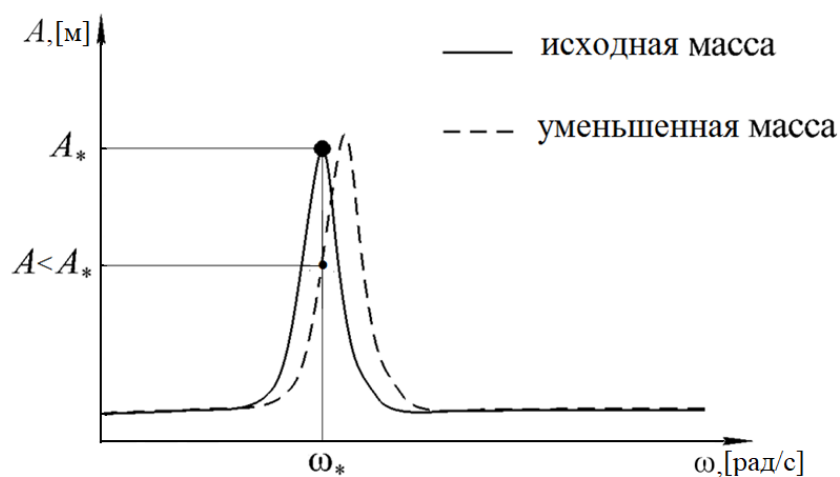


Рисунок 1.7 – Амплитудно-частотные характеристики при уменьшении массы обрабатываемого материала.

Уменьшение массы обрабатываемого материала при неизменной частоте возбуждения  $\omega_*$  приводит к существенному снижению амплитуды колебаний рабочего органа, что может сказаться на эффективности технологического процесса вибрационной обработки.

Другая проблема, возникающая при использовании резонансного режима, связана с особенностями взаимодействия колебательной системы с вибровозбудителями ограниченной мощности [37]. Так, например, незначительное увеличение массы обрабатываемого материала может привести к срыву колебаний в зарезонансную область, что сопровождается значительными скачками амплитуд рабочего органа и частот вращения дебалансов. Это негативно сказывается не только на эффективности процесса, но и на надежности элементов и безопасности эксплуатации машины. Именно по причине динамической неустойчивости большинство вибрационных машин с дебалансными

вибровозбудителями эксплуатируются не в резонансных, а в энергозатратных зарезонансных режимах, что требует использования дебалансов со значительными статическими моментами и вибровозбудителей с избыточной мощностью.

Отметим, что резонансные режимы колебаний используются в некоторых типах вибромашин с электромагнитными и с кинематическими вибровозбудителями [16, 24, 54].

Одним из способов реализации околорезонансных режимов вынужденных колебаний вибрационных машин является использование двухмассовой схемы с близкими собственными частотами. В этом случае колебания возбуждают в межрезонансной области частот, причем их амплитуды оказываются значительно большими, чем у зарезонансных одномассовых машин. При этом достигается большая устойчивость колебательного режима к флуктуациям параметров системы и, кроме того, улучшается виброизоляция машины. Так, в работах [55, 56] исследуется динамика двухмассовой вибрационной машины с целью «сглаживания» амплитуд колебаний в межрезонансной области путем рационального подбора масс и параметров упругого подвеса. В работе [55] предложена схема цепной двухмассовой вибромашин с вертикальным расположением масс, причем верхняя масса является рабочим органом и совершает резонансные колебания под воздействием малоамплитудных колебаний нижней массы, на которой установлены два дебалансных вибровозбудителя. Однако использование двухмассовой схемы предполагает большую металлоемкость вибромашин.

В зависимости от физического механизма возбуждения резонансных колебаний существенно отличается и подход к его реализации в вибрационных машинах. К примеру, в работах [57, 58] для реализации резонансных режимов колебания рабочего органа предлагается использовать принцип возбуждения многократного параметрического резонанса. С этой целью, вместо обычного дебалансного вибровозбудителя, используется возбудитель с инерционными элементами, совершающими маятниковые движения, что приводит к



параметрическому возбуждению колебаний рабочего органа вибромашины. Анализ динамики подобных систем показывает, что при параметрическом возбуждении удастся повысить стабильность резонансного режима колебаний при флуктуациях параметров обрабатываемого материала. Однако параметрические возбудители являются конструктивно более сложными, по сравнению с обычными дебалансными вибровозбудителями.

В одномассовых схемах вибрационных машин стабилизация авторезонансных и резонансных режимов вынужденных колебаний, чаще всего, предполагает использование систем автоматического поддержания резонансного режима. Следует заметить, что, несмотря на очевидные преимущества применения резонансных режимов, в существующей литературе практически отсутствуют количественные оценки, иллюстрирующие их эффективность. В исследованиях, посвященных анализу энергетических показателей вибрационных машин, обычно ограничиваются оценкой мощности, необходимой для поддержания вынужденных колебаний в линейных системах [59].

#### **1.4 Самосинхронизирующиеся дебалансные вибровозбудители**

Как отмечалось в разделе 1.2, при использовании одного дебалансного вибровозбудителя возникает круговая центробежная сила. Для обеспечения иных возмущающих воздействий на рабочий орган часто используются несколько совместно работающих вибровозбудителей с согласованными скоростями вращения дебалансов. Однако из-за технологических несовершенств, даже запитанные от одного источника тока, два однотипных вибровозбудителя могут иметь различные скорости вращения. Для синхронизации вращения дебалансов используются различные кинематические связи: зубчатые, цепные, ременные передачи. При этом в таких передачах могут возникать значительные усилия, вызываемые вибрационными моментами при возникновении эффекта самосинхронизации вращающихся дебалансов, что существенно ограничивает

ресурс работы привода. Особенно выражены эти усилия при смене режима синхронизации и собственных форм колебаний системы в результате перехода через резонанс.

Со второй половины прошлого столетия, как в нашей стране, так и за рубежом, все более широкое применение находят вибромашины, в которых синхронное вращение дебалансов обеспечивается за счет использования явления самосинхронизации. При существовании динамической связи между вибровозбудителями, установленными на одном несущем теле, в двигателях, даже с существенно отличающимися характеристиками, можно добиться постоянства разности фаз и равенства угловых скоростей их дебалансов.

Вопросам самосинхронизации дебалансных вибровозбудителей посвящена обширная отечественная и зарубежная литература [4, 60–63]. Исследованию природы и условий возникновения явления самосинхронизации в различных системах посвящена фундаментальная монография И.И. Блехмана «Самосинхронизация динамических систем» [64]. Ряд работ посвящен получению различных условий синхронизации, к примеру, в работах [65–67] установлены области синхронного режима в зависимости от частоты возбуждения и параметров системы, а именно, от отношения массы дебаланса к массе рабочего органа машины и характерных геометрических соотношений. В работах [68–72] исследуется самосинхронизация более чем двух вибровозбудителей. Исследованию типов и условий самосинхронизации дебалансных вибровозбудителей в двухмассовых вибрационных машинах посвящены работы [55, 73].

Для иллюстрации возможных типов самосинхронизации и пояснения используемых далее формулировок, рассмотрим простейшую схему установки двух дебалансных вибровозбудителей на одном несущем твердом теле (рисунок 1.8). Оси вращения вибровозбудителей перпендикулярны плоскости чертежа и расположены симметрично относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс тела. В этом случае при вращении дебалансов вибровозбудителей несущее тело будет совершать плоское колебательное

движение. Считается, что демпфирование в системе отсутствует. Будем рассматривать случай вращения дебалансов в противоположных направлениях. Отсчет углов, описывающих положение дебалансов  $\varphi_i$  ( $i=1, 2$  – номер вибровозбудителя), осуществляется в одном направлении (в данном случае против хода часовой стрелки). При равенстве парциальных угловых скоростей вибровозбудителей вращения  $\omega_1 = \omega_2 = \omega$ , возможны два типа самосинхронизации по фазе [4, 64]:

- противофазная синхронизация дебалансов, когда разность фаз между угловыми положениями дебалансов  $\Delta\varphi = |\varphi_1| - |\varphi_2| = \pm\pi$  (рисунок 1.9.);

- синфазная синхронизация, соответствующая разности фаз  $\Delta\varphi = |\varphi_1| - |\varphi_2| = 0$  (рисунок 1.10.).

На рисунках 1.9 – 1.10 показаны три последовательных положения дебалансов в моменты времени  $t_1 < t_2 < t_3$ .

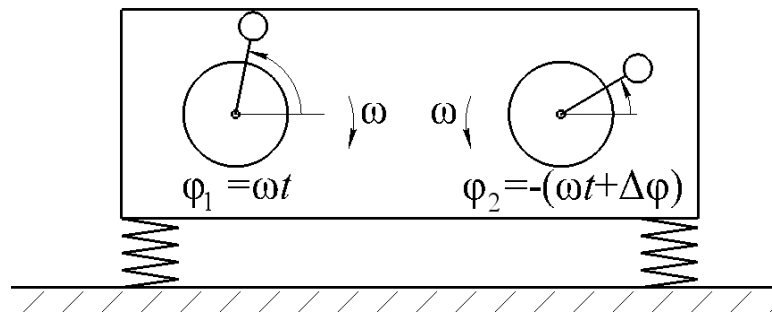


Рисунок 1.8 – Простейшая схема установки двух дебалансных вибровозбудителей на одном несущем твердом теле.

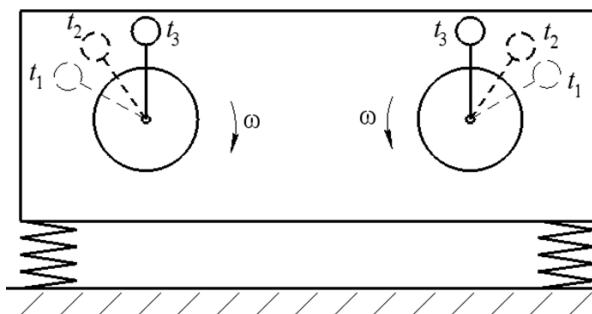


Рисунок 1.9 – Противофазный тип самосинхронизации двух дебалансных вибровозбудителей.

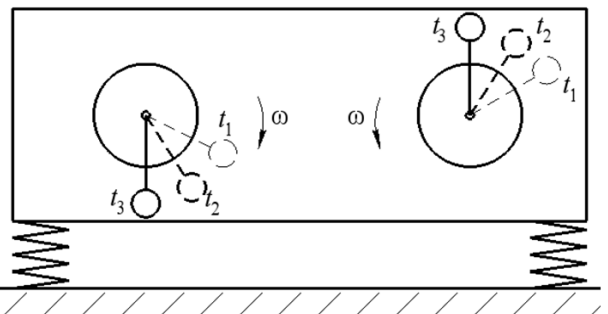


Рисунок 1.10 – Синфазный тип самосинхронизации двух дебалансных вибровозбудителей.

Противофазная синхронизация дебалансов двух вибровозбудителей является одним из необходимых условий для получения однонаправленной возмущающей силы и чаще всего используется на рабочих режимах вибрационных транспортно-технологических машин.

При практическом использовании самосинхронизирующихся вибровозбудителей, с увеличением массы обрабатываемого материала, иногда наблюдается отличие абсолютного значения разности фаз  $|\Delta\varphi|$  от  $\pi$  [50, 64, 74]. Одной из основных причин этого рассогласования является различие параметров вибровозбудителей. К примеру, в работе [75] исследуется влияние различия моментов трения в подшипниках вибровозбудителей на разность фаз вращения дебалансов  $\Delta\varphi$ . В работе [74] различие характеристик вибровозбудителей задается отличием их «парциальных скоростей». Другой причиной является влияние диссипативных сил, возникающих в объеме материала, расположенного на рабочем органе вибромашины. Результаты экспериментальных исследований показывают, что с ростом производительности и, следовательно, увеличением массы материала, одновременно находящегося на вибрирующей поверхности, увеличивается относительный сдвиг фаз вращения вибровозбудителей. В работе [50] описаны результаты экспериментального исследования вибрационного грохота ГСТ62 и получена зависимость отношения экспериментального значения разности фаз  $\Delta\varphi_{exp}$  к ее расчетному противофазному значению  $\Delta\varphi = \pi$  от отношения текущей производительности  $V$  к максимальной производительности  $V_{max}$  виброгрохота, которая приведена на рисунке 1.11. Точками обозначены экспериментальные данные, а сплошной линией – их аппроксимация. Представленные результаты иллюстрируют выраженную нелинейную зависимость разности фаз между дебалансами от массы материала, находящегося на рабочем органе. Можно предположить, что это связано с асимметрией расположения осей вращения вибровозбудителей виброгрохота ГСТ62 относительно главных центральных осей вибромашины, что приводит к различному влиянию диссипативных сил, возникающих в объеме обрабатываемого материала, на каждый из вибровозбудителей.

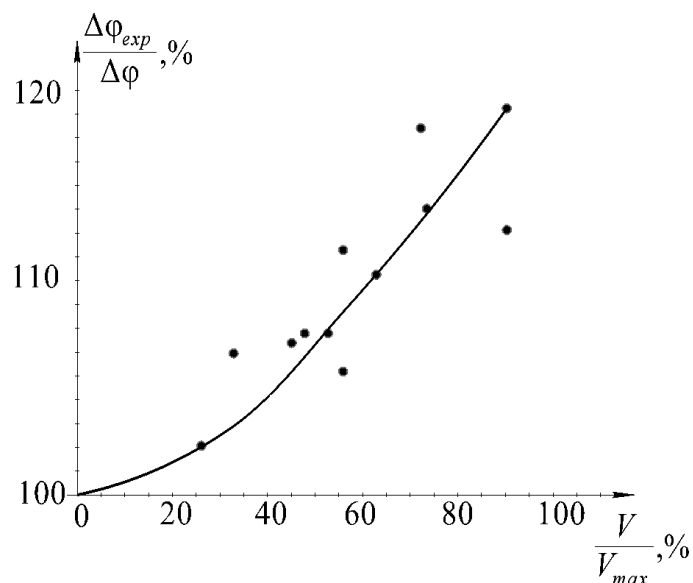


Рисунок 1.11 – Зависимость разности фаз вращения дебалансов от массы обрабатываемого материала.

Стоит отметить, что явление самосинхронизации наблюдается при одновременной работе нескольких вибромашин, установленных на одном основании вблизи друг к другу. Так в работе [76] рассматривается самосинхронизация двух вибромашин резонансного типа с кинематическим приводом, связанных между собой упругим элементом. Таким образом, появляется возможность создания блочных резонансных систем, которые могут сохранять требуемые параметры вибрации при изменении параметров одной из машин.

Многие современные работы посвящены явлению кратной синхронизации, при которой вибровозбудители вращаются с кратными значениями усредненных угловых скоростей [77–79]. Данный режим позволяет получать ассиметричные законы колебаний рабочего органа, что в некоторых случаях приводит к интенсификации виброперемещения, например, при транспортировании мелкодисперсных сред, липких и влажных материалов.

## 1.5 Управление вибрационными машинами

С развитием вычислительной техники, систем сбора и обработки информации появилась возможность управления вибрационными технологическими машинами. Включение в динамическую систему вибрационной машины систем регулирования с обратными связями позволяет управлять параметрами вибрации рабочего органа в режиме реального времени, добиваясь наилучших показателей эффективности технологического процесса и/или стабилизации неустойчивых режимов колебаний и вращения дебалансов. К примеру, в работах [77, 78, 80] с целью обеспечения стабильности кратного синхронного режима вращения двух роторов и управления прохождением системы через резонанс разработаны алгоритмы регулирования, основанные на методе скоростного градиента.

В работе [81] предложена система автоматического управления вибрационным бункерным загрузочным устройством, обеспечивающая стабильную скорость подачи порошка, для его дальнейшего напыления и получения тонкопленочных элементов радиотехнических и электронных устройств.

В работах [79, 82–85] управление параметрами колебаний рабочего органа вибромашин с дебалансными вибровозбудителями осуществляется путем использования систем управления регулируемым электроприводом. В случае четырехдебалансного вибровозбудителя отдельное управление частотой, амплитудой и направлением вибраций рабочего органа осуществляется с помощью изменения угловых положений одной пары дебалансов относительно другой [82]. В работе [79] предлагается использование адаптивных алгоритмов для отдельного управления двумя вибровозбудителями с целью обеспечения требуемой величины фазировки дебалансов.

Ряд работ посвящен достижению требуемых параметров вибрационных полей рабочего органа по его длине. Так в работах [86, 87] рассматривается

возможность управления распределением амплитуд колебаний точек рабочего органа при помощи изменения положения вибровозбудителя на рабочем органе, а так же путем включения в конструкцию рабочего органа устройств преобразования движения в виде несамотормозящихся винтовых элементов.

В работе [88] поддержание требуемых траекторий колебаний при смещении центра масс рабочего органа вибромашины осуществляется за счет автоматического перемещения компенсирующей массы в противоположном направлении (приложение А).

В работах [54, 89] рассматриваются два подхода к управлению параметрами колебаний вибрационной машины. Один основан на введении положительной обратной связи, формирующей возбуждение в зависимости от параметров колебаний рабочего органа, а другой – при отрицательной обратной связи. Системы сравниваются по влиянию параметрических возмущений на амплитуду и частоту колебаний машины.

При помощи систем автоматического управления также возможно достижение устойчивых резонансных режимов колебаний. В работах [43, 53, 90, 91] рассмотрена возможность реализации устойчивого авторезонансного режима колебаний рабочего органа вибромашины с дебалансным вибровозбудителем на основе синхронного электродвигателя. Частота колебаний в такой системе зависит от определяемого фазосдвигающим элементом сдвига фаз между напряжением питания двигателя и сигналом с датчика обратной связи системы управления. Применение предложенных решений для стабилизации резонансных режимов колебаний вибромашин с вибровозбудителями на основе асинхронных электродвигателей осложняется из-за скольжения ротора относительно статора и особенностями использования частотных преобразователей для регулирования скорости их вращения.

В работах [92–94] задача реализации устойчивых резонансных режимов вибромашин с дебалансными вибровозбудителями на основе асинхронных электродвигателей решается путем управления частотой питания таким образом, чтобы частота возмущающей силы приближалась к собственной частотой

колебаний системы, изменяющейся вследствие флуктуаций массы обрабатываемого материала.

Достижения резонансного режима может оцениваться по различным критериям:

- по максимуму амплитуд колебаний;
- по поведению дополнительных механизмов, которые в случае достижения резонанса изменяют свое динамическое состояние;
- по близости разности фаз между возмущающей силой и колебаниями рабочего органа ее резонансному значению.

Отметим что, определение резонансного состояния по критерию максимума амплитуд колебаний бывает затруднено из-за чувствительности этого параметра к изменению диссипативных свойств системы.

В качестве механизма, чувствительного к возникновению резонанса, в работе [95] предложен маятник Капицы, установленный в цилиндрической обойме. Обойма и маятник выполнены из токопроводящих материалов и подключены к электрической цепи системы управления. В случае достижения резонанса маятник занимает устойчивое вертикальное положение, тем самым размыкает контакт с обоймой.

В качестве контролируемого параметра при автоматической настройке на резонанс может использоваться разность фаз между возмущающей силой и колебаниями рабочего органа. Так, в работах [92–94, 96] при поддержании резонансных колебаний вибрирующей платформы с двумя самосинхронизирующимися вибровозбудителями близость системы к резонансному состоянию оценивается по близости разности фаз между возмущающей силой и колебаниями рабочего органа к ее резонансному значению. Вибромашина описывается плоской расчетной схемой, причем в рассматриваемой околорезонансной области частот система совершает однонаправленные колебания. В этом случае она может рассматриваться как система с одной поступательной степенью свободы под действием однонаправленной возмущающей силы, что позволило использовать упрощенную



модель для вычисления требуемого значения частоты питания вибровозбудителей.

## 1.6 Выводы

Проведен аналитический обзор литературы, посвященный современному состоянию исследований в области динамики транспортно-технологических машин. Проанализированы различные способы возбуждения колебаний и возможные режимы работы вибромашин. Выявлены основные тенденции совершенствования транспортно-технологических вибрационных машин, в частности, в направлении создания управляемых резонансных вибромашин с самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями на основе асинхронных электродвигателей. Установлено, что в существующей литературе практически отсутствуют количественные оценки, иллюстрирующие эффективность использования резонансных режимов колебаний.

Рассмотрены возможные способы возбуждения резонансных колебаний для различных схем вибрационных машин. Выявлена актуальность и перспективность исследований в области создания систем автоматического поддержания резонансных режимов работы транспортно-технологических вибрационных машин при переменной массе обрабатываемого материала. Проанализированы различные критерии достижения резонансного режима колебаний рабочего органа.

Установлено, что критерий настройки по близости разности фаз между возмущающей силой и колебаниями рабочего органа к ее резонансному значению является наиболее информативным и менее чувствительным к изменению диссипативных свойств системы.

## 2 ОЦЕНКА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ РЕЗОНАНСНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

### 2.1 Постановка задачи

В результате обзора существующей литературы обнаружено, что практически отсутствуют количественные оценки, иллюстрирующие эффективность использования резонансных режимов. В известных исследованиях, посвященных оценке энергопотребления вибрационных машин, обычно ограничиваются оценкой мощности, необходимой для поддержания вынужденных колебаний в линейных системах [50, 59]. Наиболее полно эти вопросы рассмотрены для зарезонансных вибрационных машин, в том числе, с самосинхронизирующимися вибровозбудителями. К примеру, в статье [59] при оценке потребляемой мощности зарезонансной вибромашины учитываются энергозатраты на осуществление технологического процесса, преодоление резонансной частоты, потери энергии в подшипниках дебалансных вибровозбудителей. Вместе с тем, отметим, что для сравнительной оценки энергоэффективности резонансного режима необходимо также учитывать особенности подбора электродвигателей и законов их регулирования.

В настоящем разделе приводится обоснование энергоэффективности резонансного режима при помощи сравнения энергопотребления и требуемой мощности электропривода резонансной и зарезонансной вибромашин. С этой целью производится анализ требуемых количественных энергетических показателей резонансного и зарезонансного режима работы вибромашины при одной и той же амплитуде и частоте колебаний рабочего органа. К этим показателям, в первую очередь, относятся:

- мощность, необходимая для преодоления резонанса (для зарезонансной машины);

- мощность, необходимая для поддержания требуемого рабочего режима колебаний рабочего органа;
- величина реактивной мощности, возникающая вследствие работы вибровозбудителя вне номинального режима работы.

На основе этих показателей осуществляется подбор параметров дебалансного вибровозбудителя для обоих режимов работы, а именно:

- номинальная мощность, пусковой и критический момент электродвигателя;
- требуемый статический момент дебаланса для достижения необходимых значений амплитуд колебаний на рабочем режиме;
- суммарная потребляемая мощность на рабочем режиме.

В представленном перечне показателей не учитываются затраты энергии, необходимые для осуществления технологического процесса, так как при одних и тех же параметрах колебаний рабочего органа потери считаются одинаковыми независимо от выбранного режима работы вибромашины.

## 2.2 Расчетная схема

Сравнение резонансного и зарезонансного режима проводится на основе расчетной схемы одномассовой вибрационной машины с одним дебалансным вибровозбудителем, приведенной на рисунке 2.1.

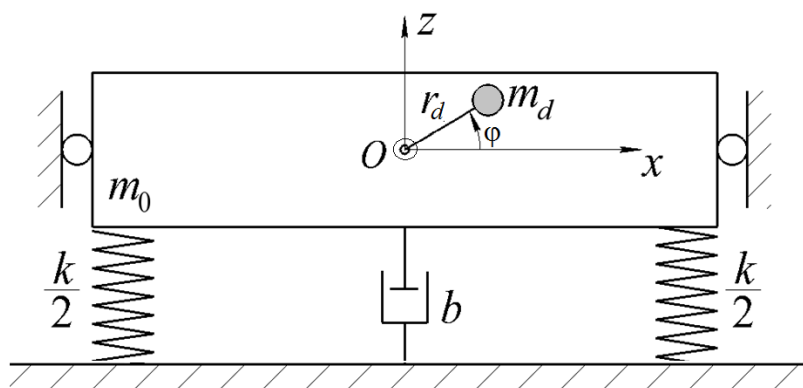


Рисунок 2.1 – Расчетная схема.

Рабочий орган массой  $m_0$  установлен на упругой подвеске (пружинах) с суммарной линейной характеристикой жесткости  $k$ . Массы рабочего органа каждой из машин считаются одинаковыми (принято, что массой вибровозбудителя по сравнению с массой рабочего органа можно пренебречь). Рассеяние энергии колебаний в пружинах описывается моделью вязкого трения с коэффициентом демпфирования  $b = 0.06\sqrt{km_0}$ , равным 0.03 от соответствующего критического значения. Рабочий орган перемещается по идеальным направляющим и совершает строго вертикальные колебания по направлению оси  $Oz$ .

В качестве вибровозбудителя используется асинхронный электродвигатель переменного тока с короткозамкнутым ротором, на котором закреплен дебаланс со статическим моментом  $D_d = m_d r_d$ , где  $m_d$  и  $r_d$  – масса и эксцентриситет дебаланса.

Для адекватного сравнения резонансного и зарезонансного режима принято, что управление током, поступающими на электродвигатели сравниваемых вибромашин, осуществляется частотными преобразователями, подключенными к сети переменного тока с амплитудой напряжения  $U_0 = 380$  В и частотой  $f_{el0} = 50$  Гц. Предполагается, что обе машины должны реализовывать один и тот же рабочий режим с частотой  $\omega_*$  и амплитудой  $A_*$ . При этом номинальные скорости вращения вала  $\omega_n$ , соответствующие паспортным данным асинхронных двигателей, в обоих случаях, могут значительно отличаться от рабочей частоты  $\omega_*$ , что требует учета закона частотного регулирования.

Таким образом, сравниваются две вибромашины, которые описываются единой расчетной схемой. Жесткости упругой подвески каждой из машин определяются по формулам:

$$\tilde{k} = \tilde{m}_0 \tilde{v}^2, \quad k = m_0 v^2, \quad (2.1)$$

где  $\tilde{\nu}, \nu$  - собственные частоты зарезонансной и резонансной вибромашины соответственно (здесь и далее знак «тильда» обозначает параметры, принадлежащие к зарезонансной вибромашине). Причем для зарезонансной машины собственная частота принимается в  $n$  раз меньшей заданной рабочей частоты ( $\tilde{\nu} = \omega_*/n$ ), а для резонансной машины –  $\nu = \omega_*$ .

При составлении уравнений движения будем пренебрегать силой тяжести, действующей на дебалансы. Тогда движение каждой машины с асинхронным двигателем ограниченной мощности описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений, полученных при помощи уравнения Лагранжа II рода [52, 97]:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{z} + b \dot{z} + kz = m_d r_d (\ddot{\phi} \cos \phi - \dot{\phi}^2 \sin \phi); \\ J_d \ddot{\phi} + M_r(\dot{\phi}) - m_d r_d \ddot{z} \cos \phi = M(\dot{\phi}, f_{el}), \end{cases} \quad (2.2)$$

где  $\phi(t)$  – угол поворота дебаланса, отсчитываемый от положительного направления оси  $Ox$  против хода часовой стрелки;  $z(t)$  – координата центра масс системы, отсчитываемая от положения статического равновесия;  $J_d$  – момент инерции дебаланса;  $M(\dot{\phi}, f_{el})$  – моментная характеристика двигателя;  $M_r(\dot{\phi})$  – момент сил сопротивления вращению ротора (момент трения в подшипниках) электродвигателя,  $f_{el}$  – частота питающего напряжения. Точками над переменными здесь и далее обозначена операция дифференцирования по времени  $t$ .

Момент сил сопротивления вращению ротора электродвигателя описывается моментом силы сухого трения, вызванного нормальной реакцией подшипника ротора от действия центробежной силы:

$$M_r(\dot{\phi}) = \mu m_d r_d \dot{\phi}^2 R, \quad (2.3)$$

где  $\mu$  – коэффициент сухого трения;  $R$  – радиус вала ротора.

Типовая статическая моментная характеристика асинхронного электродвигателя приведена на рисунке 2.2, где обозначено:  $M_0$  – пусковой момент;  $M_{cr}$  – максимальный (критический) момент, соответствующий частоте вращения  $\omega_{cr}$ ,  $\omega_s = 2\pi f_{el0} K^{-1}$  – частота вращения вала на холостом ходу,  $K$  – количество полюсов электродвигателя;  $M_n$  и  $\omega_n$  – момент и частота вращения вала в номинальном режиме, в котором КПД электродвигателя считается максимальным.

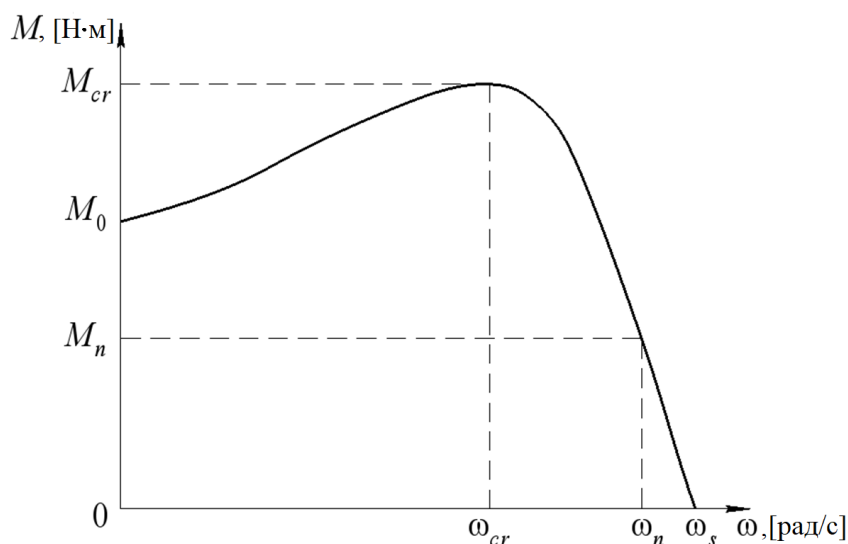


Рисунок 2.2 – Моментная характеристика асинхронного электродвигателя.

В настоящей работе моментная характеристика описывается формулой Клосса [98], которая в терминах угловых скоростей может быть представлена в виде

$$M(\dot{\varphi}) = \frac{2M_{cr}(\omega_s - \omega_{cr})(\omega_s - \dot{\varphi})}{(\omega_s - \dot{\varphi})^2 + (\omega_s - \omega_{cr})^2}. \quad (2.4)$$

Для адекватного сравнения энергетических показателей рассматриваемых машин необходимо установить массово-геометрические параметры дебалансов,

обеспечивающих их настройку на единый рабочий режим, минимально необходимые мощности электродвигателей и потребляемую мощность на рабочем режиме колебаний и на переходном режиме (для зарезонансной машины) с учетом закона частотного регулирования питания электродвигателей.

Для осуществления требуемого рабочего стационарного режима с частотой  $\omega_*$  и амплитудой  $A_*$  необходимо, прежде всего, определить значение дисбаланса, момент всех сил сопротивления, возникающих при колебательном движении системы, и выбрать соответствующие параметры рабочей характеристики движущего момента двигателя для резонансной и зарезонансной машины.

Настройка частоты вращения дебалансов обеих вибромашин осуществляется с помощью частотного преобразователя по пропорциональному закону  $U/f_{el} = const$ , где  $U$  – амплитуда напряжения переменного тока [98, 99].

На рисунке 2.3. представлено семейство графиков моментных характеристик асинхронного электродвигателя при уменьшении частоты питания по пропорциональному закону регулирования. Жирной линией обозначена паспортная моментная характеристика, соответствующая частоте  $f_{el0}$  и напряжению  $U_0$  электрической сети.

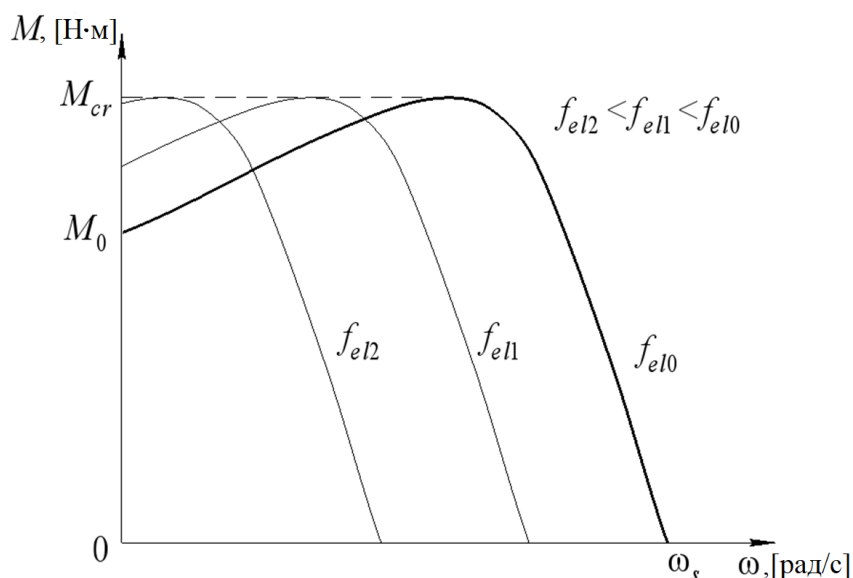


Рисунок 2.3 – Моментные характеристики электродвигателя при пропорциональном законе частотного регулирования.

Отметим, что в отличие от других законов частотного регулирования, при выбранном законе не происходит изменение значения критического момента  $M_{cr}$ . Уменьшение частоты питания ( $f_{el2} < f_{el1} < f_{el0}$ ) приводит к параллельному смещению паспортной моментной характеристики двигателя вдоль оси  $\omega$ . Это смещение можно ввести в формулу Клосса в виде параметра  $\Delta\omega = \omega_s - \omega_{s*} = 2\pi(f_{el0} - f_{el})K^{-1}$ , где  $\omega_{s*}$  – частота холостого хода рабочей характеристики. В результате рабочая характеристика движущего момента запишется в виде [52]:

$$M_*(\dot{\phi}) = \frac{2M_{cr}(\omega_{s*} - \omega_{cr*})(\omega_{s*} - \dot{\phi})}{(\omega_{s*} - \dot{\phi})^2 + (\omega_{s*} - \omega_{cr*})^2} = \frac{2M_{cr}(\omega_s - \omega_{cr})(\omega_s - \dot{\phi} - \Delta\omega)}{(\omega_s - \dot{\phi} - \Delta\omega)^2 + (\omega_s - \omega_{cr})^2}, \quad (2.5)$$

где  $\omega_{cr*}$  – частота, на которой достигается критический момент рабочей характеристики.

Потребляемая электрическая мощность на рабочем режиме вычисляется по формуле [100]:

$$P_{\Sigma*} = \frac{P_*}{\eta_{el}\eta_f \cos\phi}, \quad (2.6)$$

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.

Косинус нагрузки позволяет оценить количество реактивной мощности, которая циркулирует между источником энергии и потребителем, не совершая полезной работы. Наименьшее значение реактивной мощности достигается тогда, когда мощность на валу двигателя близка к номинальной. Для эффективной работы двигателя необходимо, чтобы косинус мощности двигателя  $\cos\phi = P/P_{\Sigma}$



был близок к единице, где  $P$  – активная мощность,  $P_{\Sigma}$  – полная мощность электродвигателя. Характерные графики зависимости косинуса мощности, а также КПД электродвигателя в зависимости от нагрузки представлены на рисунке 2.4, где по оси абсцисс отложен безразмерный параметр нагруженности двигателя  $P/P_n$ ,  $P_n = \omega_n M_n$  – номинальная (паспортная) мощность электродвигателя [100]. КПД электродвигателя определяется из графиков, приведенных на рисунке 2.4 (сплошная линия) при данном значении отношения мощностей. КПД частотного преобразователя для обоих режимов  $\eta_f = 0.98$ .

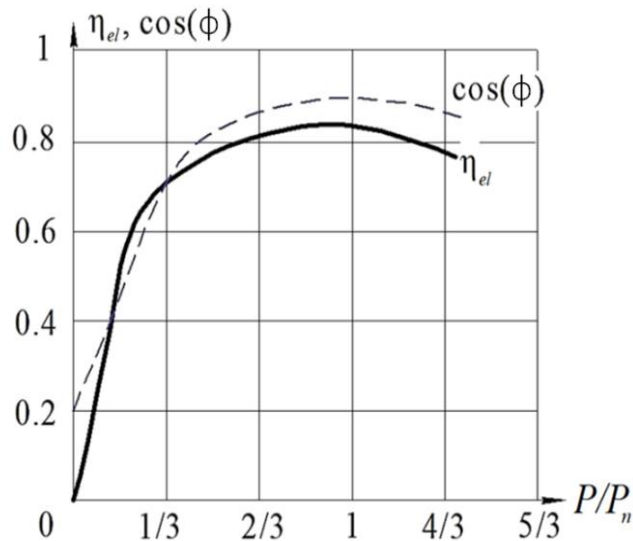


Рисунок 2.4 – Косинус мощности и КПД электродвигателя в зависимости от коэффициента нагрузки [98].

Паспортная моментная характеристики двигателя должна удовлетворять условиям, регламентируемым ГОСТ Р 52776-2007 [101].

Связь между номинальным, пусковым и критическим моментами рекомендуется устанавливать в диапазоне [101]

$$M_n = (0.4 \div 0.6) M_{cr}, M_n = (0.83 \div 1.1) M_s. \quad (2.7)$$

В настоящей работе приняты следующие значения:

$$M_n = 0.965M_0, M_n = 0.5M_{cr}. \quad (2.8)$$

Тогда связь между паспортным пусковым и критическим моментами определяется соотношением

$$M_0 = 0.518M_{cr}. \quad (2.9)$$

Кроме того, для обеспечения пуска электродвигателя его пусковой момент  $M_{0*}$  должен удовлетворять условию [16, 50, 59]:

$$M_{0*} > 0.725D_d g. \quad (2.10)$$

Для определения значений параметров вибровозбудителя при учете особенностей его моментной характеристики (2.4) и закона частотного управления (2.5) необходимо вычислить значение дисбаланса  $D_d$ , смещение рабочей характеристики  $\Delta\omega$  из условия, что на рабочей частоте  $\omega_*$  должна достигаться рабочая амплитуда  $A_*$  каждой из рассматриваемых машин.

### 2.3 Зарезонансная вибромашина

Для определения параметров вибровозбудителя при учете его моментной характеристики (2.4) и закона частотного регулирования (2.5), необходимо вычислить значение дебаланса  $\tilde{D}_d$ , критический момент электродвигателя  $\tilde{M}_{cr}$  и смещение рабочей характеристики  $\Delta\tilde{\omega}$  из условия, что на рабочей частоте  $\tilde{\omega} = \omega_*$  должна достигаться рабочая амплитуда  $A_*$ .

Значение дисбаланса  $\tilde{D}_d$ , необходимого для реализации заданного рабочего режима зарезонансной вибромашины, определяется из решения дифференциальных уравнений (2.2), описывающих стационарные колебания

вибромашины ( $\dot{\phi} = \omega_* = const$ ) с двигателем ограниченной мощности на рабочей частоте [37]:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{z} + \tilde{b} \dot{z} + \tilde{k} z = \tilde{m}_d \tilde{r}_d \omega_*^2 \cos(\omega_* t); \\ \mu \tilde{m}_d \tilde{r}_d R \omega_*^2 - \tilde{m}_d \tilde{r}_d \ddot{z} \sin(\omega_* t) = \tilde{M}_*(\omega_*). \end{cases} \quad (2.11)$$

Из известного решения первого уравнения (2.11) для амплитуды вынужденных колебаний можно получить выражение, определяющее значение дисбаланса, при котором достигается заданная рабочая амплитуда  $A_*$  [102]:

$$\tilde{D}_d = \frac{A_* \sqrt{m_0^2 (\tilde{\nu}^2 - \omega_*^2)^2 + \tilde{b}^2 \omega_*^2}}{\omega_*^2}. \quad (2.12)$$

Для получения выражений, описывающих точки  $\tilde{M}_*(\omega_*)$ ,  $\tilde{M}_*(\tilde{\nu})$  требуемой рабочей характеристики движущего момента двигателя, прежде всего, запишем уравнение равенства моментов внешних сил и моментов всех сил сопротивления на рабочем режиме. Подставляя решение первого уравнения системы (2.11) во второе, и усредняя полученное выражение за один оборот дебаланса, имеем

$$\tilde{M}_*(\omega_*) = \mu \tilde{D}_d R \omega_*^2 + \frac{\tilde{b} A_*^2 \omega_*}{2}. \quad (2.13)$$

Значение момента, необходимого для преодоления резонансной частоты  $\tilde{M}_*(\tilde{\nu})$ , можно получить из решения системы (2.2) в области резонанса при условии, что  $\dot{\phi}(t)$  - медленно изменяющаяся функция в пределах одного оборота дебаланса [37]:

$$\tilde{M}_*(\tilde{\nu}) = \mu \tilde{D}_d R \tilde{\nu}^2 + \frac{\tilde{b} \tilde{A}_{res}^2 \tilde{\nu}}{2}, \quad (2.14)$$

где  $\tilde{A}_{res} = \tilde{D}_d \tilde{\nu} / \tilde{b}$ .

Отметим, что полученная формула (2.10) описывает стационарный режим резонансных колебаний линеаризованной системы, при котором развивается максимальная амплитуда. В результате значение момента, получаемое из (2.14), оказывается завышенным, и может использоваться в качестве первого приближения. Окончательное значение требуемого момента будет уточнено при численном решении системы (2.2).

Уравнения (2.9), (2.13) и (2.14) с учетом формулы (2.5) образуют замкнутую систему алгебраических уравнений относительно неизвестных  $\tilde{\omega}_{cr}$ ,  $\tilde{M}_{cr}$ ,  $\Delta \tilde{\omega}$  :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{2\tilde{M}_{cr}(\omega_s - \tilde{\omega}_{cr})(\omega_s - \omega_* - \Delta \tilde{\omega})}{(\omega_s - \omega_* - \Delta \tilde{\omega})^2 + (\omega_s - \tilde{\omega}_{cr})^2} = \mu \tilde{D}_d R \omega_*^2 + \frac{\tilde{b} \tilde{A}_*^2 \omega_*}{2}; \\ \frac{2\tilde{M}_{cr}(\omega_s - \tilde{\omega}_{cr})(\omega_s - \tilde{\nu} - \Delta \tilde{\omega})}{(\omega_s - \tilde{\nu} - \Delta \tilde{\omega})^2 + (\omega_s - \tilde{\omega}_{cr})^2} = \mu \tilde{D}_d R \tilde{\nu}^2 + \frac{\tilde{b} \tilde{A}_{res}^2 \tilde{\nu}}{2}; \\ \frac{2\tilde{M}_{cr}(\omega_s - \tilde{\omega}_{cr})\omega_s}{\omega_s^2 + (\omega_s - \tilde{\omega}_{cr})^2} = 0.518 \tilde{M}_{cr}. \end{array} \right. \quad (2.15)$$

Решая данную систему уравнений, можно получить требуемую паспортную и рабочую характеристики электродвигателя. На рисунке 2.5 приведены графики момента сил сопротивления зарезонансной вибромашины и механические характеристики двигателя до и после регулирования. Рабочая моментная характеристика двигателя проходит через точку максимума момента сил сопротивления и точку рабочего режима. Отметим, что график момента сил сопротивления  $\tilde{M}_R(\omega)$  изображен из предположения, что все его точки рассчитываются при стационарных колебаниях. В действительности,

стационарному режиму соответствует только частота рабочего режима  $\omega_*$ , тогда как при разгоне, прохождении резонанса и выходе на рабочий режим амплитуды колебаний зависят от скорости изменения частоты вращения двигателя.

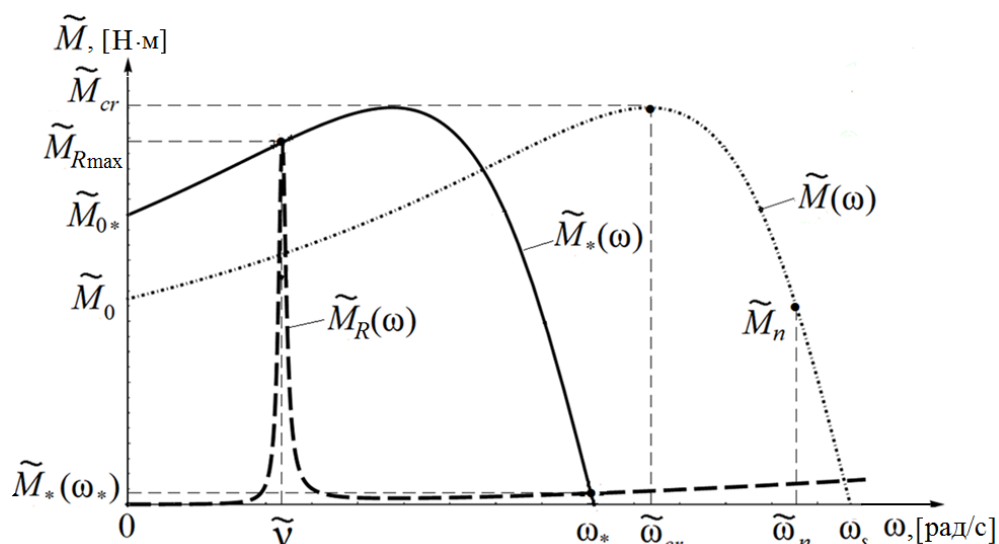


Рисунок 2.5 – Графики момента сил сопротивления  $\tilde{M}_R(\omega)$  зарезонансной вибромашины и моментных характеристик двигателя  $\tilde{M}(\omega)$ ,  $\tilde{M}_*(\omega)$ .

Для уточнения моментной характеристики используется численное решение системы уравнения (2.2), в которой в качестве первого приближения использованы значения, полученные из решения системы (2.15). Это уточнение осуществляется путем итерационного приближения момента рабочей характеристики  $\tilde{M}_*(\omega)$  к реально действующему максимальному моменту всех сил сопротивления на резонансной частоте  $\tilde{\nu}$  путем варьирования  $\tilde{M}_{cr}$ .

В результате были вычислены минимально необходимые значения искомых параметров рабочей характеристики двигателя  $\tilde{M}_*(\omega)$ , обеспечивающей проход через резонанс и выход на рабочий режим. Однако в колебательных системах с вибровозбудителями ограниченной мощности может возникнуть «застревание» двигателя при подходе к резонансной частоте и невозможность ее преодоления. При наличии незначительного запаса мощности переход в зарезонансную область сопровождается скачкообразным изменением частоты и амплитуды колебаний,

(эффект Зоммерфельда) [35–38], что является весьма опасным явлением. Аналогичный эффект возникает и при выбеге вибровозбудителей (выключении двигателя). Поэтому в резонансной вибромашине мощность и, соответственно, крутящий момент двигателя должен превышать на 30...70% момент сил сопротивления на резонансной частоте [16].

В данной работе значение превышения мощности принимается равным 30%. Учитывая это, запишем второе уравнение системы (2.15) в виде

$$\frac{2\tilde{M}_{cr}(\omega_s - \tilde{\omega}_{cr})(\omega_s - \tilde{\nu} - \Delta\tilde{\omega})}{(\omega_s - \tilde{\nu} - \Delta\tilde{\omega})^2 + (\omega_s - \tilde{\omega}_{cr})^2} = 1.3\tilde{M}_{*min}(\tilde{\nu}). \quad (2.16)$$

Из решения системы уравнений (2.15) при учете (2.16) определяются окончательные значения параметров моментной характеристики двигателя.

Изложенный алгоритм был реализован в программном комплексе Wolfram Mathematica при следующих значениях параметров системы:  $m_0 = 1000$  кг,  $\omega_s = 50\pi$  рад·с<sup>-1</sup>,  $K = 2$ ,  $R = 0.04$  м,  $\omega_* = 100$  рад·с<sup>-1</sup>,  $\tilde{\nu} = 33.3$  рад·с<sup>-1</sup>,  $A_* = 0.004$  м,  $n = 3$ ,  $\mu = 0.002$ , которые выбирались близкими к параметрам виброгрохота ГСЛ 31 [103].

В результате были вычислены значения дисбаланса и параметров характеристики электродвигателя:

$$\tilde{D}_d = 3.56 \text{ кг}\cdot\text{м}, \tilde{M}_{cr} = 54.2 \text{ Н}\cdot\text{м}, \tilde{\omega}_{cr} = 113.0 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-1}, \Delta\tilde{\omega} = 54.7 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-1}. \quad (2.17)$$

Из (2.7) и (2.17) определяются необходимые параметры паспортной характеристики требуемого электродвигателя:  $\tilde{M}_n = 27.08$  Н·м,  $\tilde{\omega}_n = 90.6$  рад·с<sup>-1</sup>,  $\tilde{M}_0 = 28.055$  Н·м.

Для оценки скорости прохождения резонанса и развиваемых при этом амплитуд колебаний было выполнено численное моделирование процесса выхода

зарезонансной машины на рабочий режим. Результаты численного решения системы (2.2) при полученных значениях параметров вибровозбудителя представлены в виде осциллограмм колебаний рабочего органа (рисунок 2.6) и угловой скорости вращения дебалансов во времени (рисунок 2.7).

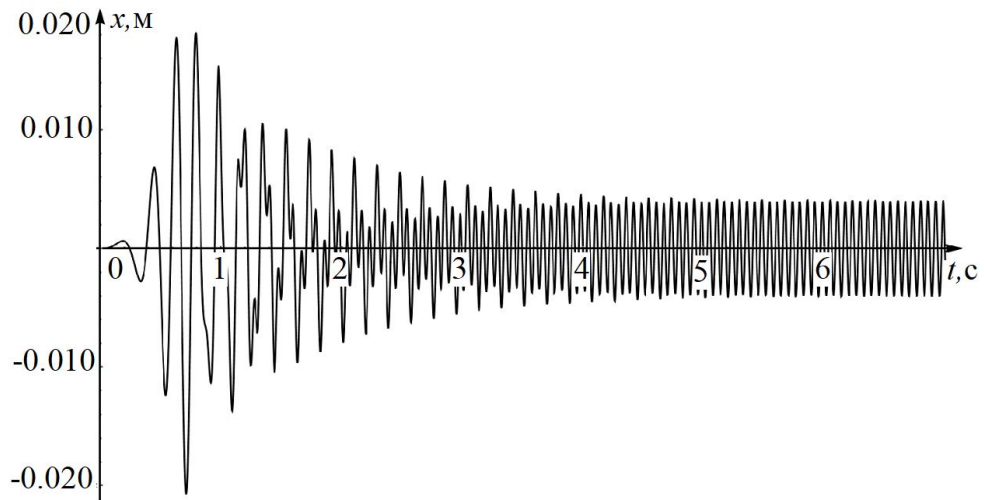


Рисунок 2.6 – Перемещение рабочего органа от времени.

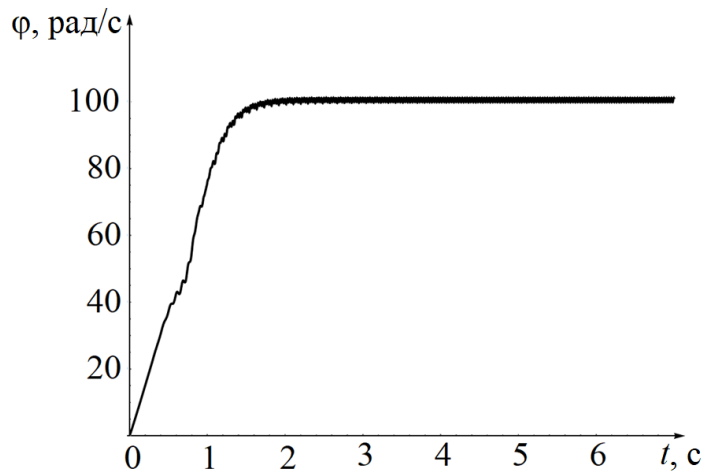


Рисунок 2.7 – Угловая скорость вращения дебаланса от времени.

Амплитуда колебаний при прохождении резонанса ( $\tilde{A}_{res}=0.025$  м) оказалась больше заданной рабочей амплитуды ( $A_* = 0.004$  м) в 6,25 раза, что соответствует данным, приведенным в [16, 59]. При этом выход системы на рабочий режим происходит менее, чем за 4 секунды.

На рисунке 2.7 можно видеть проявление эффекта Зоммерфельда в течение первой секунды разгона двигателя вибровозбудителя (излом кривой). Согласно полученным значениям параметров характеристики двигателя его номинальная мощность, необходимая для реализации рабочего режима, должна быть не менее  $\tilde{P}_n = \tilde{M}_n \tilde{\omega}_n = 2.453$  кВт. В соответствии с рядом мощностей серийных асинхронных электродвигателей [104] рекомендуется использовать электродвигатель с номинальной мощностью, округляемой в большую сторону. В данном случае принят двигатель мощностью 3 кВт. Отметим, что это значение оказалось на 20 % меньше, чем мощность двигателя виброгрохота ГСЛ 31 [59, 103]. Это различие, скорее всего связано с тем, что в данном исследовании не учитывается мощность, необходимая на реализацию технологического процесса и, соответственно задано заниженное значение диссипативных сил.

На рабочем режиме мощность на валу электродвигателя составляет  $\tilde{P}_* = \tilde{M}_*(\omega_*)\omega_* = 0.452$  кВт, что существенно меньше номинальной мощности  $\tilde{P}_n = 3$  кВт. Иначе говоря, электропривод зарезонансной вибромашины оказывается недогруженным более чем в 6 раз, что, в соответствии с рисунком 2.4, приводит к низким значениям КПД ( $\tilde{\eta}_{el} = 0.5$ ) и косинуса нагрузки ( $\cos\phi = 0.4$ ). Таким образом, согласно (2.6), потребляемая электрическая мощность вибромашины равна  $\tilde{P}_{\Sigma*} = 2.3$  кВт.

Необходимо отметить, что мощность двигателей для зарезонансной вибромашины определяется, в первую очередь, мощностью, требуемой для преодоления резонансной частоты при пуске машины.

## 2.4 Резонансная вибромашина

Резонансная машина должна реализовывать аналогичный рабочий режим колебаний с амплитудой  $A_*$  на частоте  $\omega_*$ , близкой к собственной частоте колебаний машины  $\nu$ .



Так как вблизи резонансной частоты колебания системы считаются стационарными, то система (2.2) вырождается в систему уравнений

$$\begin{cases} m_0 \ddot{z} + b \dot{z} + kz = m_d r_d v^2 \cos(vt); \\ \mu m_d r_d R v^2 - m_d r_d \ddot{z} \sin(vt) = \tilde{M}_*(v), \end{cases} \quad (2.18)$$

описывающих движение линейной системы. Из решения первого уравнения (2.18) определяется значение дисбаланса  $D_d$ , необходимого для реализации заданного рабочего режима резонансной вибромашины [105]:

$$D_d = \frac{A_* b}{\omega_*}. \quad (2.19)$$

Используя второе уравнение системы (2.18), с учетом (2.5) получим выражение, описывающее точку  $M_*(\omega_*)$  требуемой рабочей характеристики движущего момента двигателя на рабочей частоте  $\omega_* = v$ :

$$M_*(v) = \frac{2M_{cr}(\omega_s - \omega_{cr})(\omega_s - v - \Delta\omega)}{(\omega_s - v - \Delta\omega)^2 + (\omega_s - \omega_{cr})^2} = \mu D_d R v^2 + \frac{b A_*^2 v}{2}, \quad (2.20)$$

где рабочая характеристика движущего момента  $M_*(\omega)$  определяется законом частотного регулирования двигателя с паспортной характеристикой  $M(\omega)$ .

Паспортная моментная характеристики двигателя должна удовлетворять условиям (2.7)-(2.10).

Для эффективной работы резонансной машины необходимо, чтобы параметр нагруженности двигателя (отношение между мощностями)

$$P_*/P_n = 1 \rightarrow v M_*(v) = M_n \omega_n, \quad (2.21)$$

где  $P_n = \omega_n M_n$  – номинальная (паспортная) мощность электродвигателя,  $\omega_n, M_n$  – номинальная частота и номинальный момент паспортной характеристики двигателя. Условие (2.21) соответствует максимумам КПД и косинуса нагрузки  $\cos\phi$  при работе на рабочем режиме (рисунок 2.4).

Для определения частоты  $\omega_n$  используется связь между номинальным ( $M_n$ ) и критическим ( $M_{cr}$ ) моментами (2.8):

$$\frac{M_{cr}}{2} = \frac{2M_{cr}(\omega_s - \omega_n)(\omega_s - \omega_{cr})}{(\omega_s - \omega_n)^2 + (\omega_s - \omega_{cr})^2}. \quad (2.22)$$

Уравнения (2.9, 2.20-2.22) с учетом (2.5) образуют замкнутую систему алгебраических уравнения относительно искомым неизвестных  $\omega_{cr}, M_{cr}, \Delta\omega, \omega_n$ :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{2M_{cr}(\omega_s - \omega_{cr})(\omega_s - \nu - \Delta\omega)}{(\omega_s - \nu - \Delta\omega)^2 + (\omega_s - \omega_{cr})^2} = \mu D_d R \nu^2 + \frac{bA_*^2 \nu}{2}; \\ \frac{2M_{cr}(\omega_s - \omega_{cr})\omega_s}{\omega_s^2 + (\omega_s - \omega_{cr})^2} = 0.518M_{cr}; \\ \nu M_*(\nu) = \frac{M_{cr}}{2} \omega_n; \\ \frac{M_{cr}}{2} = \frac{2M_{cr}(\omega_s - \omega_n)(\omega_s - \omega_{cr})}{(\omega_s - \omega_n)^2 + (\omega_s - \omega_{cr})^2}. \end{array} \right. \quad (2.23)$$

В результате вычислений при  $m_0 = 1000$  кг,  $\omega_s = 157$  рад·с<sup>-1</sup>,  $K = 2$ ,  $R = 0.04$  м,  $\omega_* = 100$  рад·с<sup>-1</sup>,  $A_* = 0.004$  м,  $\mu = 0.002$ , получим следующие значения дисбаланса и параметров характеристики электродвигателя:

$$\begin{aligned} D_d &= 0.24 \text{ кг} \cdot \text{м}, M_{cr} = 7.87 \text{ Н} \cdot \text{м}, \omega_{cr} = 113.2 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}, \\ \Delta\omega &= 43.8 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}, \omega_n = 145.3 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}. \end{aligned} \quad (2.24)$$

Для иллюстрации решения системы (2.23) на рисунке 2.8 приведены графики момента сил сопротивления и механические характеристики двигателя до и после регулирования.

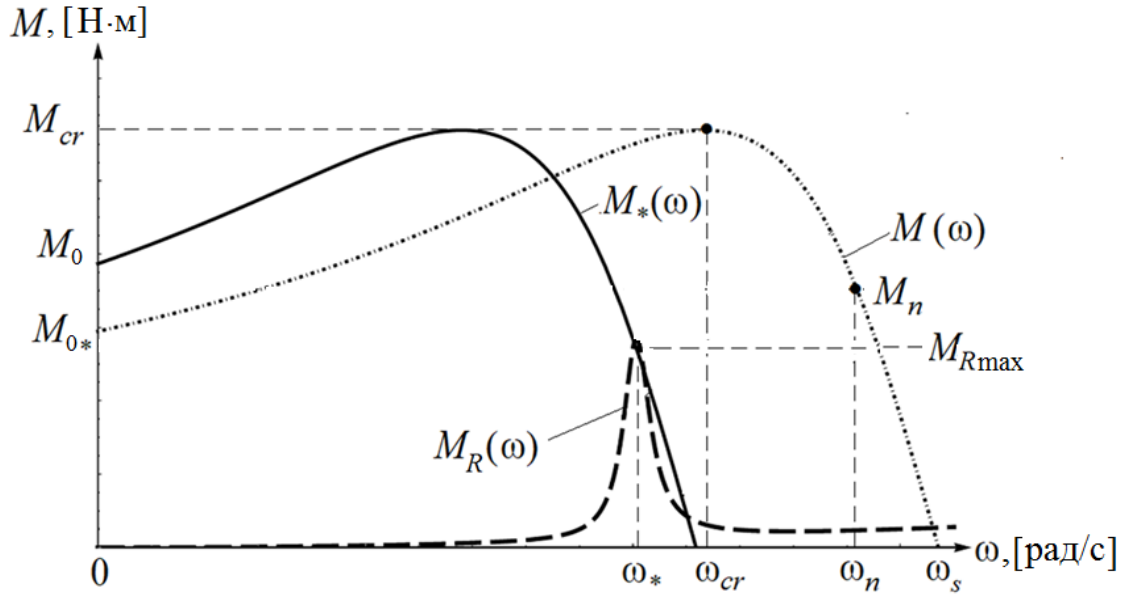


Рисунок 2.8 – Графики момента сил сопротивления  $M_R(\omega)$  и моментных характеристик двигателя  $M(\omega)$ ,  $M_*(\omega)$  зарезонансной вибромашины.

Из выражений (2.18) с учетом (2.24) получим значения параметров моментной характеристики требуемого электродвигателя  $M_n = 3.94$  Н·м,  $M_0 = 4.1$  Н·м.

Для оценки скорости выхода на рабочий режим и развиваемых при этом амплитуд колебаний было проведено численное решение уравнений движения (2.2) при вычисленных значениях параметров (2.24).

Результаты решения системы уравнений (2.2) представлены в виде графиков перемещения рабочего органа (рисунок 2.9) и частоты колебаний во времени (рисунок 2.10).

Из графиков следует, что резонансная вибромашина выходит на рабочий режим с заданными параметрами примерно за 1.8 с.

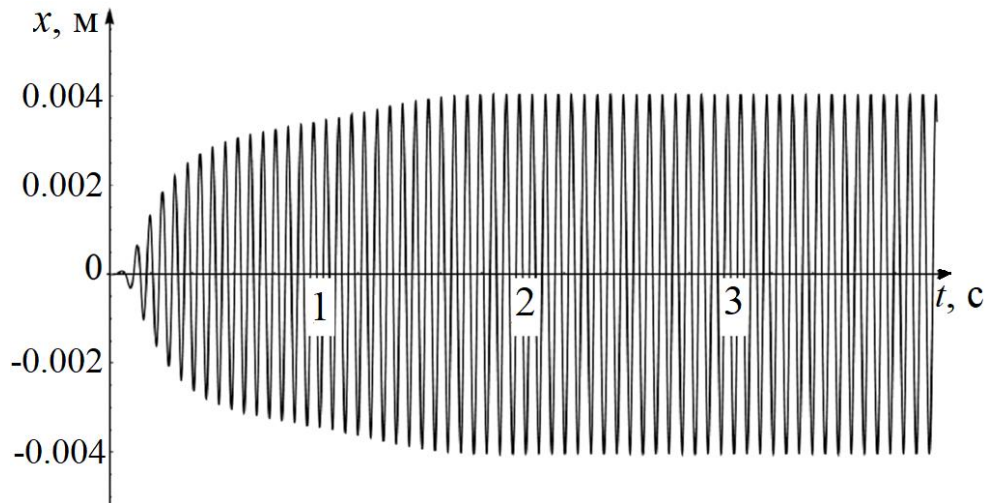


Рисунок 2.9 – Перемещение рабочего органа резонансной машины.

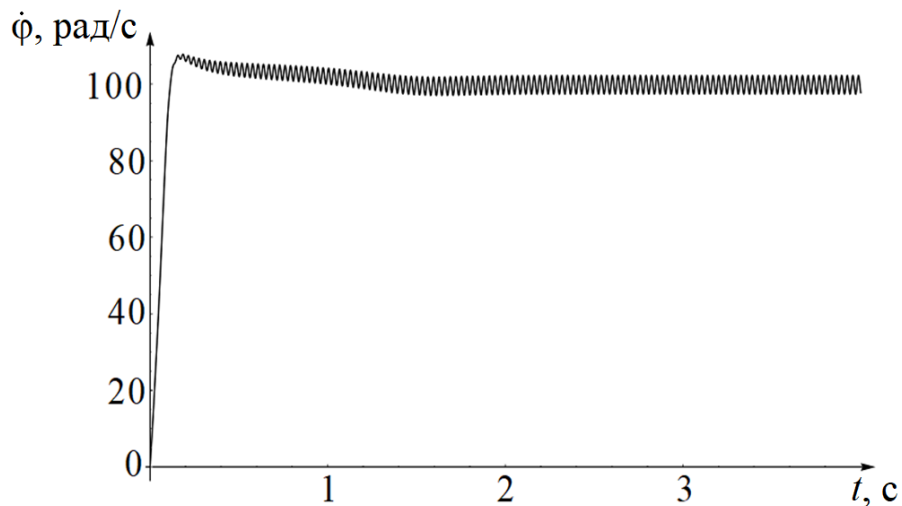


Рисунок 2.10 – Угловая скорость вращения дебаланса резонансной вибромашины.

Полученные параметры соответствуют номинальной мощности двигателя  $P_n = M_n \omega_n = 0.57 \text{ кВт}$ , требуемой для реализации рабочего режима. Как и ранее, при выборе серийного двигателя это значение округляется в большую сторону и, в соответствии с рядом номинальных мощностей, равно  $0.75 \text{ кВт}$  [104].

Согласно графикам, приведенным на рисунке 2.4, КПД двигателя резонансной машины  $\eta_{el} = 0.85$  и косинус нагрузки  $\cos \phi = 0.9$ . Тогда, согласно (2.6), потребляемая электрическая мощность резонансной вибромашины

$P_{\Sigma^*} = 0.764$  кВт, что в 3 раза меньше расчетной потребляемой электрической мощности зарезонансной вибромашины.

Для сравнения полученных результатов в таблице 2.1 представлены значения вычисленных параметров вибромашин, работающих в резонансном и зарезонансном режимах.

Таблица 2.1 – 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 валу электродвигателя в 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 $P_{\Sigma}$	0.764 кВт	2.3 кВт	3

Отметим, что наряду с заметным снижением энергозатрат, мощность, необходимая для поддержания колебаний на рабочем режиме у резонансной машины, оказалась несколько выше, что связано с выбранной моделью рассеяния энергии, зависящей от жесткости упругой подвески.

## 2.5 Выводы

Выполненный анализ показал, что потребляемая электрическая мощность зарезонансной вибромашины оказалась в 3 раза больше, чем резонансной вибромашины. Важно, что двигатель в зарезонансном режиме существенно

недогружен (примерно в 7 раз). В результате КПД электродвигателя резонансной машины оказывается весьма низким, что приводит к возникновению большой реактивной мощности, перегреву и снижению долговечности двигателя.

Для возбуждения колебаний резонансной вибромашины требуются дебалансы с существенно меньшими значениями массы и статической неуравновешенности (в 15 раз). В результате для резонансной вибромашины требуются значительно менее мощные двигатели, которые будут работать вблизи номинального режима. При этом увеличивается КПД и снижаются динамические нагрузки на подшипники электродвигателя [37, 106, 107].

### 3 АВТОМАТИЧЕСКОЕ ПОДДЕРЖАНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ

#### 3.1 Алгоритм настройки вибромашины на резонансный режим

С развитием вычислительной техники и измерительной аппаратуры появилась возможность автоматизации многих технологических процессов. Использование современных автоматизированных систем сбора, обработки и анализа информации о текущем состоянии и динамическом поведении машин позволяет перейти к созданию управляемых вибромашин, в том числе, вибромашин с автоматическим управлением частотой возмущающих усилий для поддержания резонансного режима при неопределенном изменении массы обрабатываемого материала [3, 43, 105, 108, 109].

В настоящем разделе описывается предлагаемый алгоритм настройки вибромашины на резонансный режим колебаний, суть которого заключается в оценке текущего колебательного режима по наиболее представительному признаку (контролируемый параметр) [110]. Анализ поведения амплитудно-частотных и фазо-частотных характеристик показывает, что наиболее показательным параметром, характеризующим близость к резонансному режиму колебаний, является разность фаз  $\varepsilon$  между возмущающей силой и колебаниями системы, а не амплитуда колебаний, которая в большей степени зависит от флуктуации диссипативных свойств. В отличие от значения резонансной амплитуды колебаний, резонансное значение разности фаз  $\varepsilon$  может быть определено заранее. При этом в системах с дебалансным возбуждением из-за влияния демпфирования резонансная частота оказывается несколько больше собственной частоты системы ( $\omega_{res} > \nu$ ), что обеспечивает дополнительный запас устойчивости при настройке частоты возбуждения на частоту собственных колебаний. Эти соображения предопределили, что в настоящей работе, в качестве контролируемого параметра, принята разность фаз  $\varepsilon$  между возмущающей силой  $F=F(t)$  и колебаниями рабочего органа  $q=q(t)$  в выбранном направлении.

Соответственно, критерием резонансной настройки является близость разности фаз  $\varepsilon$  к ее резонансному значению  $\varepsilon_{res}$ . Управление скоростью вращения вибровозбудителей осуществляется при помощи частотного преобразователя по пропорциональному закону частотного регулирования. Таким образом, управляющим параметром рассматриваемой системы является частота питания вибровозбудителей  $f_{el}$ . Блок-схема предложенного алгоритма приведена на рисунке 3.1.



Рисунок 3.1 – Блок-схема алгоритма настройки и поддержания резонансного режима.

Измеряемыми параметрами является виброускорение рабочего органа  $\ddot{q}(t)$ , угловые положения  $\varphi_i(t)$  и скорости вращения дебалансов вибровозбудителей  $\dot{\varphi}_i(t)$ , где  $i=1, 2$  – номер вибровозбудителя. Виброперемещение  $q(t)$  определяется по сигналам акселерометров, устанавливаемых на рабочем органе машины, после их фильтрации от высокочастотных составляющих и



необходимых преобразований. Угловые положения и скорости вращения дебалансов измеряются энкодерами, закрепленными на осях вибровозбудителей. При этом возмущающая сила  $F$  находится как сумма проекций центробежных сил дебалансов на выбранное направление измерения ускорения.

В случае синхронизации вибровозбудителей, обеспечивающей однонаправленное воздействие на рабочий орган (противофазная синхронизация при разности фаз вращения дебалансов  $\Delta\varphi = |\varphi_1(t)| - |\varphi_2(t)| = \pm\pi$ ), полученная функция возмущающей силы  $F(t)$  считается гармонической. Когда угловые скорости вращения дебалансов одинаковые, а разность их фаз  $\Delta\varphi = \pm\pi(1 \pm \psi)$ ,  $\psi \ll 1$ , то суммарный сигнал фильтруется с целью получения гармонического сигнала. Все вычислительные процедуры выполняются в блоке управления.

Разность фаз  $\varepsilon$  определяется по сигналам  $q(t)$  и  $F(t)$  в установившемся режиме колебаний рабочего органа по формуле  $\varepsilon = 2\pi \Delta t T^{-1}$  (рисунок 3.2). При этом период колебаний  $T$  определяется как время между двумя последовательными нулевыми значениями  $q(t) = 0$  при  $\dot{q}(t) > 0$ , а время запаздывания  $\Delta t$  – как время между двумя последовательными нулевыми значениями  $F(t) = 0$  и  $q = 0$  при  $\dot{q}(t) > 0$  и  $\dot{F}(t) > 0$  (рисунок 3.2).

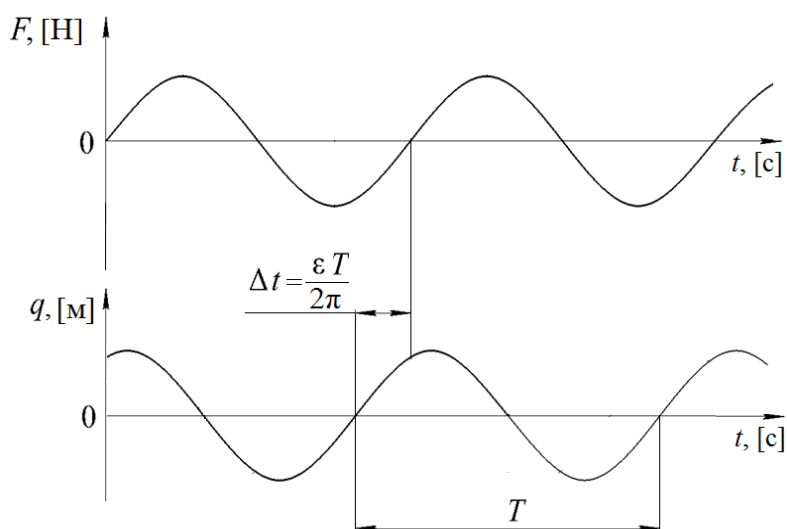


Рисунок 3.2 – Иллюстрация к вычислению разности фаз  $\varepsilon$ .

Условием, при котором колебания считаются установившимися, является постоянство усредненных за  $N$  измерений двух последующих значений 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. Соответственно, критерием настройки системы на резонанс является близость разности фаз  $\bar{\varepsilon}_t$  к его резонансному значению  $\varepsilon_{res}$ . Условием, при котором требуется корректировка частоты вращения дебалансов, является отличие усредненного за  $N$  периодов разности фаз от резонансного значения  $|\varepsilon_{res} - \bar{\varepsilon}_t| > \Delta_2 \varepsilon_{res}$ , где  $\Delta_2$  – допустимое относительное отклонение. При нарушении этого условия требуется корректировка частоты вращения дебалансов  $f_{el}$ .

Основным элементом системы управления является блок вычисления корректирующего значения частоты питания, необходимой для настройки системы на резонанс. При этом вычисление корректирующего значения  $f_{el*}$  может происходить различными способами.

### 3.2 ПИД-регулирование

Одним из способов изменения частоты вращения дебалансов является итерационная корректировка частоты питания  $f_{el}$  с некоторым шагом. Выбор величины шага может быть постоянным или адаптивным, уменьшающимся по мере приближения значения разности фаз  $\varepsilon = \varepsilon(t)$  к требуемому значению. В обоих случаях, для достижения требуемых значений разности фаз  $\varepsilon_{res}$ , необходимо несколько итераций корректировки частоты питания до попадания в заданный диапазон допустимых значений  $\Delta_2 \varepsilon_{res}$ , соответствующих околорезонансному состоянию системы.

Наиболее распространенным итерационным алгоритмом является ПИД-регулирование. При этом корректирующее значение частоты питания на каждой итерации вычисляется как сумма пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих управляющего параметра:

$$f_{el*} = K_P(\varepsilon_{res} - \varepsilon) + K_I \int_0^t (\varepsilon_{res} - \varepsilon(\tau)) d\tau + K_D \frac{d(\varepsilon_{res} - \varepsilon)}{dt}. \quad (3.1)$$

Каждое из слагаемых зависит от разности  $\varepsilon_{res} - \varepsilon$ , а степень ее влияния на расчет корректирующего значения частоты питания можно регулировать коэффициентами  $K_P$ ,  $K_I$ ,  $K_D$ , значения которых чаще всего подбирается эмпирическим путем, например, в соответствии с алгоритмом Циглера-Никольса [111] или путем использования различных эвристических алгоритмов (метод случайного поиска, симплекс-метод и пр.) [112].

Так как контролируемый параметр не является непрерывной функцией времени, в настоящей работе операции дифференцирования и интегрирования заменяются разностными схемами вычислений.

Необходимо отметить, что применение ПИД-регулятора не позволяет в реальном времени определять изменение текущей массы обрабатываемого материала и, как следствие, значение резонансной частоты системы.

### 3.3 Алгоритм на основе динамического портрета

Кроме алгоритмов итерационного приближения, известен также алгоритм поддержания резонансного режима на основе «динамического портрета» системы, разработанный в ИМАШ РАН [96, 113]. Динамический портрет системы представляет собой расчетную зависимость разности фаз между вынуждающей силой и колебаниями рабочего органа от массы технологической нагрузки (собственной частоты системы) и частоты питания вибровозбудителей. По текущим значениям разности фаз  $\varepsilon$  и частоты питания электродвигателей  $f_{el}$  из динамического портрета может быть определено текущее значение собственной частоты системы  $\nu$ , а из ряда возможных резонансных состояний системы – требуемая частота питания электродвигателей  $f_{el*}$ .

### 3.4 Выводы

В результате выполненного анализа амплитудно-частотных и фазо-частотных характеристик динамических систем в качестве контролируемого параметра системы поддержания резонансного режима выбрана разность фаз  $\varepsilon$  между возмущающей силой и колебаниями рабочего органа. В качестве управляющего параметра принята частота питания вибровозбудителей  $f_{el}$ , а критерия настройки на резонанс – близость разности фаз  $\varepsilon$  к ее резонансному значению  $\varepsilon_{res}$ . Предложена архитектура разрабатываемой системы поддержания резонансного режима: блок-схема алгоритма, необходимые первичные измерительные преобразователи, вспомогательные алгоритмы обработки их сигналов, вычисления разности фаз  $\varepsilon$  и корректирующего значения частоты питания  $f_{el*}$ .

Проанализированы два возможных алгоритма вычисления корректирующего значения частоты питания: на основе ПИД-регулятора и на основе динамического портрета системы. Для получения динамического портрета требуется создание и динамический анализ подробной математической модели резонансной вибрационной машины.

## 4 РАЗРАБОТКА РЕЗОНАНСНОЙ ВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ

### 4.1 Структурная схема резонансной вибромашины

Структурная схема разрабатываемой резонансной вибрационной транспортно-технологической машины, снабженной системой автоматического поддержания резонансного режима, представлена на рисунке 4.1.

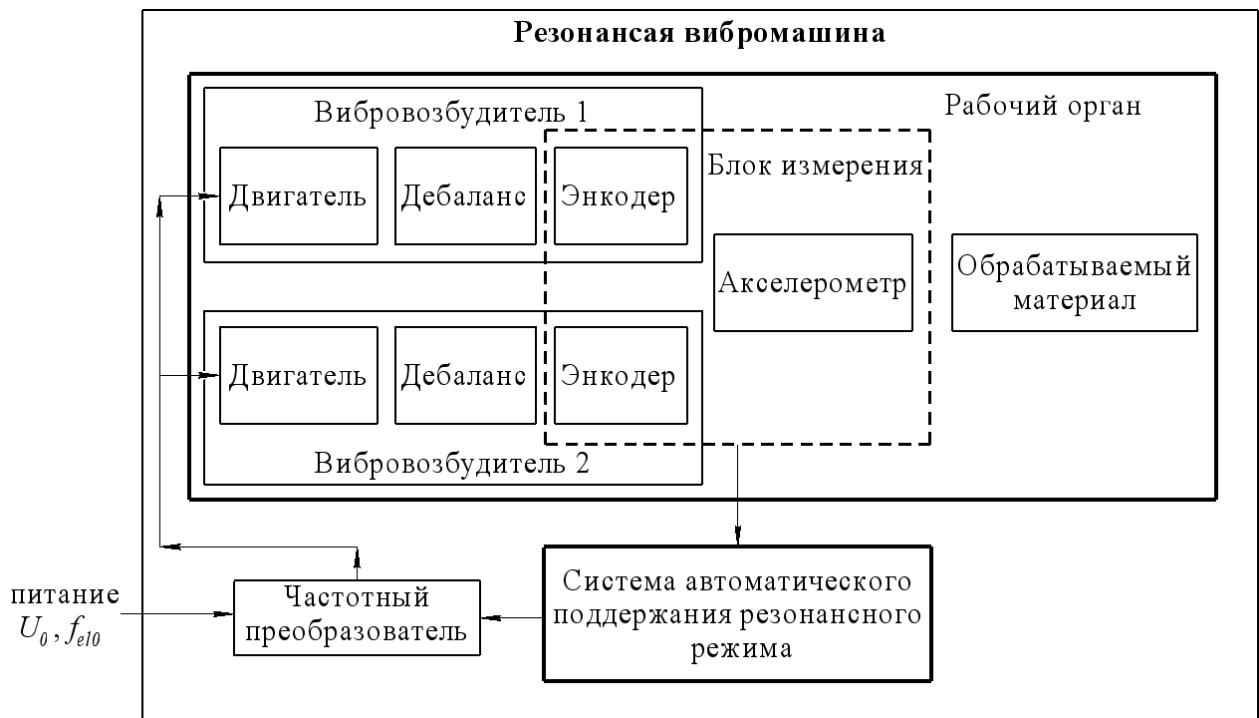


Рисунок 4.1 – Структурная схема резонансной вибрационной машины.

Пуск машины производится на частоте вращения, соответствующей противофазной синхронизации дебалансов в дорезонансной области частот при частоте питающего напряжения  $f_{el, \min}$ . После установления колебаний система автоматического управления производит настройку вибромашины в резонансный режим колебаний, затем на рабочий орган машины поступает обрабатываемый материал.

Система автоматического поддержания резонансного режима по показаниям датчиков блока измерения осуществляет необходимое управление

частотой питания вибровозбудителей в соответствии с изменением собственной частоты колебаний системы при загрузке/выгрузке рабочего органа или случайных флуктуациях массы материала. В случае срыва колебаний в зарезонансную область частот осуществляется возврат системы в дорезонансный режим и повторная настройка на резонанс.

Завершение работы вибромашины осуществляется в обратном порядке: прекращается подача обрабатываемого материала на рабочий орган и производится выключение системы управления и вибровозбудителей.

Рассмотрим возможность использования типовой схемы зарезонансной вибромашины для ее преобразования в резонансную вибромашину.

#### 4.2 Исследование динамики прототипа вибромашины

В качестве прототипа, как объекта исследования, выбран зарезонансный вибрационный грохот с двумя самосинхронизирующимися вибровозбудителями, типовая схема которого представлена на рисунке 4.2.

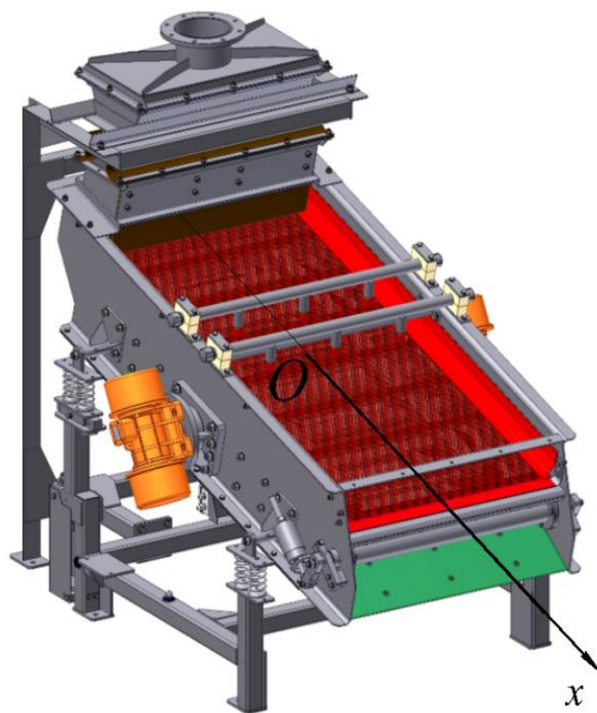


Рисунок 4.2 – Зарезонансный виброгрохот.

Рабочая частота грохота составляет  $\sim 14-18$  Гц, а собственная частота колебаний  $\sim 5-8$  Гц. Особенностью конструктивной схемы данной вибромашины является то, что оси вращения обоих дебалансных вибровозбудителей расположены в вертикальных плоскостях, параллельных технологической оси  $Ox$  и наклонены к ней под некоторым углом, от которого зависит форма колебаний рабочего органа.

Для последующих экспериментальных исследований и верификации результатов математического моделирования был изготовлен лабораторный образец резонансной вибромашины, фотографии которой приведены на рисунке 4.3.

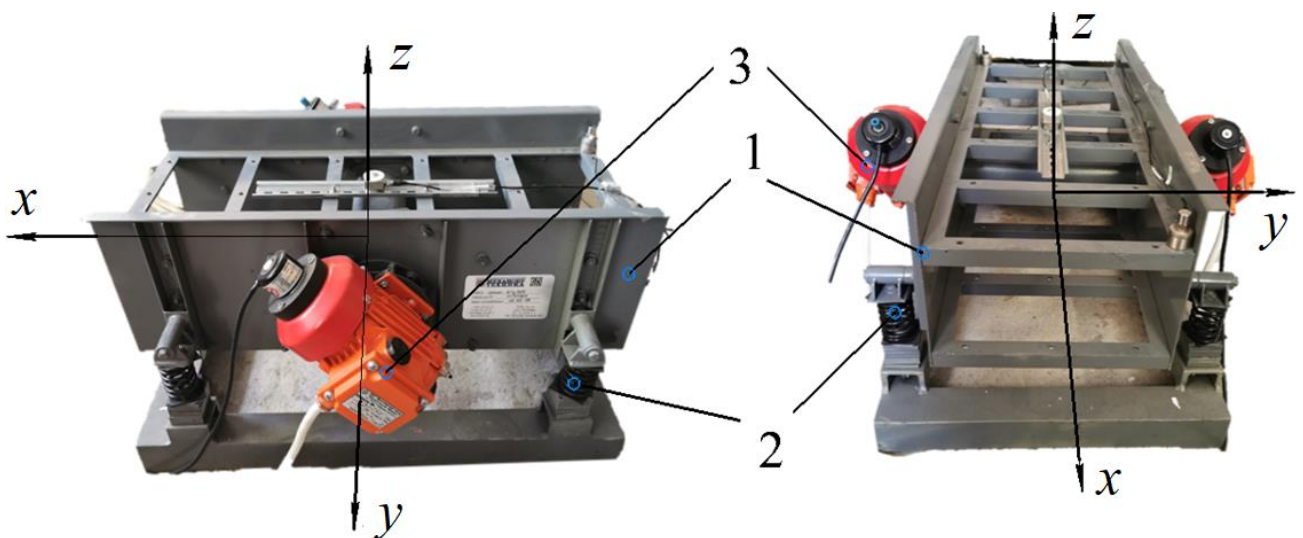


Рисунок 4.3 – Фотографии лабораторного образца резонансной вибромашины.

Расположение вибровозбудителей и основные конструктивные элементы лабораторного образца соответствуют выбранному прототипу (рисунок 4.2).

Рабочий орган 1 лабораторного образца установлен на четырех вертикальных пружинах 2 с линейными характеристиками жесткости. Колебания возбуждаются двумя самосинхронизирующимися вибровозбудителями 3 (типа ЭВ 320 производства АО «Красный маяк» [27]), каждый из которых представляет

собой асинхронный электродвигатель с двумя дебалансами, закрепленными на концах вала ротора.

Как и в прототипе, оси вращения обоих дебалансных вибровозбудителей лабораторного образца расположены в вертикальных плоскостях, параллельных технологической оси машины. Оси вибровозбудителей могут быть расположены под различным углом  $\theta_{1,2}$  по отношению к технологической оси машины. Для рассматриваемой конструктивной схемы возможны четыре типовых варианта расположения осей вибровозбудителей:  $\theta_{1,2}=0$ ,  $0<\theta_{1,2}<\pi/2$ ,  $\theta_{1,2}=\pi/2$ ,  $\theta_1\neq\theta_2$ . В случае  $\theta_{1,2}=0$  и  $\theta_{1,2}=\pi/2$  система может быть описана плоской расчетной схемой, обладающей тремя степенями свободы, которая достаточно подробно изучена в работах [3, 16, 96]. Случай  $\theta_1\neq\theta_2$  не представляет практического интереса для рассматриваемого класса машин.

В настоящей работе рассматривается случай  $0<\theta_{1,2}<\pi/2$ , когда центр масс рабочего органа при противофазной синхронизации дебалансов совершает колебания по эллиптическим траекториям в плоскости  $xOz$ , при этом изменение угла наклона дебалансов в диапазоне  $0<\theta_{1,2}<\pi/2$  позволяет регулировать соотношение между полуосями эллипса.

Для эффективного использования резонансных машин необходимо, возбуждать колебания на первой резонансной частоте. В противном случае возникает необходимость преодоления первых резонансных частот системы, что требует применения электродвигателей с избыточной мощностью и приводит к их работе вне номинального режима.

Таким образом, значение первой собственной частоты и траектория резонансных колебаний рабочего органа должны удовлетворять требованиям технологического процесса.

Предварительные исследования лабораторного образца вибромашины позволили установить значения собственных частот рабочего органа и соответствующие им формы колебаний, представленные в виде матрицы собственных форм (таблица 4.1).



Таблица 4.1 – Собственные формы и частоты лабораторного образца резонансной вибромашины.

Относительная амплитуда колебаний	Собственные частоты системы, Гц					
	$f_1 = 6.1$	$f_2 = 6.5$	$f_3 = 7.5$	$f_4 = 9.3$	$f_5 = 10.2$	$f_6 = 12.6$
$u_x$	0.655	0	0	0	0	0.032
$u_y$	0	0.34	0	0	0.06	0
$u_z$	0	0	1	0	0	0
$u_\alpha$	0	1	0	0	1	0
$u_\beta$	1	0	0	0	0	1
$u_\gamma$	0	0	0	1	0	0

Колебания на первой собственной частоте соответствуют форме с поступательными колебаниями в направлении оси  $Ox$  и угловыми колебаниями вокруг  $Oy$ , а на второй – в направлении оси  $Oy$  и угловыми колебаниями вокруг  $Ox$ . Из-за близких значений жесткостей упругого подвеса в направлениях осей  $Ox$  и  $Oy$  вторая собственная частота ( $f_2 = 6.5$  Гц) расположена близко к первой ( $f_1 = 6.1$  Гц).

Результаты экспериментов позволили также определить зависимость разности фаз вращения дебалансов  $|\Delta\varphi|$  от частоты колебаний рабочего органа  $f$ . На рисунке 4.4 представлены области частот колебаний рабочего органа  $f$ , в которых проявляются различные типы самосинхронизации.

Разность фаз вращения дебалансов (черная линия на рисунке 4.4) измерялась в пределах  $0 < |\Delta\varphi| < 2\pi$ . В случае, когда разности фаз при конкретной частоте питания изменялась во времени, самосинхронизация считалась неустановившейся и точка не фиксировалась на графике. Области, выделенные зеленым цветом, соответствуют противофазной синхронизации, розовым цветом –

синфазной синхронизации, неокрашенные области – областям, где синхронизация отсутствует.

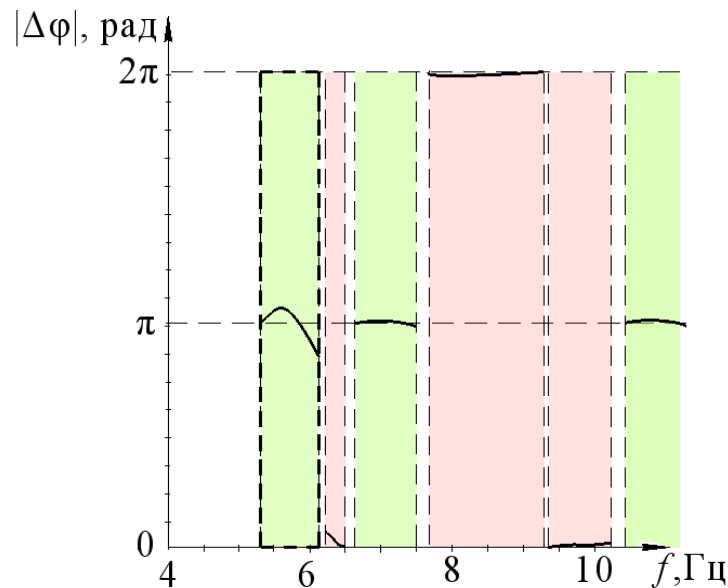


Рисунок 4.4 – Зависимость разности фаз дебалансов от частоты установившихся колебаний.

Из анализа приведенной на рисунке 4.4 зависимости следует, что противофазная синхронизация возникает в узком диапазоне частот  $f \in [5.3, 6.1]$  Гц, а в зоне частот между первым и вторым резонансом возникает синфазная синхронизация. При прохождении первого резонанса наблюдается не только скачок частоты вращения вибровозбудителей (эффект Зоммерфельда), но и смена типа синхронизации дебалансов, что при возможном перерегулировании затрудняет возврат в дорезонансную область.

Анализ результатов исследований лабораторного образца зарезонансной вибромашины позволил сделать следующие выводы:

- узкая зона противофазной синхронизации дебалансов вблизи первого резонанса затрудняет настройку на резонансный режим колебаний;
- первые две собственные частоты расположены достаточно близко и соответствуют различным типам самосинхронизации, что сужает диапазон

возможного регулирования частоты питания и приводит к медленным изменениям форм колебаний вблизи первой резонансной частоты;

- низкие значения собственных частот приводят к малым значениям вибрационных моментов, способствующих устойчивой синхронизации дебалансов, а также не отвечают требованиям технологических процессов.

Таким образом, установлено, что для реализации резонансных колебаний на рабочей частоте прямое увеличение жесткости пружин упругого подвеса лабораторного образца не позволяет обеспечить требуемые траектории колебаний рабочего органа на первой резонансной частоте.

С целью «разнесения» значений собственных частот и приближения первой собственной частоты к рекомендуемой частоте колебаний рабочего органа для технологического процесса (14-18 Гц) потребовалась модификация упругого подвеса вибрационной машины.

Определение необходимых параметров упругого подвеса, также как и получение динамического портрета, основывается на анализе динамической схемы вибромашины и ее математическом моделировании.

### 4.3 Математическая модель резонансной вибромашины

Расчетная схема вибромашины представлена на рисунке 4.5, где в силу симметрии относительно вертикальной плоскости, проходящей через технологическую ось машины, представлена только одна ее половина.

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, расположенном в точке  $C$ . Рабочий орган моделируется абсолютно твердым телом массой  $m_0$ .

Положение дебалансов и точек закрепления пружин задаются в локальной системе отсчета  $O'x'y'z'$ , жестко связанной с твердым телом, и началом отсчета,

совпадающим с началом системы  $Oxyz$ , причем в состоянии покоя оси локальной и глобальной системы отсчета совпадают.

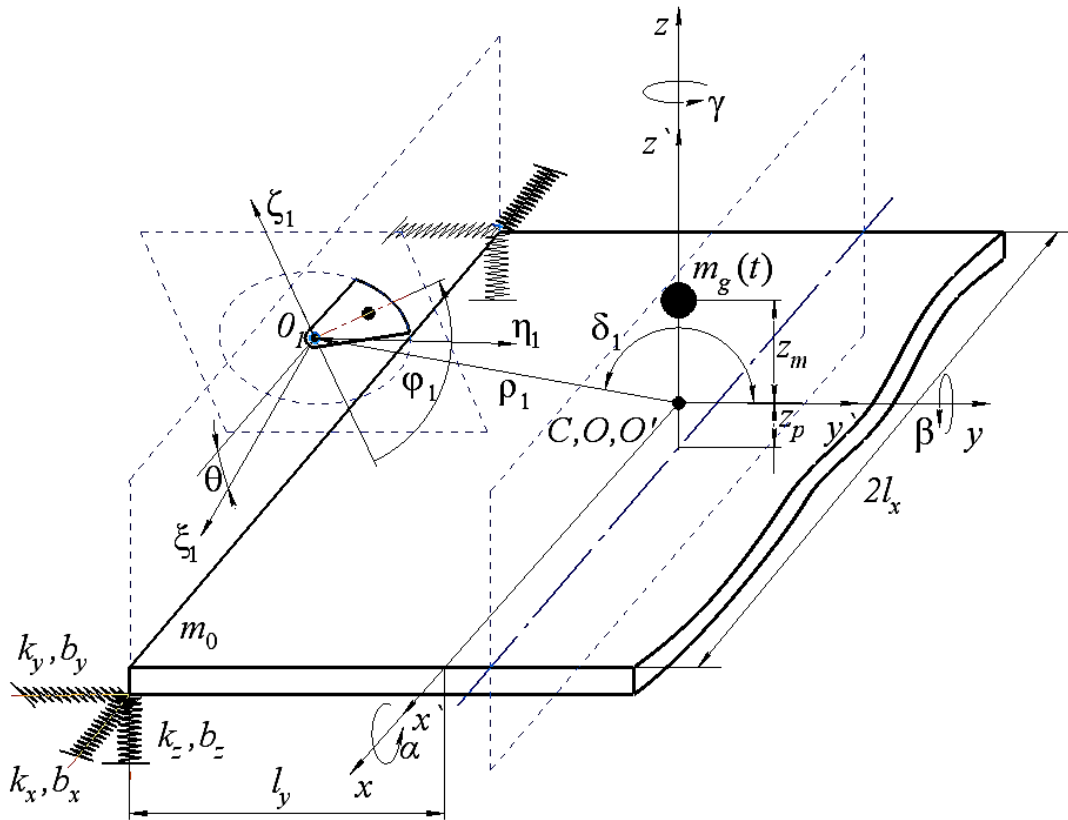


Рисунок 4.5 – Расчетная схема вибромашины.

Моменты инерции рабочего органа вокруг осей  $O'x'$ ,  $O'y'$ ,  $O'z'$  обозначены, соответственно  $J_x$ ,  $J_y$ ,  $J_z$ . Взаимный поворот глобальной и локальной систем координат описан при помощи углов Крылова-Булгакова [97], которые на рисунке 4.5 для упрощения представлены как углы  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  поворота вокруг осей  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$  соответственно. В результате положение рабочего органа относительно глобальной системы отсчета может быть задано при помощи трех перемещений  $x = x(t)$ ,  $y = y(t)$ ,  $z = z(t)$  и трех углов поворота  $\alpha = \alpha(t)$ ,  $\beta = \beta(t)$ ,  $\gamma = \gamma(t)$ .

Обрабатываемый материал массой  $m_g$  считается равномерно распределенным по рабочему органу и движется совместно с ним без отрыва от поверхности. При этом учитывается медленное изменение массы материала, т.е. за период колебаний  $T$  изменением массы можно пренебречь:

$$\Delta m_g = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} m_g(\tau) d\tau - m_g(t) \approx 0, \quad (4.1)$$

где  $\tau$  – время, введенное для записи определенного интеграла с переменными пределами.

Пропорционально изменению массы материала также медленно изменяется и положение его центра масс, отсчитываемое вдоль оси  $O'z'$ :

$$z_g(t) = \frac{m_g(t)}{8\rho_g l_x l_y}, \quad (4.2)$$

где  $\rho_g$  – насыпная плотность обрабатываемого материала. Координаты  $x_g(t) = 0$ ,  $y_g(t) = 0$ .

Считается, что каждый угол рабочего органа установлен на трех взаимно перпендикулярных упругих элементах (пружинах растяжения-сжатия) с линейными характеристиками жесткости с коэффициентами  $k_z$ ,  $k_x$ ,  $k_y$ . Точки закрепления пружин к рабочему органу расположены симметрично относительно осей  $O'x'$  и  $O'y'$  на расстояниях  $l_y$  и  $l_x$ , соответственно, а относительно горизонтальной плоскости, проходящей через точку  $C$  – на расстоянии  $l_z$  по оси  $O'z'$ .

Демпфирование в системе обусловлено рассеиванием энергии в пружинах и описывается моделью линейно вязкого трения с коэффициентами  $b_x$ ,  $b_y$ ,  $b_z$ .

Для возбуждения колебаний используются два дебалансных вибровозбудителя с приводом от асинхронных электродвигателей, которые запитаны от общего преобразователя частоты, регулирующего питание электродвигателей по пропорциональному закону  $U/f_{el} = \text{const}$ .

Дебалансы каждого вибровозбудителя считаются одинаковыми и обладают массой  $m_{d,i}$  с эксцентриситетом  $r_{d,i}$  и моментом инерции  $J_{d,i}$  ( $i = 1, 2$  – номер вибровозбудителя). Положение 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 локальной системы координат  $O_i\xi_i\eta_i\zeta_i$  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 одинаковым углом наклона  $\theta$  оси  $O_i\xi_i$  к оси  $O'x'$ , отсчитываемым от положительного направления оси  $O'x'$  против хода часовой стрелки.

Углы поворота дебалансов  $\varphi_i = \varphi_i(t)$  вокруг оси  $O_i\xi_i$  отсчитываются от отрицательного направления оси  $O_i\zeta_i$  против хода часовой стрелки.

Для определения направления вращения 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.

В данной работе рассматривается случай вращения вибровозбудителей в различных направлениях, при этом  $\sigma_1\sigma_2 = -1$ .

Для связи локальных систем отсчета  $O_i\xi_i\eta_i\zeta_i$  и  $Oxyz$  используется матрица перехода  $\mathbf{T}$ :

$$\mathbf{T} = \begin{pmatrix} \cos\theta - \beta\sin\theta & -\cos\theta(\alpha\sin\theta + \gamma\cos\theta) & \sin\theta + \beta\cos\theta \\ \alpha\sin\theta + \gamma\cos\theta & 1 & 0 \\ -\sin\theta - \beta\cos\theta & \sin\theta(\alpha\sin\theta + \gamma\cos\theta) & \cos\theta - \beta\sin\theta \end{pmatrix}. \quad (4.3)$$

Асинхронные электродвигатели вибровозбудителей обладают моментными характеристиками  $M_i$ , которые задаются в виде модифицированных формул Клосса с учетом смещения моментной характеристики при пропорциональном частотном регулировании:

$$M_i(\dot{\phi}_i) = \frac{2M_{cr}(\omega_s - \omega_{cr})(2\pi f_{el0} - \dot{\phi}_i - \Delta\omega)}{(2\pi f_{el0} - \dot{\phi}_i - \Delta\omega)^2 + (\omega_s - \omega_{cr})^2}, \quad (4.4)$$

где  $M_{cr}$  – критический момент электродвигателя,  $\omega_{cr}$  – частота, на которой достигается критический момент,  $\omega_s = 2\pi f_{el0} K^{-1}$  – частота холостого хода ( $K$  – количество полюсов электродвигателя),  $\Delta\omega = 2\pi(f_{el0} - f_{el})K^{-1}$ . Характеристики двигателей имеют небольшие различия

$$M_1(\dot{\phi}_1) = (1 + \chi)M_2(\dot{\phi}_2), \quad (4.5)$$

где  $\chi \ll 1$ .

Уравнения движения системы получены при помощи уравнения Лагранжа II рода и имеют вид [20, 114]:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q} = \mathbf{F}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}). \quad (4.6)$$

Здесь:

-  $\mathbf{M} = \mathbf{M}(t)$ ,  $\mathbf{K}$  и  $\mathbf{B}$  – симметричные–матрицы (8x8) масс, жесткостей и демпфирования, соответственно;

-  $\mathbf{q}^T = (x \ y \ z \ \alpha \ \beta \ \gamma \ \phi_1 \ \phi_2)$  – вектор-столбец перемещений,  $q_j = q_j(t)$ ,  $j=1...8$ ;

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

Компоненты матрицы масс  $\mathbf{M}$  с учетом медленного изменения массы обрабатываемого материала  $m_g$  записываются в виде:

$$\begin{aligned}
M_{j,p} &= M_{p,j}; \quad j, p = 1 \dots 8; \quad M_{1,1} = M_{2,2} = M_{3,3} = m_{\Sigma} = m_{d1} + m_{d2} + m_g + m_0; \\
M_{4,4} &= J_x + m_g z_g^2 + \sum_{i=1,2} \left( m_{d,i} \rho_i^2 + \sin^2 \theta \left[ m_{d,i} r_{d,i}^2 \cos^2 \varphi_i + 2m_{d,i} r_{d,i} \rho_i \cos \delta_i \cos \varphi_i \right] \right); \\
M_{55} &= J_y + m_g z_g^2 + \sum_{i=1,2} \left( m_{d,i} r_{d,i}^2 \sin^2 \varphi_i + 2m_{d,i} r_{d,i} \rho_i \cos \theta \sin \delta_i \sin \varphi_i + m_{d,i} \rho_i^2 \sin^2 \delta_i \right); \\
M_{6,6} &= J_z + \sum_{i=1,2} \left( \cos^2 \theta \left[ 2m_{d,i} r_{d,i} \rho_i \cos \delta_i \cos \varphi_i + m_{d,i} r_{d,i}^2 \cos^2 \varphi_i \right] + m_{d,i} \rho_i^2 \cos^2 \delta_i \right); \\
M_{1,2} &= M_{1,3} = M_{2,1} = M_{2,3} = M_{2,5} = M_{2,6} = M_{7,8} = 0; \quad M_{1,4} = -\frac{1}{2} \sum_{i=1,2} \sin 2\theta \cos \varphi_i m_{d,i} r_{d,i}; \\
M_{1,5} &= m_g z_g + \sum_{i=1,2} m_{d,i} \left( r_{d,i} \cos \theta \sin \varphi_i + \rho_i \sin \delta_i \right); \\
M_{1,6} &= -\sum_{i=1,2} m_{d,i} \left( r_{d,i} \cos^2 \theta \cos \varphi_i + \rho_i \cos \delta_i \right); \\
M_{1,6+i} &= m_{d,i} r_{d,i} \left( [\sin \theta + \beta \cos \theta] \cos \varphi_i + [\alpha \sin \theta + \gamma \cos \theta] \cos \theta \sin \varphi_i \right); \\
M_{2,4} &= -m_g z_g - \sum_{i=1,2} m_{d,i} \left( \sin \delta_i \rho_i \right); \quad M_{2,6+i} = -m_{d,i} r_{d,i} \sin \varphi_i; \\
M_{3,4} &= \sum_{i=1,2} m_{d,i} \left( \sin^2 \theta \cos \varphi_i r_{d,i} + \cos \delta_i \rho_i \right); \quad M_{3,5} = -\sin \theta \sum_{i=1,2} m_{d,i} r_{d,i} \sin \varphi_i; \\
M_{3,6} &= \cos \theta \sin \theta \sum_{i=1,2} m_{d,i} r_{d,i} \cos \varphi_i; \\
M_{3,6+i} &= m_{d,i} r_{d,i} \left( [\cos \theta - \beta \sin \theta] \cos \varphi_i - [\alpha \sin \theta + \gamma \cos \theta] \sin \theta \sin \varphi_i \right); \\
M_{4,5} &= -\sin \theta \sum_{i=1,2} \left( m_{d,i} r_{d,i} \sin \varphi_i [\cos \varphi_i r_i + \cos \delta_i \rho_i] + \cos \theta \cos \varphi_i m_{d,i} r_{d,i} \sin \delta_i \rho_i \right); \\
M_{4,6} &= \cos \theta \sin \theta \sum_{i=1,2} \left( m_{d,i} r_{d,i}^2 \cos^2 \varphi_i + 2m_{d,i} r_{d,i} \rho_i \cos \delta_i \cos \varphi_i \right); \\
M_{4,6+i} &= m_{d,i} r_{d,i} \left( \cos \theta \cos \delta_i \cos \varphi_i + \sin \delta_i \sin \varphi_i \right) \rho_i - \\
&\quad - m_{d,i} r_i \sin \theta \left( \beta \cos \varphi_i + [\alpha \sin \theta + \gamma \cos \theta] \sin \varphi_i \right) \left( \cos \varphi_i r_i + \cos \delta_i \rho_i \right); \\
M_{5,6} &= -\sum_{i=1,2} m_{d,i} r_{d,i} \cos \theta \sin \varphi_i \left( \cos \varphi_i r_i + \cos \delta_i \rho_i \right) - \\
&\quad + \sum_{i=1,2} m_{d,i} \rho_i \sin \delta_i \left( r_i \cos^2 \theta \cos \varphi_i + \rho_i \cos \delta_i \right); \\
M_{5,6+i} &= m_{d,i} r_{d,i} \sin \theta \cos \varphi_i \sin \delta_i \rho_i + \\
&\quad m_{d,i} r_{d,i} \left( \beta \cos \varphi_i + [\alpha \sin \theta + \gamma \cos \theta] \sin \varphi_i \right) \left( r_{d,i} \sin \varphi_i + \rho_i \cos \theta \sin \delta_i \right); \\
M_{6,6+i} &= -m_{d,i} r_{d,i} \rho_i \sin \theta \cos \delta_i \cos \varphi_i - \\
&\quad - m_{d,i} r_{d,i} \cos \theta \left( \beta \cos \varphi_i + [\alpha \sin \theta + \gamma \cos \theta] \sin \varphi_i \right) \left( r_{d,i} \cos \varphi_i + \rho_i \cos \delta_i \right); \\
M_{6+i,6+i} &= m_{d,i} r_{d,i}^2 + m_{d,i} r_{d,i}^2 \left( \beta \cos \varphi_i + \{ \alpha \sin \theta + \gamma \cos \theta \} \sin \varphi_i \right)^2, \quad i = 1, 2.
\end{aligned} \tag{4.7}$$





Компоненты вектора  $\mathbf{F}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ :

$$\begin{aligned}
F_1 &= \sum_{i=1,2} m_{d,i} r_{d,i} \dot{\varphi}_i \sin \varphi_i \left( \dot{\varphi}_i [\sin \theta + \beta \cos \theta] - 2 \cos \theta [\dot{\alpha} \sin \theta + \dot{\gamma} \cos \theta] \right) - \\
&\quad - \sum_{i=1,2} m_{d,i} r_{d,i} \dot{\varphi}_i \cos \varphi_i \cos \theta \left( 2\dot{\beta} + [\alpha \sin \theta + \gamma \cos \theta] \dot{\varphi}_i \right); \\
F_2 &= \sum_{i=1,2} m_{d,i} r_{d,i} \dot{\varphi}_i^2 \cos \varphi_i; \\
F_3 &= gm_{\Sigma} + \sum_{i=1,2} m_{d,i} r_{d,i} \dot{\varphi}_i \cos \varphi_i \sin \theta \left( 2\dot{\beta} + \dot{\varphi}_i [\alpha \sin \theta + \gamma \cos \theta] \right) + \\
&\quad + \sum_{i=1,2} m_{d,i} r_{d,i} \dot{\varphi}_i \sin \varphi_i \left( 2 \sin \theta [\dot{\alpha} \sin \theta + \dot{\gamma} \cos \theta] + \dot{\varphi}_i [\cos \theta - \beta \sin \theta] \right); \\
F_4 &= \sum_{i=1,2} 2m_{d,i} r_{d,i} \dot{\varphi}_i \sin \theta \left( \rho_i \cos \delta_i + r_{d,i} \sin \varphi_i \right) \left( \cos \varphi_i [\dot{\alpha} \sin \theta + \dot{\gamma} \cos \theta] - \dot{\beta} \sin \varphi_i \right) + \\
&\quad + \sum_{i=1,2} m_{d,i} r_{d,i} \dot{\varphi}_i^2 \rho_i \left( \cos \delta_i \cos \varphi_i \cos \theta + \sin \delta_i \sin \varphi_i \right) - \\
&\quad - \sum_{i=1,2} m_{d,i} r_{d,i} \dot{\varphi}_i^2 \sin \theta \left( \rho_i \cos \delta_i + r_i \sin \varphi_i \right) \left( \sin \varphi_i [\alpha \sin \theta + \gamma \cos \theta] + \beta \cos \varphi_i \right); \\
F_5 &= \sum_{i=1,2} 2m_{d,i} r_{d,i} \dot{\varphi}_i \left( r_{d,i} \cos \varphi_i - \rho_i \cos \theta \sin \delta_i \right) \left( \cos \varphi_i [\dot{\alpha} \sin \theta + \dot{\gamma} \cos \theta] - \dot{\beta} \sin \varphi_i \right) + \\
&\quad + \sum_{i=1,2} m_{d,i} r_{d,i} \dot{\varphi}_i^2 \rho_i \cos \varphi_i \sin \delta_i \sin \theta - \\
&\quad - \sum_{i=1,2} m_{d,i} r_{d,i} \dot{\varphi}_i^2 \left( r_{d,i} \cos \varphi_i - \rho_i \cos \theta \sin \delta_i \right) \left( \sin \varphi_i [\alpha \sin \theta + \gamma \cos \theta] + \beta \cos \varphi_i \right); \\
F_6 &= \sum_{i=1,2} 2m_{d,i} r_{d,i} \dot{\varphi}_i \cos \theta \left( r_{d,i} \sin \varphi_i + \rho_i \cos \delta_i \right) \left( \cos \varphi_i [\dot{\alpha} \sin \theta + \dot{\gamma} \cos \theta] - \dot{\beta} \sin \varphi_i \right) - \\
&\quad - \sum_{i=1,2} m_{d,i} r_{d,i} \dot{\varphi}_i^2 \rho_i \cos \varphi_i \cos \delta_i \sin \theta + \\
&\quad + \sum_{i=1,2} m_{d,i} r_{d,i} \dot{\varphi}_i^2 \cos \theta \left( r_{d,i} \sin \varphi_i + \rho_i \cos \delta_i \right) \left( \sin \varphi_i [\alpha \sin \theta + \gamma \cos \theta] + \beta \cos \varphi_i \right); \\
F_{6+i} &= \sigma_i M_{r,i} - \sigma_i M_i - 2m_{d,i} r_{d,i}^2 \dot{\varphi}_i \left( \beta \cos \varphi_i + \sin \varphi_i [\alpha \sin \theta + \gamma \cos \theta] \right) \times \\
&\quad \times \left( \dot{\beta} \cos \varphi_i + \sin \varphi_i [\dot{\alpha} \sin \theta + \dot{\gamma} \cos \theta] \right), \quad i = 1, 2.
\end{aligned} \tag{4.10}$$

Полученная математическая модель позволяет подобрать расчетным образом параметры упругого подвеса рабочего органа, при которых на первой резонансной частоте будут реализовываться траектории колебаний, необходимые для резонансной вибромашины.

#### 4.4 Расчетное определение параметров резонансной вибромашины

Как уже отмечалось в разделе 4.2, для резонансной вибромашины необходимо, чтобы первая резонансная частота системы была близка к требуемой частоте рабочего режима. В противном случае возникает необходимость преодоления первых резонансных частот системы, что требует применения электродвигателей с избыточной мощностью и приводит к их работе вне номинального режима.

Таким образом, можно сформулировать основные требования к параметрам упругого подвеса:

- 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 за счет разнесения значений первой и последующей резонансных частот.

В соответствии со сформулированными требованиями, рассмотрим возможность использования для резонансной машины схемы стандартного упругого подвеса, состоящего из четырех вертикальных винтовых пружин. Каждая из пружин обладает осевой и изгибной (сдвиговой) жесткостью. Схемы деформирования и нагружения пружины как эквивалентного бруса круглого поперечного сечения представлены на рисунке 4.6, где верхний конец прикреплен к рабочему органу, а нижний к основанию вибромашины;  $\delta_z$  и  $\delta_{x,y}$  – перемещения

рабочего органа в направлении осей  $z$  и  $x,y$  соответственно;  $P_z, P_{x,y}, L$  – силы и изгибающий момент, действующие на пружину.

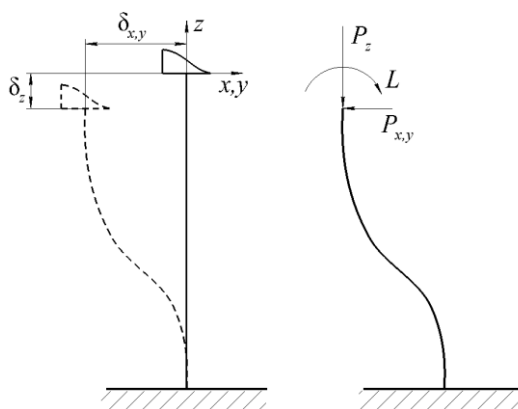


Рисунок 4.6 – Схемы деформирования и нагружения пружины как эквивалентного бруса.

На основе зависимостей, полученных в работах [115–117], соотношение между осевой и изгибно-сдвиговой жесткостями записывается в виде:

$$n_1 = \frac{k}{k_s} = \frac{G(135d_{spr}^2 + 150D_{spr}^2 + 46L_{spr}^2)}{75(d_{spr}^2 + 2D_{spr}^2)E}, \quad (4.11)$$

где  $L_{spr}$  и  $D_{spr}$  – длина и диаметр пружины;  $d_{spr}$  – диаметр проволоки пружины;  $E$  и  $G$  – модули упругости 1-го и 2-го рода, соответственно.

Вычисление соотношения жесткостей  $n_1$  при конструктивно возможных длинах ( $L_{spr} = 0.06 \dots 0.1$  м), диаметрах пружин ( $D_{spr} = 0.05 \dots 0.08$  м) и проволоки ( $d_{spr} = 0.004 - 0.01$  м) показало, что жесткость на растяжение-сжатие больше жесткости на изгиб в  $n_1 = 1.6 \dots 2.5$  раза, причем это соотношение зависит, в первую очередь, от длины пружины.

С целью «разнесения» собственных частот была предложена новая схема установки пружин, в соответствии с которой каждый из углов рабочего органа устанавливается на две пружины, причем одна из них ориентирована вертикально параллельно оси  $Oz$ , а другая – горизонтально параллельно оси  $Oy$  (рисунок 4.7).

В математической модели каждая пара таких пружин представлена в виде трех пружин сжатия-растяжения с жесткостями  $k_x, k_y, k_z$  (рисунок 4.8).

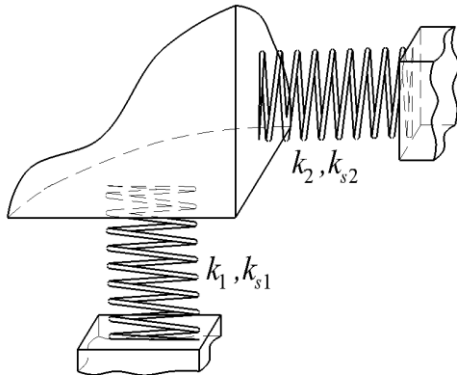


Рисунок 4.7 – Схема конструкции узла упругого подвеса резонансной вибромашины.

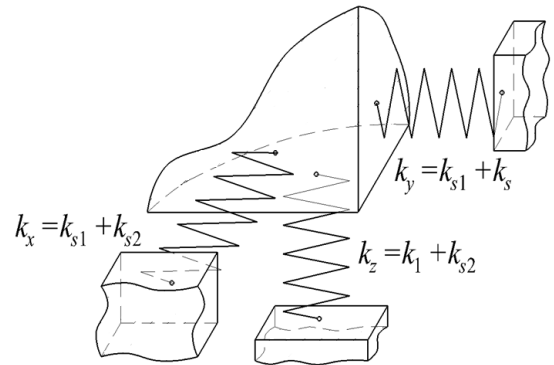


Рисунок 4.8 – Расчетная схема узла упругого подвеса резонансной вибромашины.

Такая конструкция обеспечивает различие жесткостей упругого подвеса во всех трех направлениях системы координат  $Oxyz$ , причем в математической модели жесткость  $k_x = k_{s1} + k_{s2}$ ,  $k_y = k_1 + k_{s2}$ ,  $k_z = k_2 + k_{s1}$ . В случае, когда  $n_1 = 2$  жесткости по направлениям равны:  $k_x = k_1/2 + k_2/2$ ,  $k_y = k_2 + k_1/2$ ,  $k_z = k_1 + k_2/2$ , откуда следует, что при выбранной конструкции узла, жесткость в направлении оси  $Ox$  всегда будет наименьшей.

Оценка расчетных значений параметров упругого подвеса производилась в несколько итераций. В этих расчетах, принято, что массово-инерционные параметры рабочего органа совпадают с параметрами лабораторного образца резонансной вибромашины.

Первая итерация основывается на предположении о совпадении главных осей системы с осями глобальной системы координат  $Oxyz$ , когда собственные формы колебаний соответствуют колебаниям по каждой из степеней свободы рабочего органа как твердого тела. Связь между жесткостями пружин лабораторного образца и упругими элементами математической модели определяется формулами:

$$4k_x = 2k_1 + 2k_2 = \frac{m_\Sigma f_x^2}{4\pi^2}, \quad 4k_y = 4k_2 + 2k_1 = \frac{m_\Sigma f_y^2}{4\pi^2}, \quad 4k_z = 4k_1 + 2k_2 = \frac{m_\Sigma f_z^2}{4\pi^2}, \quad (4.12)$$

где  $f_x$ ,  $f_y$ ,  $f_z$ , – собственные частоты рабочего органа в направлении осей  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$ , соответственно, причем частота  $f_x = f_*$  и считается заданной.

Для обеспечения противофазной синхронизации дебалансов на первых двух частотах рассматривается случай  $f_x < f_z < f_y$ , причем из конструктивных соображений  $f_y/f_x \in [1.2; 1.4]$ . В этом случае система алгебраических уравнений (4.12) может быть разрешена относительно неизвестных  $k_1, k_2, f_z$ .

После вычисления значений жесткостей оценивались собственные частоты угловых колебаний по формулам:

$$f_\alpha = \sqrt{\frac{k_x l_x}{\pi^2 J_x}}, \quad f_\beta = \sqrt{\frac{k_z l_y}{\pi^2 J_y}}, \quad f_\gamma = \sqrt{\frac{k_z l_y}{\pi^2 J_z}}. \quad (4.13)$$

Если в результате этой итерации полученные значения собственных частот не удовлетворяют сформулированным требованиям к упругому подвесу, то требуется скорректировать расположение пружин и/или значение отношения их жесткостей  $n_1$ .

На второй итерации уточняются полученные значения жесткостей с учетом связанности колебаний по поступательным и угловым направлениям (вследствие наличия расстояния  $l_z$ , между центром масс системы и плоскостью, в которой расположены точки закрепления пружин к рабочему органу). Для этого собственные частоты, вычисленные на первой итерации, подставляются в вековое уравнение системы [20]:

$$\det(\mathbf{K} - \mathbf{M}_0 \mathbf{v}^2) = 0, \quad (4.14)$$

где  $\mathbf{M}_0$  – матрица масс при  $m_g=0$ ,  $\varphi_i=0$ .

Вековое уравнение (4.14) представляет собой уравнение шестой степени относительно собственных частот  $\mathbf{v}^2 = (v_1^2 \ v_2^2 \ v_3^2 \ v_4^2 \ v_5^2 \ v_6^2)^T$ . Для определения неизвестных параметров решается обратная задача динамики, когда по известным значениям собственных частот вычисляются компоненты матрицы жесткости  $\mathbf{K}$ . Подстановка шести значений собственных частот в уравнение (4.14) приводит к системе из шести алгебраических уравнений относительно шести неизвестных  $k_x, k_y, k_z, l_x, l_y$ . Решение системы приводит к множеству возможных значений неизвестных, соответствующих возможным перестановкам собственных частот относительно собственных форм системы, из которых выбирается тот вариант, который удовлетворяет следующим критериям:

- значения жесткостей пружин  $k_1, k_2$  близки к значениям, вычисленным на первой итерации;
- расстояния  $l_x, l_y$  должны быть в пределах габаритов рабочего органа;
- расстояние от центра масс системы до плоскости закрепления пружин  $l_z$  должно быть минимальным.

Заметим, что для выполнения условия  $f_x < f_z < f_y$  горизонтальные пружины должны обладать существенно большей жесткостью по сравнению с вертикальными пружинами ( $k_2 > k_1$ ). Причем различие жесткости вертикальной пружины на сжатие и изгиб (сдвиг) обеспечивает требуемое различие двух первых собственных частот с собственными формами поступательных колебаний в направлении оси  $Ox$  и в направлении оси  $Oz$ . При этом обе эти формы колебаний обеспечивают противофазную синхронизацию дебалансов. В случае перехода в область после первого резонанса не происходит резкая смена типа синхронизации.

В результате расчета были получены следующие значения параметров пружин  $k_1 = 190 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ ,  $k_2 = 43 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ ,  $n_1 = 2.3$ . Подбор упругих элементов производился из существующих сортаментов винтовых пружин [118, 119].

#### 4.5 Лабораторный образец резонансной вибромашины

В соответствии со схемой, приведенной на рисунке 4.7, был изготовлен упругий подвес, конструкция которого представлена на рисунках 4.9 и 4.10. Для закрепления горизонтальных пружин к рабочему органу и станине использовались: опорная конструкция в виде уголка 1, две планшайбы 2 и зажимы 3 крайних витков пружины.

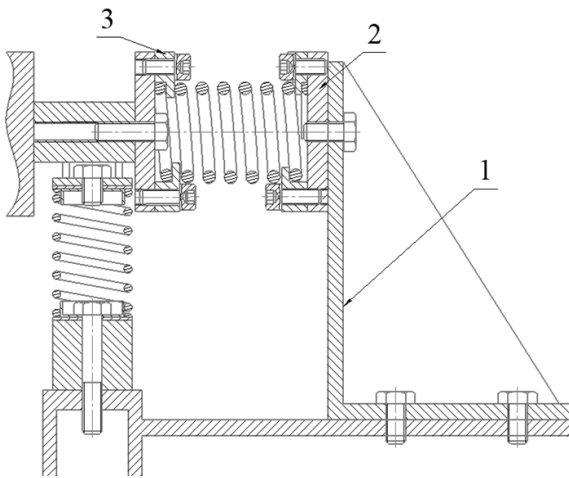


Рисунок 4.9 – Сборочный чертеж узла крепления пружины в разрезе.

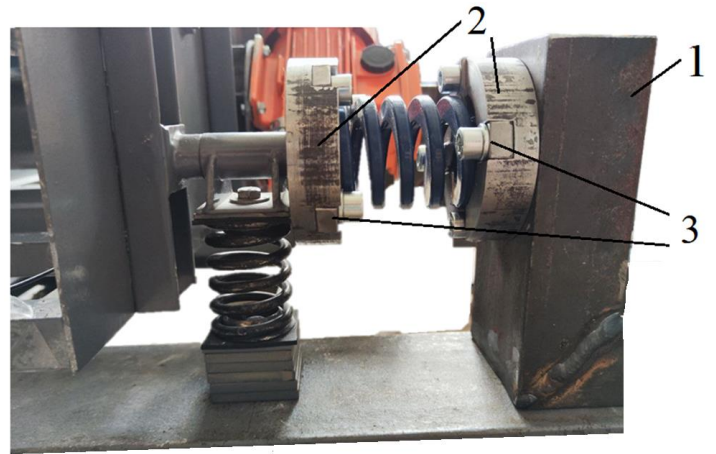


Рисунок 4.10 – Общий вид узла упругого подвеса.

Общий вид лабораторного образца резонансной вибромашины представлен на рисунке 4.11.



Рисунок 4.11 – Общий вид лабораторного образца вибромашины.



### 4.5.1 Экспериментальное определение параметров

Использование дополнительных элементов крепления упругого подвеса привело к отличию расчетных значений параметров динамической системы от их реальных значений, что потребовало уточнения параметров  $m_{\Sigma}$ ,  $l_z$ ,  $k_x$ ,  $k_y$ ,  $k_z$ ,  $J_x$ ,  $J_y$ ,  $J_z$ ,  $b_x$ ,  $b_y$ ,  $b_z$ . Масса рабочего органа  $m_{\Sigma}$  с дополнительными креплениями пружин определялась в результате взвешивания. Для определения жесткостей  $k_x$ ,  $k_y$  в горизонтальных направлениях к рабочему органу прикладывалась сила, значение которой определялось по динамометру, и измерялось перемещение в направлении приложенной силы. Значения неизвестных параметров  $L_y$ ,  $z_p$ ,  $k_z$ ,  $J_x$ ,  $J_y$ ,  $J_z$  определялись из векового уравнения (4.14) численно по схеме, описанной выше, в разделе 4.4. Вследствие симметрии задачи одно из уравнений системы (4.14), которое описывает движение по направлению оси  $Oz$ , разрешается непосредственно относительно жесткости  $k_z$ .

Собственные частоты лабораторного образца определялись экспериментально по результатам спектрального анализа осциллограмм свободных затухающих колебаний, возбуждение которых создавалось ударом динамометрическим молотком по одному из углов рабочего органа. Измерения колебаний проводились с помощью пьезоакселерометров типа KD-35. На рабочем органе лабораторного образца, в соответствии со схемой, приведенной на рисунке 4.12, закреплялись пять акселерометров.

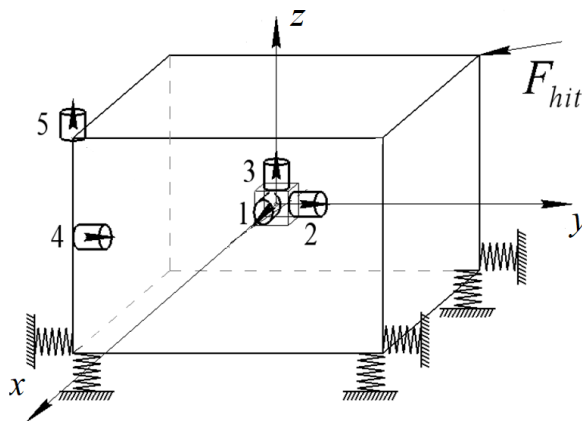


Рисунок 4.12 – Схема установки акселерометров.

Датчики 1, 2, 3 устанавливались вблизи центра масс так, чтобы их измерительные оси были направлены вдоль каждой из осей системы координат установки.

Датчик 4 установлен на краю рабочего органа в горизонтальной плоскости, проходящей через центр масс установки, при этом измерительная ось датчика была направлено вдоль оси  $Oy$ .

Датчик 5 установлен вблизи угла рабочего органа, при этом его измерительная ось направлена вертикально.

Обработка сигналов с датчиков производилась с помощью быстрого преобразования Фурье в вычислительном комплексе Wolfram Mathematica без предварительной фильтрации сигналов, что привело к возникновению шумов и «размазыванию» спектра.

На рисунке 4.13 приведены спектры сигналов акселерометров, где цифрами 1-3 обозначены номера акселерометров.

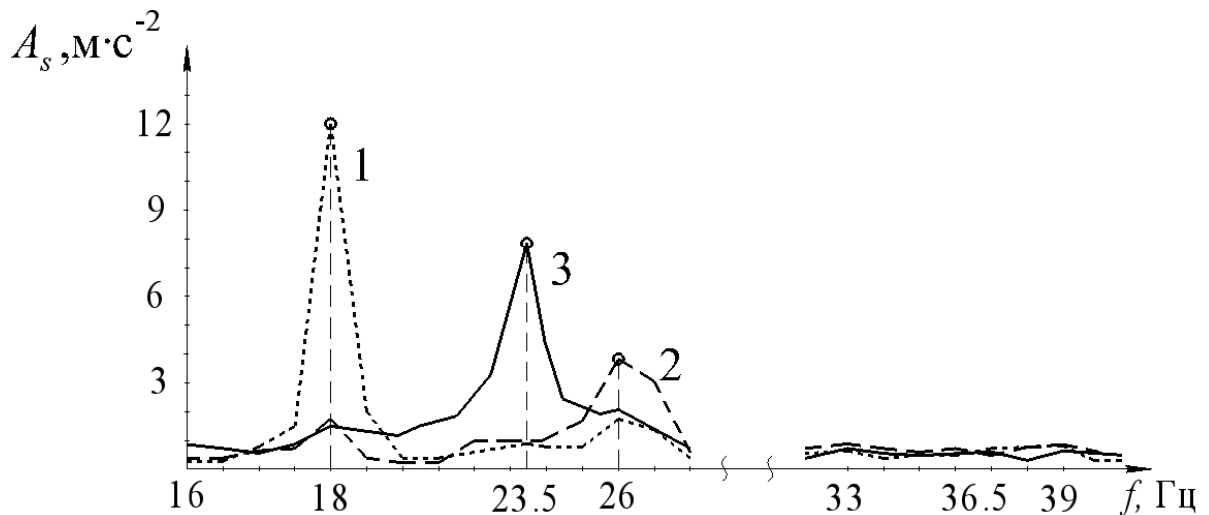


Рисунок 4.13 – Амплитудные спектры сигналов акселерометров 1-3.

Спектр каждого сигнала, измеренного в направлении каждой из осей  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$ , содержит один выраженный пик, что позволило однозначно определить первые три собственные частоты системы.

Спектры сигналов акселерометров 4-5 приведены на рисунке 4.14.

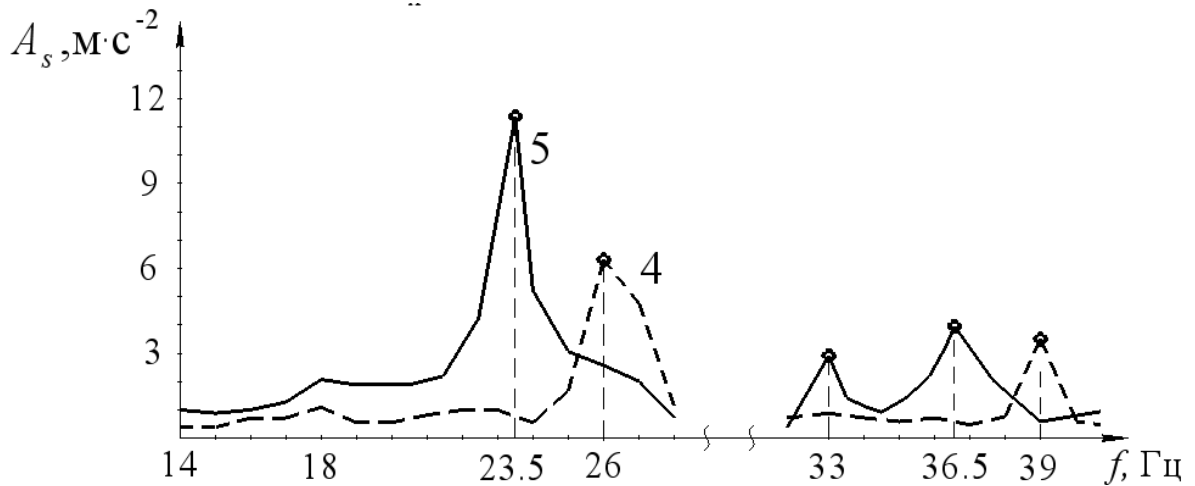


Рисунок 4.14 – Амплитудные спектры сигналов акселерометров 5-4.

Спектр сигнала акселерометра 4 имеет два пика, один из которых соответствует собственной частоте в направлении оси  $Oy$ , а другой – собственной частоте, соответствующей угловым колебаниям вокруг оси  $Oz$ . Спектр сигнала акселерометра 5 имеет три пика: один – соответствует собственной частоте в направлении оси  $Oz$ , а два других – собственным частотам, соответствующим угловым колебаниям вокруг осей  $Ox$  и  $Oy$ .

Таким образом, были получены значения собственных частот колебаний лабораторного образца вибромашины:  $f_1 = 18$  Гц,  $f_2 = 23.5$  Гц,  $f_3 = 26$  Гц,  $f_4 = 33$  Гц,  $f_5 = 36.5$  Гц,  $f_6 = 39$  Гц.

Для оценки демпфирования измеряемые сигналы интегрировались и строились огибающие затухающих колебаний. На рисунке 4.15 приведена осциллограмма затухающих колебаний в направлении оси  $Ox$  (в силу симметрии показаны только положительные значения перемещений), где красными точками обозначены значения максимальных амплитуд. Анализ полученных осциллограмм показал, что они удовлетворительно аппроксимируются экспоненциальной зависимостью (синяя линия на рисунке 4.15), характерной для модели вязкого трения:  $A(t) = A_0 e^{-b_{\text{exp}} t / 2m_{\Sigma}}$ ,  $b_{\text{exp}}$  – коэффициент вязкого трения.

Параметр  $b_{\text{exp}}$  вычислялся из минимизации среднеквадратического отклонения

расчетной зависимости  $A(t)$  от соответствующих экспериментальных значений амплитуд.

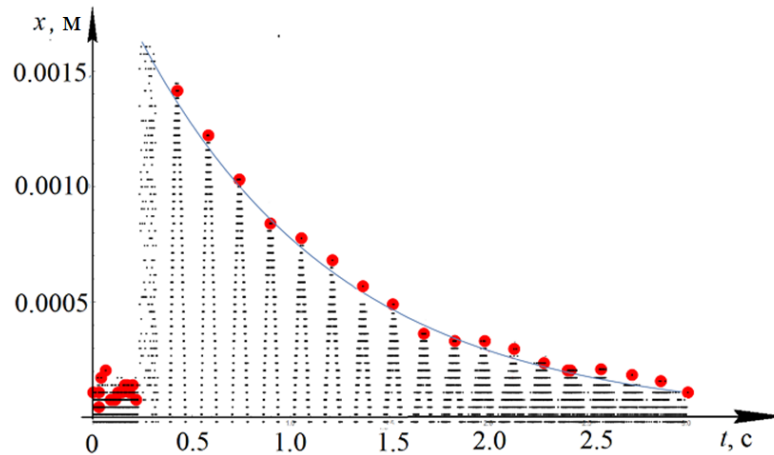


Рисунок 4.15 – Оциллограмма затухающих колебаний.

По результатам экспериментов были вычислены следующие значения параметров лабораторного образца:  $m_z = 25.67$  кг,  $k_x = 91744$  Н·м<sup>-1</sup>,  $k_y = 175676$  Н·м<sup>-1</sup>,  $k_z = 152075$  Н·м<sup>-1</sup>,  $J_x = 0.685$  кг·м<sup>2</sup>,  $J_y = 0.597$  кг·м<sup>2</sup>,  $J_z = 0.860$  кг·м<sup>2</sup>,  $l_z = 0.012$  м,  $b_x = 90$  Н·с·м<sup>-1</sup>,  $b_y = 125$  Н·с·м<sup>-1</sup>,  $b_z = 117$  Н·с·м<sup>-1</sup>.  $\rho_i = 0.23$  м и  $\delta_1 = -0.07$  рад,  $\delta_2 = \pi + 0.07$ .

Эти значения использовались при численном расчете динамических характеристик лабораторного образца вибромашины.

При подготовке экспериментальных исследований динамических характеристик лабораторного образца резонансной вибромашины, в первую очередь, необходимо определить направление измерения колебаний и соответствующее ему резонансное значение разности фаз  $\varepsilon_{res}$ , а также диапазон дорезонансных частот, в которой реализуется противофазная самосинхронизация дебалансов.

#### 4.5.2 Собственные формы

В экспериментах по определению собственных частот (раздел 4.5) выявить собственную форму, соответствующую каждой собственной частоте

лабораторного образца затруднительно. С целью получения матрицы собственных форм колебаний рассмотрим уравнения движения (4.6), которые при отсутствии демпфирования и возмущающих воздействий описывают свободные незатухающие колебания рабочего органа как твердого тела. Решение системы (4.6) ищется в виде [20] :

$$q_j = u_j \sin(\omega t + \psi), \quad j=1...6, \quad (4.15)$$

где  $q_j = q_j(t)$ ,  $j=1...6$ ,  $u_j$  - амплитуда,  $\omega$  - частота колебаний,  $\psi$  - фаза

В результате приходим к следующей системе алгебраических уравнений относительно амплитуд колебаний  $u_j$  :

$$\begin{cases} 4k_x u_1 - \omega^2 m_\Sigma u_1 - 4k_x l_z u_5 = 0; \\ 4k_y u_2 - \omega^2 m_\Sigma u_2 + 4k_y l_z u_4 = 0; \\ (4k_z - \omega^2 m_\Sigma) u_3 = 0; \\ 4k_y l_z u_2 + (-\omega^2 J_x + 4k_z l_y^2 + 4k_y l_z^2) u_4 = 0; \\ 4k_x l_z u_1 + (\omega^2 J_y - 4k_z l_x^2 - 4k_x l_z^2) u_5 = 0; \\ (-\omega^2 J_z + 4k_y l_x^2 + 4k_x l_y^2) u_6 = 0. \end{cases} \quad (4.16)$$

Из равенства нулю определителя системы (4.16) уточняются собственные частоты  $\omega = \nu_j$ . При подстановке в систему (4.16) полученных значений собственных частот  $\omega = \nu_j$ , уравнения, соответствующие  $j$ -ой собственной форме колебаний, становятся линейно зависимыми.

Третье и шестое уравнения системы (4.16) относительно  $u_3$  и  $u_6$  разрешаются независимо. Таким образом, колебания по этим направлениям оказываются главными.

Сопоставление результатов экспериментов с решением полученных уравнений позволило установить, что перемещения  $u_3$  и  $u_6$  соответствуют

вертикальным  $u_z$  и угловым колебаниям  $u_\gamma$  вокруг оси  $Oz$ . Первое и пятое уравнение системы зависят только от  $u_1$  и  $u_4$  и описывают отношение между амплитудами связанных колебаний по этим направлениям.

Аналогичным образом второе и четвертое уравнения связывают амплитуды  $u_2$  и  $u_5$ . Принимая одно из перемещений за единицу, получаем собственные формы колебаний – компоненты матрицы собственных форм, приведенные в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Собственные формы и частоты лабораторного образца резонансной вибромашины.

Относительная амплитуда колебаний	Собственные частоты системы, Гц					
	$f_1 = 18$	$f_2 = 23$	$f_3 = 26$	$f_4 = 32$	$f_5 = 36$	$f_6 = 39$
$u_x$	1	0	0	0	0	0.032
$u_y$	0	0	1	0.031	-0.005	0
$u_z$	0	1	0	0	0	0
$u_\alpha$	0	0	-1.155	1	1	0
$u_\beta$	0.216	0	0	0	0	0
$u_\gamma$	0	0	0	0	0	1

Таким образом, колебания на первой собственной частоте соответствуют поступательным колебаниям в направлении оси  $Ox$  и угловым колебаниям вокруг  $Oy$ , причем колебания в направлении оси  $Ox$  соответствуют главным колебаниям системы и, в этом случае, резонансное значение разности фаз в этом направлении  $\varepsilon_{res} = \pi/2$ . Кроме того, установка акселерометра с горизонтальным направлением оси чувствительности вблизи расчетного центра масс системы позволяет снизить влияние возможных угловых колебаний и повысить точность определения разности фаз  $\varepsilon$ .

### 4.5.3 Частотные характеристики

При расчете зависимости амплитуды ускорения от частоты вращения дебалансов учитывалась моментная характеристика двигателей, описываемая модифицированной формулой Клосса (4.4). Изменение частоты вращения дебалансов происходило при изменении частоты питающего напряжения в диапазоне  $f_{el}=0\dots 80$  Гц. Зависимости амплитуд поступательных  $A_q$  и угловых  $\Psi_q$  колебаний от частоты вращения дебалансов представлены на рисунках 4.16- 4.17.

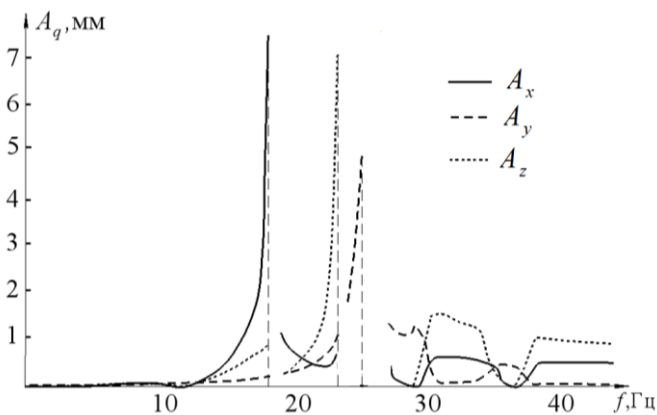


Рисунок 4.16 – Амплитудно-частотные характеристики поступательных колебаний в направлениях.

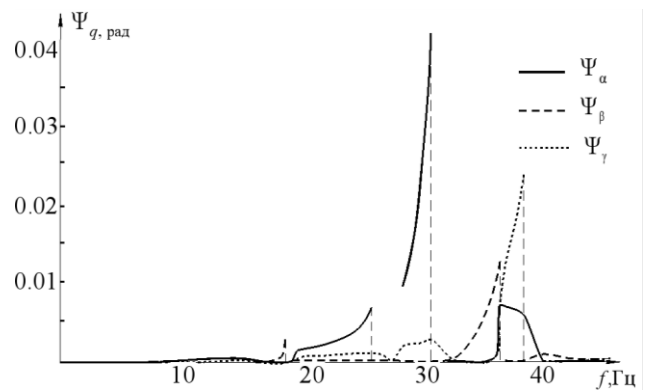


Рисунок 4.17 – Амплитудно-частотные характеристики угловых колебаний.

На графиках заметно влияние ограниченной мощности моделируемого вибровозбудителя, которое проявляется в виде скачкообразного изменения амплитуд и частот колебаний при прохождении резонансов.

Для определения возможного диапазона регулирования скорости вращения вибровозбудителей была получена зависимость разности фаз вращения дебалансов от частоты их вращения, приведенная на рисунке 4.18. Разность фаз вращения дебалансов измерялась в пределах  $0 < |\Delta\phi| < 2\pi$ . В случае, когда значение разности фаз при конкретной частоте питания изменялось во времени, самосинхронизация отсутствовала и точка не фиксировалась на графике. Области, выделенные зеленым цветом, соответствуют противофазной синхронизации,

розовым цветом – синфазной синхронизации, неокрашенные области – областям, где синхронизация отсутствует.

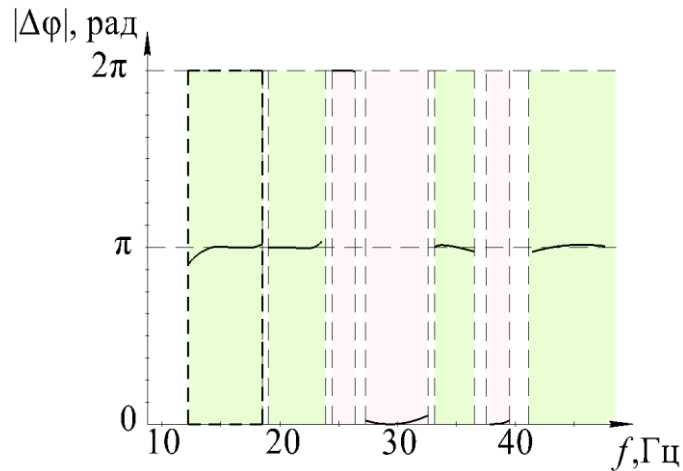


Рисунок 4.18 – Зависимость разности фаз между дебалансами от частоты их вращения.

Из полученных результатов следует, что при приближении к первой резонансной частоте противофазная синхронизация вибровозбудителей наблюдается в диапазоне  $f \in [12, 18]$  Гц, а так же в межрезонансной области частот до второго резонанса.

#### 4.6 Верификация математической модели

Верификация полученной математической модели проводилась путем сопоставления расчетных и экспериментальных зависимостей амплитуд перемещений установившихся колебаний вдоль осей  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$  от частоты вращения дебалансов. Для проведения эксперимента на лабораторном образце вибрационной машины вблизи центра масс был закреплен трехосевой акселерометр (AP2038P-10) с осями чувствительности, направленными вдоль осей  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$ .

Вибровозбудители запитывались от частотного преобразователя. Угловое положение дебалансов вибровозбудителей определялось по показаниям энкодеров. Частота питания  $f_{el}$  задавалась дискретно в пределах от 30 до 80 Гц



после установления колебаний системы на каждом шаге. В результате обработки экспериментальных данных были получены значения максимальных амплитуд поступательных перемещений в направлении осей  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$ , усредненная частота установившихся колебаний при каждой частоте питающего напряжения, а также вычислялась разность фаз  $\varepsilon$ . На рисунках 4.18 – 4.20 представлены экспериментальные данные (синие точки) и расчетные зависимости амплитуд колебаний (сплошные линии).

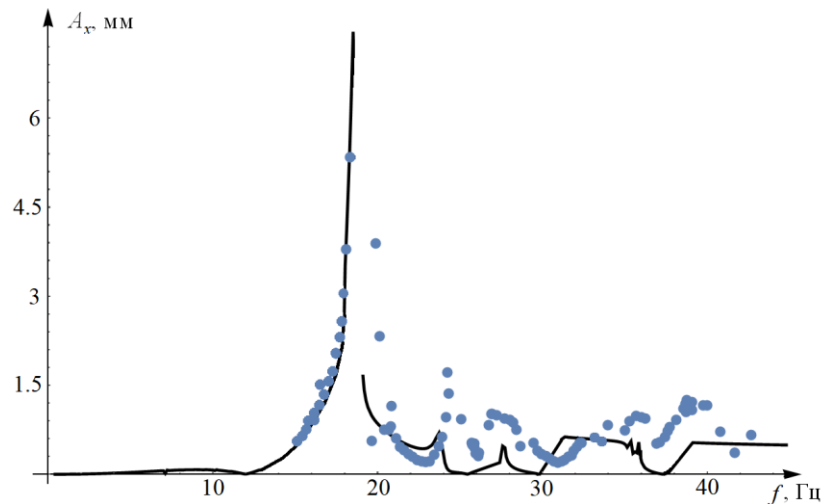


Рисунок 4.18 – Амплитуды колебаний лабораторного образца в направлении оси  $Ox$  в зависимости от частоты вращения вибровозбудителей.

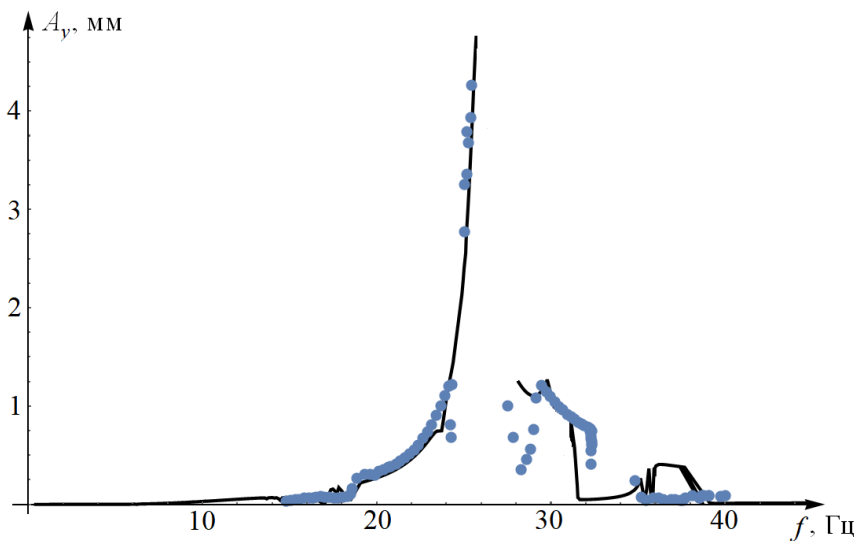


Рисунок 4.19 – Амплитуды колебаний лабораторного образца в направлении оси  $Oy$  в зависимости от частоты вращения вибровозбудителей.

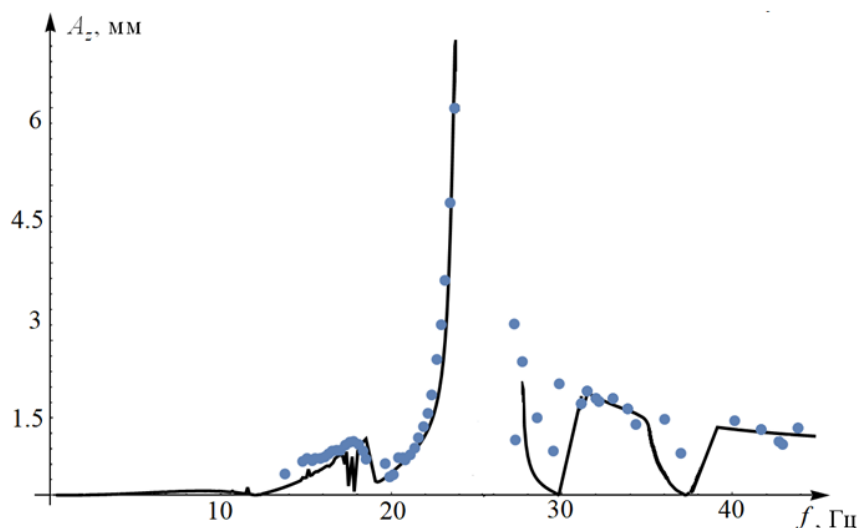


Рисунок 4.20 – Амплитуды колебаний лабораторного образца в направлении оси  $Oz$  в зависимости от частоты вращения вибровозбудителей.

На рисунке 4.21 представлены экспериментальные значения разности фаз  $\varepsilon$  при измерении колебаний в направлении оси  $Ox$  в области первых двух резонансов в зависимости от частоты вращения вибровозбудителей.

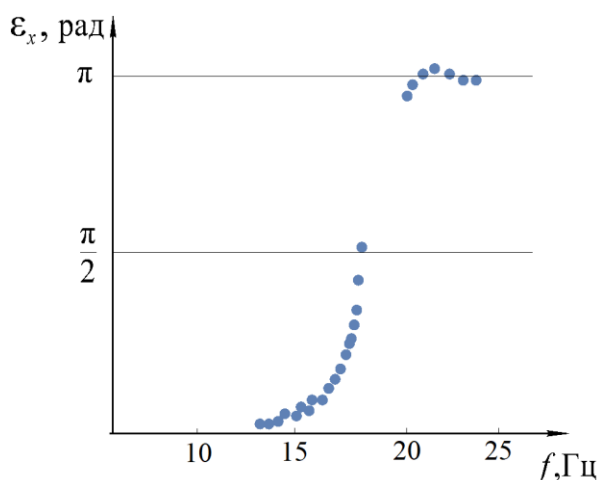


Рисунок 4.21 – Разность фаз  $\varepsilon$  при измерении колебаний в направлении оси  $Ox$  в зависимости от частоты вращения вибровозбудителей.

Как следует из анализа полученных результатов максимальные (резонансные) амплитуды поступательных колебаний по направлениям  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$  возникают на различных частотах, близких к расчетным. Наблюдаемые срывы колебаний возникают после достижения резонансных амплитуд. Разность фаз  $\varepsilon$  при измерении колебаний в направлении оси  $Ox$  на первой резонансной частоте

оказалась близка к  $\pi/2$  (рисунок 4.21), что подтвердило обоснованность использования разности фаз  $\varepsilon_{res} = \pi/2$  в качестве критерия оценки резонансного состояния системы. Сопоставление полученных экспериментальных данных с результатами расчета показало их хорошую сходимость, особенно в дорезонансной области и области первого резонанса, что подтверждает адекватность математической модели.

#### 4.7 Выводы

Предложена структурная схема резонансной вибрационной машины. Разработана расчетная схема и математическая модель резонансной вибрационной транспортно-технологической машины. Модель описывает такие особенности динамической системы вибромашины, как связанность угловых и поступательных колебаний, угол наклона осей вибровозбудителей, моментные характеристики асинхронных электродвигателей вибровозбудителей и частотное регулирование их скорости вращения.

На основе анализа динамических характеристик математической модели были установлены параметры и разработана схема упругого подвеса рабочего органа резонансной вибромашины. Из анализа собственных форм и частот колебаний уточнено направление главных колебаний на первой резонансной частоте, что позволило выбрать расположение и направление оси чувствительности акселерометра системы поддержания резонансного режима.

Создан лабораторный образец резонансной вибромашины и определены значения его параметров. Выполнена верификация полученной математической модели на основе сравнения зависимостей амплитуд установившихся колебаний вдоль направления осей установки. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных показало хорошее совпадение, что подтвердило адекватность математической модели.

## 5 ЧИСЛЕННОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОДДЕРЖАНИЯ РЕЗОНАНСНОГО РЕЖИМА КОЛЕБАНИЙ

### 5.1 Динамический портрет вибромашины

Как отмечалось в главе 3, в предложенном алгоритме системы автоматического поддержания резонансного режима колебаний при изменении массы обрабатываемого материала корректирующее значение частоты питания вибровозбудителей вычисляется с использованием динамического портрета системы. Динамический портрет представляет собой расчетную зависимость разности фаз между вынуждающей силой и колебаниями рабочего органа в выбранном направлении от массы технологической нагрузки (собственной частоты системы) и частоты питания вибровозбудителей.

При построении динамического портрета разность фаз  $\varepsilon$  вычисляется между фазой возмущающей силы и фазой колебаний рабочего органа в направлении оси  $Ox$ . Из анализа матрицы собственных форм (таблица 4.2) следует, что колебания на первой собственной частоте соответствуют поступательным колебаниям в направлении оси  $Ox$  и угловым колебаниям вокруг  $Oy$ . В данном случае резонансное значение разности фаз  $\varepsilon_{res} = \pi/2$ .

Для адекватной настройки на требуемый резонансный режим динамический портрет должен охватывать весь возможный диапазон изменения частот питания электродвигателей  $f_{el}$  и массы технологической нагрузки  $m_g$ .

Вычисление динамического портрета производится следующим образом [113]:

- моделируются колебания системы при всех возможных частотах питания вибровозбудителей  $f_{el}$  и значениях массы  $m_g$  технологической нагрузки;
- вычисляются значения параметров колебаний системы при различных значениях  $m_g$  и  $f_{el}$ ;

- после установления колебаний определяется разность фаз  $\varepsilon$ ;
- определяется первая собственная частота системы  $f_1$ ;
- по результатам вычислений формируется массив данных о состоянии системы, каждый элемент которого представляет собой точку пространства  $Q(f_1, f_{el}, \varepsilon)$ ;
- полученный массив аппроксимируется функцией

$$\varepsilon(f_{el}, p) = a \cdot e^{bf_{el}^2 + cf_1 + d}, \quad (5.1)$$

где  $a, b, c, d$  – параметры аппроксимации.

Блок-схема алгоритма расчета динамического портрета представлена на рисунке 5.1.



Рисунок 5.1 – Блок-схема алгоритма построения динамического портрета.

Динамический портрет рассматриваемой вибромашины представляет собой поверхность, изображенную на рисунке 5.2. Красной линией показано сечение

поверхности плоскостью  $\varepsilon = \varepsilon_{res}$ , которое соответствует возможным резонансным состояниям системы.

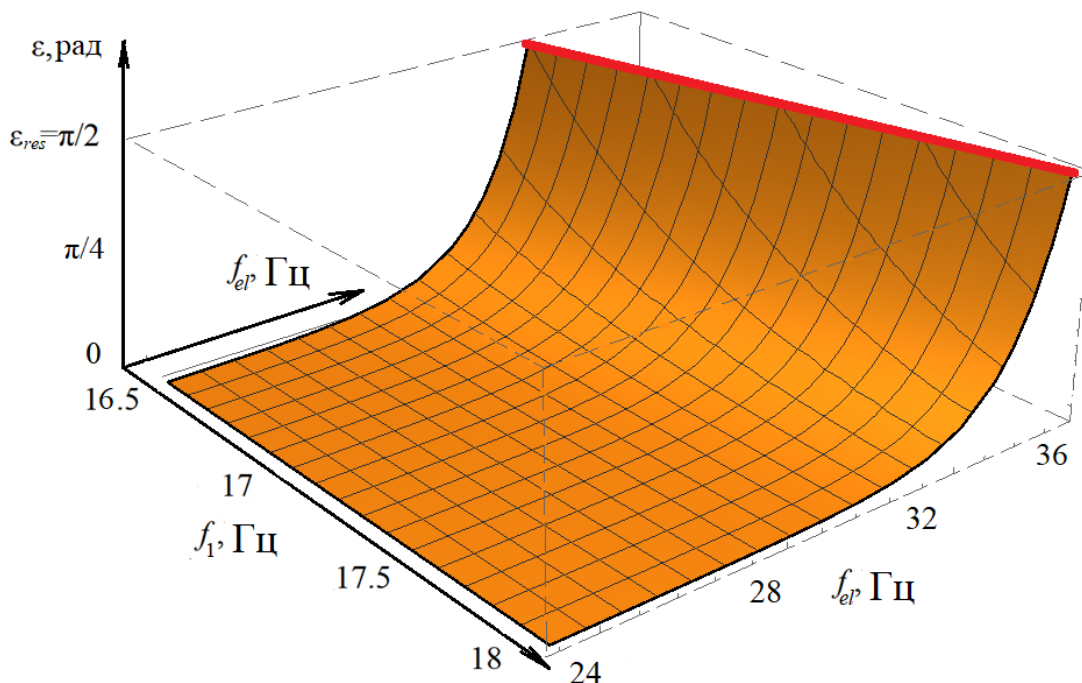


Рисунок 5.2 – Динамический портрет системы.

Отметим, что, несмотря на скольжение в асинхронных двигателях, массив резонансных состояний системы в рассматриваемых диапазонах изменения массы обрабатываемого материала и частоты питания вибровозбудителей может быть аппроксимирован линейной функцией.

## 5.2 Численный эксперимент

Численное моделирование процесса поддержания резонансных колебаний выполнялось с использованием алгоритма, изложенного в главе 3. Первоначально, моделировался процесс выхода в резонансный режим из дорезонансной области ненагруженной машины (при отсутствии обрабатываемого материала). После установления резонансных колебаний масса

системы изменяется за счет массы обрабатываемого материала, которая изменялась по кусочно-линейному закону, приведенному на рисунке 5.1.

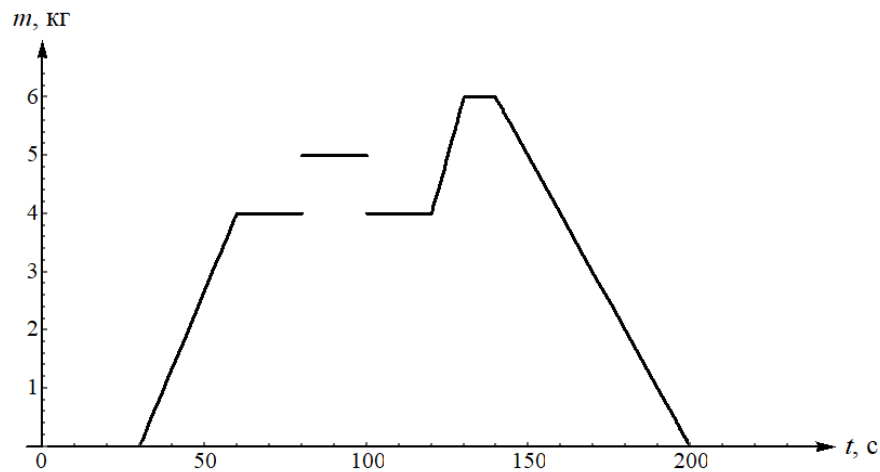


Рисунок 5.3 – Закон изменения массы обрабатываемого материала.

Принятый закон изменения массы позволяет исследовать различные ситуации, которые могут возникать в реальных условиях:

- при медленном увеличении массы  $m_g$  (в данном случае: от 0 до 4 кг со скоростью  $0.13 \text{ кг/с}$  при  $30 \leq t \leq 60 \text{ с}$ );
- при скачкообразном изменении массы (в данном случае: на 1 кг со при  $t = 70 \text{ с}$  и  $t = 100 \text{ с}$ );
- при относительно быстром увеличении массы до предельно допустимого значения (в данном случае: от 4 до 6 кг со скоростью  $0.2 \text{ кг} \cdot \text{с}^{-1}$  при  $130 \leq t \leq 140 \text{ с}$ );
- при медленном уменьшении массы технологической нагрузки (в данном случае: от 6 до 0 кг со скоростью  $0.1 \text{ кг} \cdot \text{с}^{-1}$  при  $140 \leq t \leq 200 \text{ с}$ ).

Предложенный алгоритм поддержания резонансного режима системы управления был внедрен в математическую модель вибромашины при помощи процедуры прерывания численного интегрирования уравнений движения. Для оценки эффективности рассматриваемого алгоритма проводилось сравнение результатов моделирования с аналогичными результатами, полученными при использовании алгоритма на основе ПИД-регулятора.

Расчеты производились при следующих значениях параметров системы:  $f_{el,\min} = 30$  Гц,  $N = 3$ ,  $\rho_g = 1400$  кг·м<sup>-3</sup>,  $\Delta_1 = 0.02\varepsilon_t$ ,  $\Delta_2 = 0.01\varepsilon_{res}$ . Коэффициенты аппроксимации динамического портрета  $a = 10820$  рад,  $b = 8.571 \cdot 10^{-3}$  Гц<sup>-2</sup>,  $c = -1.243$  Гц<sup>-1</sup>,  $d = 1.828$ . Коэффициенты ПИД-регулятора  $K_P = 0.712$  Гц·рад<sup>-1</sup>,  $K_I = 0.532$  рад<sup>-1</sup>,  $K_D = 0.110$  Гц·рад<sup>-1</sup>·с<sup>-1</sup>. Другие параметры системы соответствуют определенным ранее в главе 4.

На рисунках 5.4-5.5 приведены графики изменения управляющего параметра (частоты питания  $f_{el}$ ) при поддержании резонансного режима, как с помощью динамического портрета, так и с помощью ПИД-регулирования.

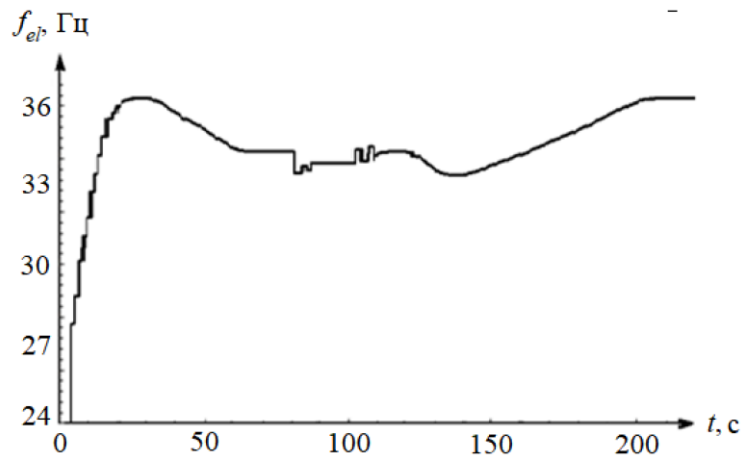


Рисунок 5.4 – Изменение управляющего параметра в случае ПИД-регулирования.

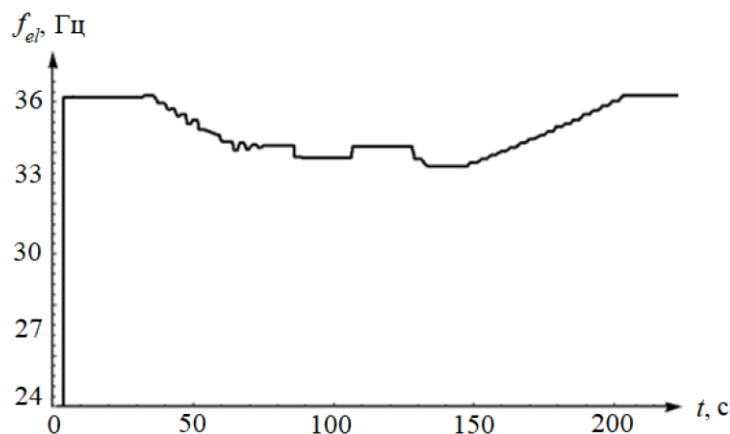


Рисунок 5.5 – Изменение управляющего параметра в случае использования динамического портрета.



На рисунке 5.4 видно, что выход на резонанс при использовании ПИД-регулирования происходит ступенчатым образом (около 20 итераций). В случае использования динамического портрета (рисунок 5.5) выход на резонанс происходит за одну итерацию и за время, существенно меньшее, чем при ПИД-регулировании.

На рисунке 5.6 приведены графики изменения контролируемого параметра (разности фаз  $\varepsilon$ ) в зависимости от времени при настройке с помощью динамического портрета (черная линия) и с помощью ПИД-регулирования (синяя линия).

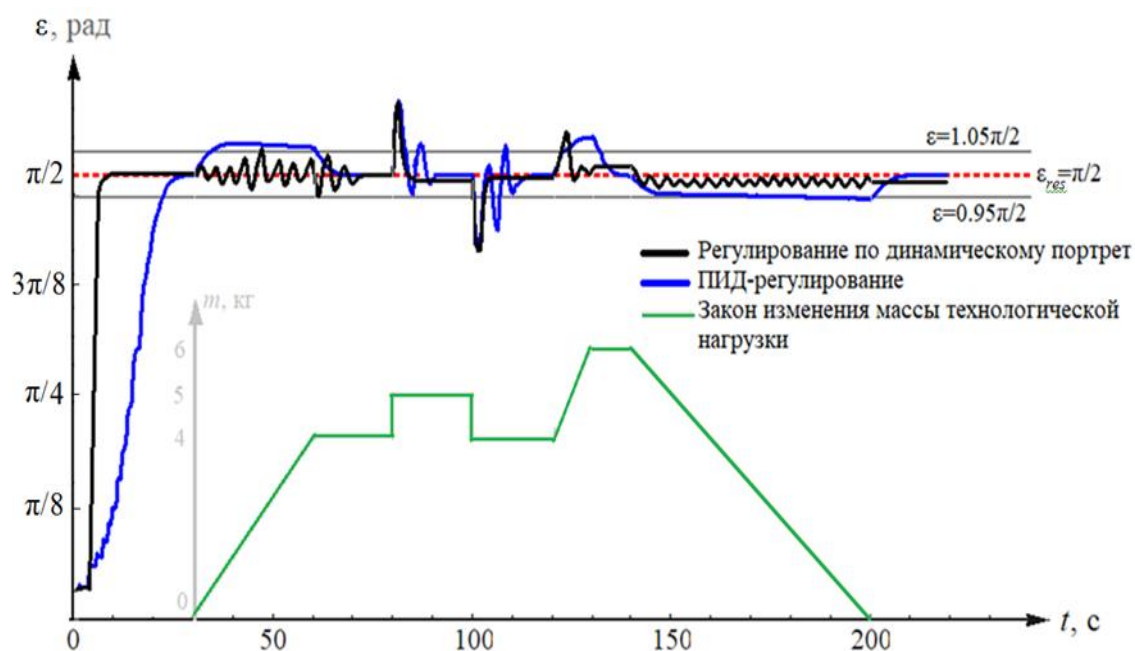


Рисунок 5.6 – Изменение контролируемого параметра во времени.

При использовании ПИД регулятора плавное изменение массы обрабатываемого материала приводит к практически монотонному изменению управляющего параметра. При этом наблюдается отклонение контролируемого параметра в пределах 5% от его резонансного значения.

При регулировании с использованием динамического портрета при плавном изменении массы обрабатываемого материала обеспечивается более точная настройка на резонанс по сравнению с ПИД-регулированием (рисунок 5.6).

При резких изменениях массы обрабатываемого материала в обоих случаях контролируемый параметр выходит за пределы 5-ти процентного диапазона от резонансного значения из-за инерционности системы. Причем, при использовании ПИД-регулятора переходный процесс носит выраженный колебательный характер, а в случае использования динамического портрета – быстро затухающий аperiodический характер.

Оба алгоритма обеспечивают поддержание отклонения контролируемого параметра в пределах 5% от резонансного значения при медленных изменениях массы нагрузки. Однако настройка и поддержание резонансного режима с использованием алгоритма на основе динамического портрета происходит более точно и существенно быстрее.

Для иллюстрации важности использования системы автоматического поддержания резонансного режима, был проведен численный эксперимент по сравнению амплитуд колебаний рабочего органа при наличии управления и при его отсутствии. Считается, что в обоих случаях выполнена настройка на резонансный режим колебаний при изначальной массе материала  $m_g = 5$  кг. Дальнейшее изменение массы задавалось кусочно-линейным законом, график которого приведен на рисунке 5.7.

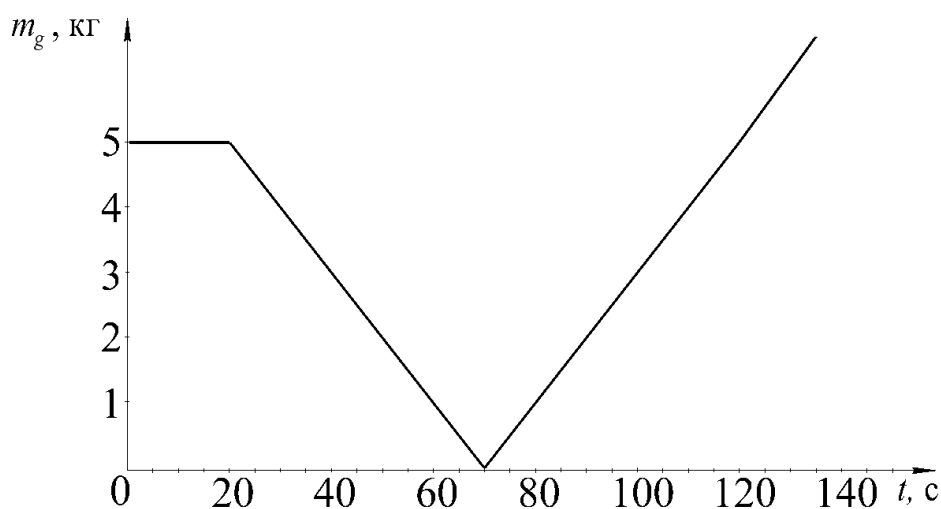


Рисунок 5.7 – Закон изменения массы во времени.

По результатам моделирования были построены графики амплитуд колебаний рабочего органа (рисунок 5.8) при использовании системы регулирования (сплошная линия) и без регулирования (штриховая линия).

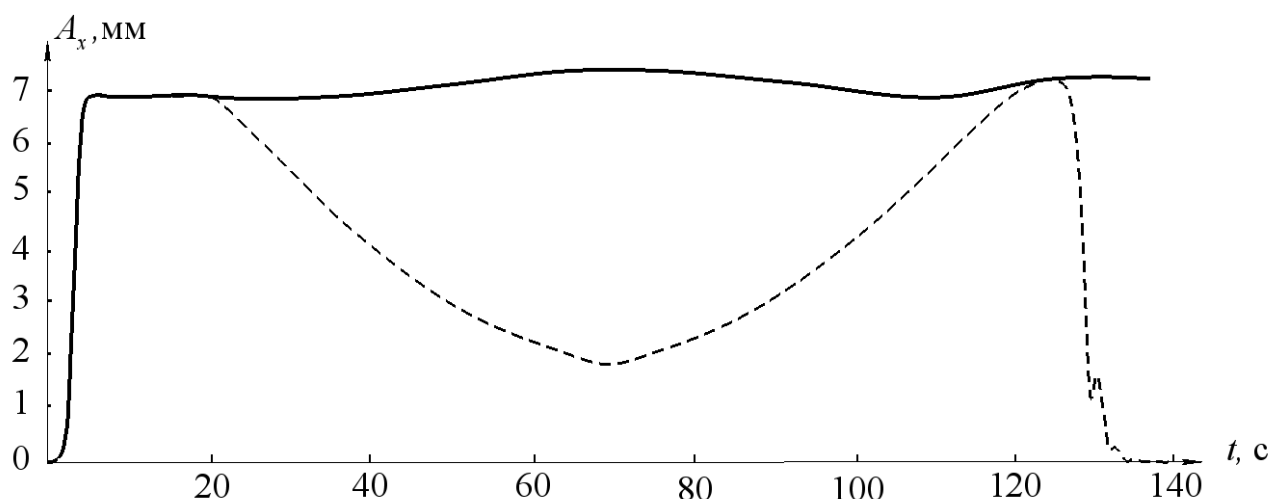


Рисунок 5.8 – Амплитуды колебаний рабочего органа машины, снабженной системой регулирования, и машины без регулирования.

Система регулирования поддерживает постоянную амплитуду колебаний во всем диапазоне изменения массы обрабатываемого материала. Несмотря на незначительное изменение собственной частоты при заданном законе изменения массы обрабатываемого материала, максимальные амплитуды колебаний отличаются примерно в четыре раза при снижении массы обрабатываемого материала до нуля, что связано с крутизной резонансного пика (высокой добротностью системы).

Отметим, что отсутствие регулирования при увеличении массы привело к срыву колебаний в зарезонансную область.

### 5.3 Натурный эксперимент

Экспериментальные исследования проводились на разработанном лабораторном образце вибромашины, оснащенной системой автоматического

поддержания резонансного режима. Общая схема резонансной вибромашины, оснащенной системой поддержания резонансного режима колебаний, представлена на рисунке 5.9. В соответствии с результатами исследования динамики вибромашины (глава 4) 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.

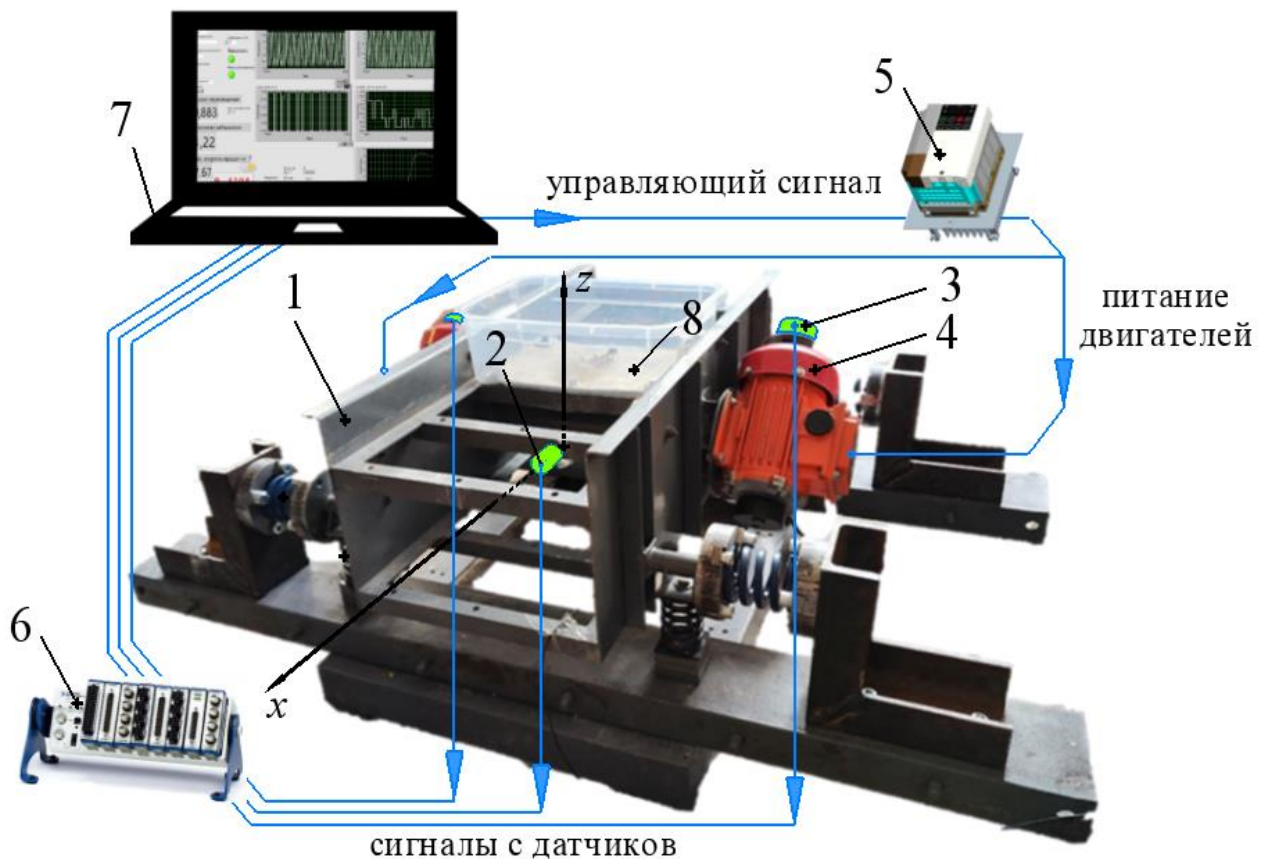


Рисунок 5.9 – Схема лабораторного образца резонансной вибромашины.

Для контроля процесса поддержания резонансного режима и регистрации результатов экспериментов был разработан пользовательский интерфейс (рисунок 5.10).

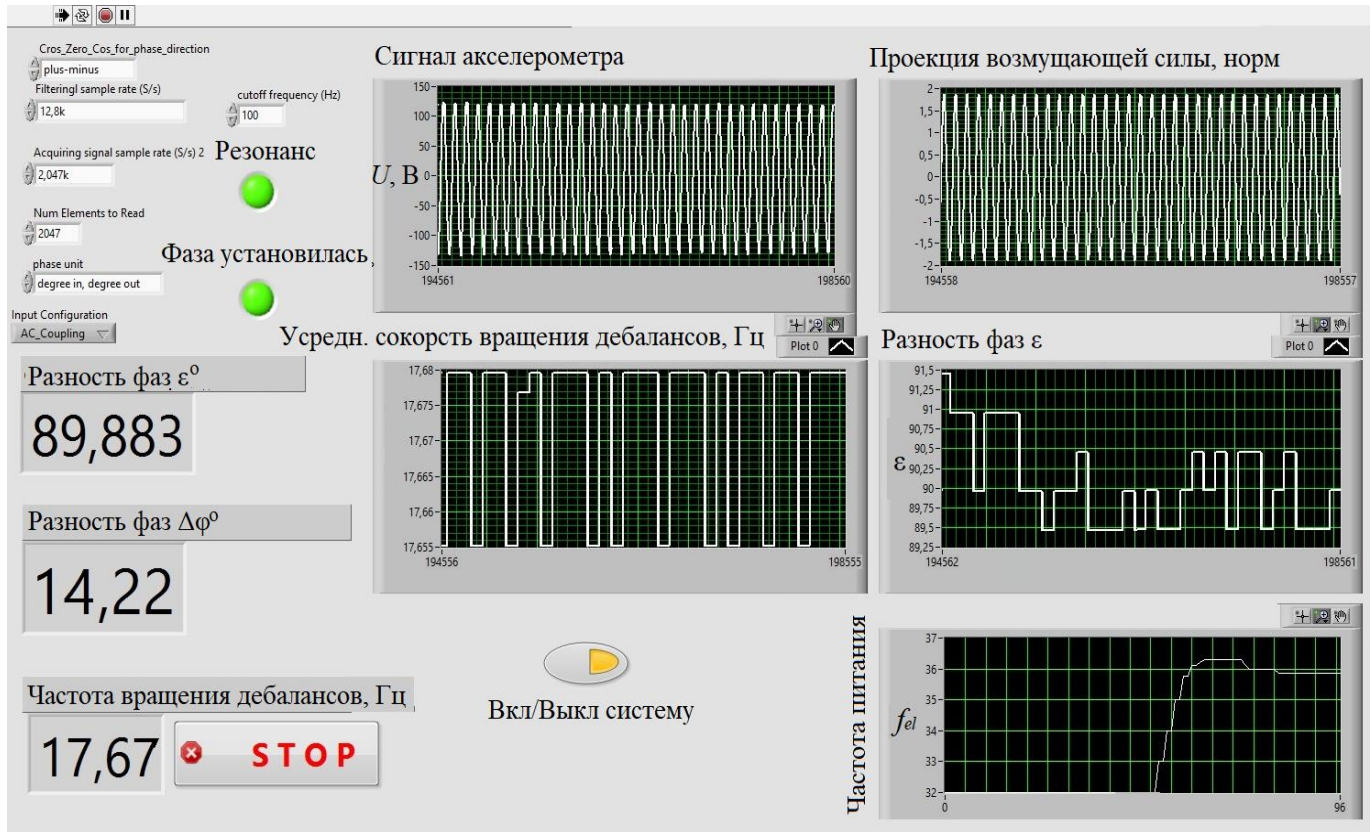


Рисунок 5.10 – Скриншот пользовательского интерфейса системы управления.

Запуск вибромашины производился без обрабатываемого материала в дорезонансном режиме при частоте питания  $f_{el, \min} = 30$  Гц.

После установления колебаний включалась система регулирования и вибромашина автоматически настраивалась на резонансный режим.

Загрузка рабочего органа производилась латунными гранулами, засыпаемыми в закрепленный на рабочем органе короб по одному килограмму в диапазоне от 0 до 8 кг (рисунок 5.11).

Разгрузка рабочего органа осуществлялась в обратном порядке (рисунок 5.12).

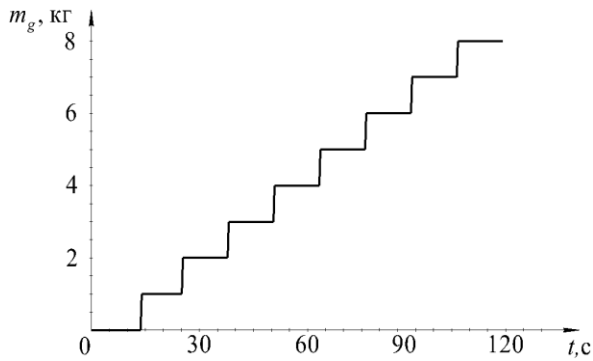


Рисунок 5.11 – Изменение массы обрабатываемого материала при загрузке машины.

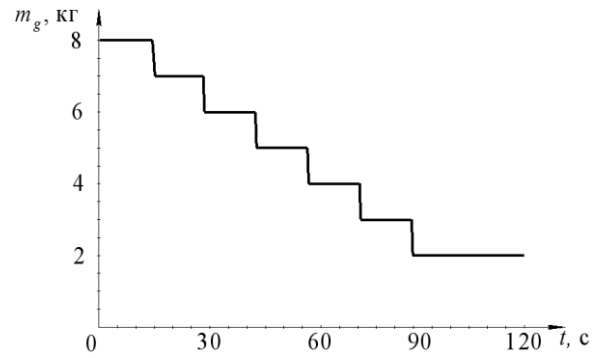


Рисунок 5.12 – Изменение массы обрабатываемого материала при разгрузке машины.

В процессе испытаний производилась регистрация колебаний рабочего органа  $x(t)$ , закона изменения возмущающего воздействия  $F(t)$ , разности фаз  $\varepsilon(t)$ , разности фаз  $\Delta\varphi(t)$  между угловыми положениями дебалансов, усредненная за один оборот скорость вращения дебалансов  $\omega(t)$ , частота питания электродвигателей  $f_{el}(t)$ .

Результаты эксперимента представлены на рисунках 5.13-5.14, где приведены графики изменения контролируемого параметра (разности фаз  $\varepsilon$ ) при выходе системы на резонанс и его поддержание в пределах 5-ти процентного коридора (черные линии) отклонения от резонансного значения (красная линия) при загрузке (рисунок 5.13) и разгрузке машины (рисунок 5.14).

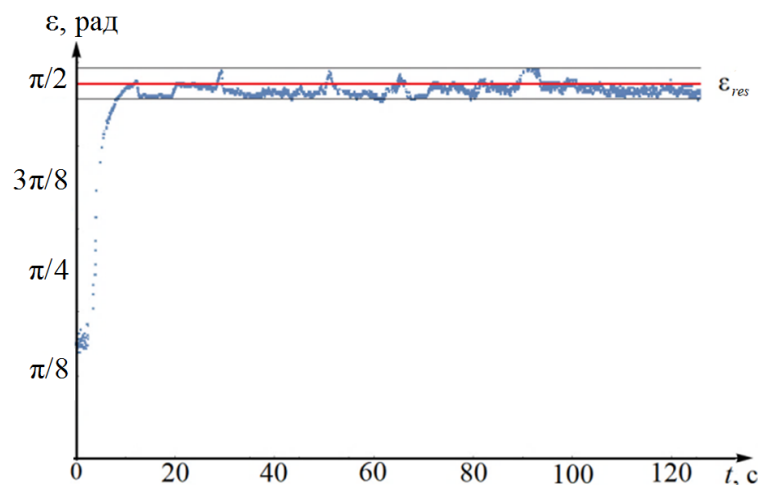


Рисунок 5.13 – Изменение контролируемого параметра при загрузке машины.

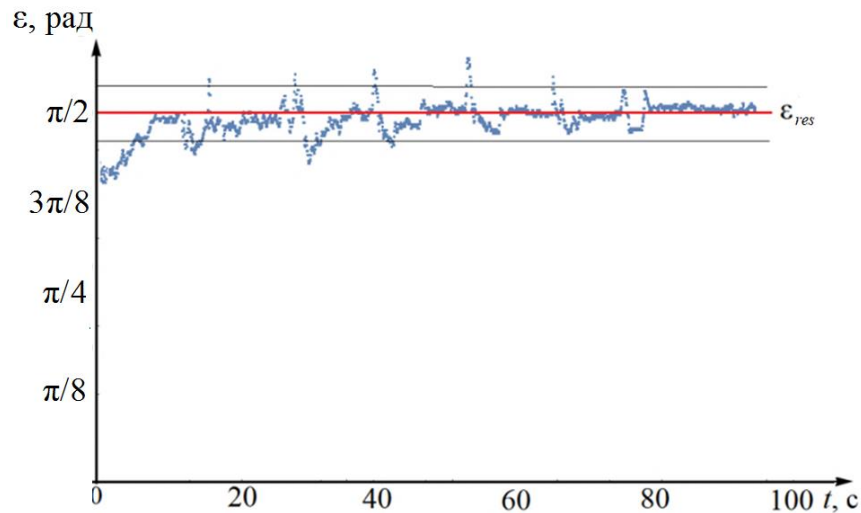


Рисунок 5.14 – Изменение контролируемого параметра при разгрузке машины.

На рисунках 5.15-5.16 представлены графики изменения управляющего параметра (частоты питания электродвигателей вибровозбудителей) при выходе системы на резонанс и его поддержание при загрузке (рисунок 5.15) и разгрузке машины (рисунок 5.16).

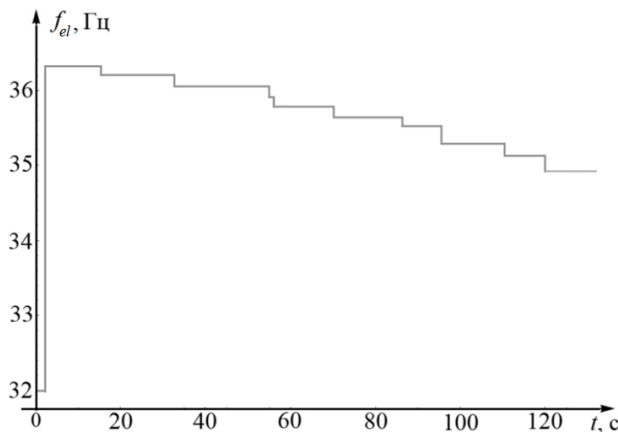


Рисунок 5.15 – Изменение управляющего параметра во времени при загрузке машины.

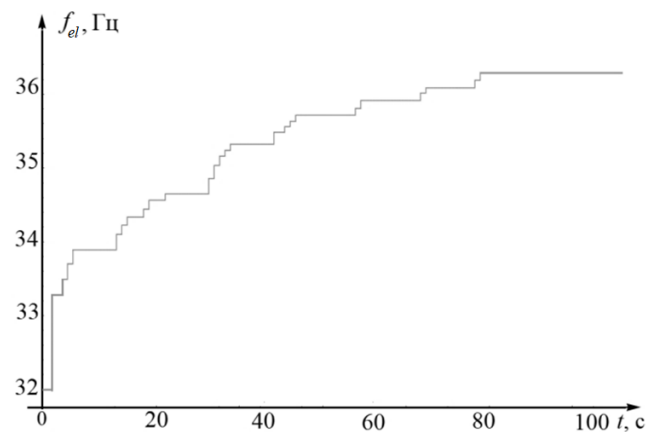


Рисунок 5.16 – Изменение управляющего параметра во времени при разгрузке машины.

Результаты экспериментов продемонстрировали работоспособность предложенного алгоритма поддержания резонансного режима на основе динамического портрета системы. При загрузке рабочего органа система

управления обеспечила поддержание контролируемого параметра в пределах пятипроцентного коридора отклонения. Факт того, что регулирование скорости вращения производилось по расчетным зависимостям, полученным в результате математического моделирования вибромашины, демонстрирует правильность принятых допущений при выводе уравнений движений рабочего органа и функции динамического портрета. Стоит отметить, что кратковременные выходы контролируемого параметра за пределы установленного коридора не приводят к срыву колебаний в резонансную область частот вследствие инерционности системы и наличия достаточного запаса устойчивости, связанного с демпфированием в системе.

#### 5.4 Выводы

Результаты численных экспериментов по поддержанию резонансного режима колебаний при изменении массы обрабатываемого материала на рабочем органе вибрационной транспортно-технологической машины как с использованием полученного ранее динамического портрета системы, так и при помощи ПИД-регулятора продемонстрировали работоспособность предлагаемых алгоритмов.

Сравнение полученных результатов расчета продемонстрировало, что оба алгоритма обеспечивают поддержание отклонения контролируемого параметра в пределах 5% от резонансного значения при медленных изменениях массы обрабатываемого материала. Однако поддержание резонансного режима с использованием алгоритма на основе динамического портрета происходит точнее и существенно быстрее, а также позволяет определить текущую массу обрабатываемого материала и резонансную частоту вибромашины в режиме реального времени.

Периодические выходы контролируемого параметра за пределы 5-ти процентного коридора в случае разгрузки рабочего органа обусловлены влиянием



технологических факторов при выгрузке материала. Стоит отметить, что подобные кратковременные выходы за пределы установленного коридора не приводят к срыву в зарезонансную область частот вследствие инерционности системы и наличия достаточного запаса устойчивости, связанного с демпфированием в системе.

Полученные результаты экспериментальных исследований продемонстрировали обоснованность принятых допущений при выводе уравнений движений рабочего органа и выбора функции динамического портрета, а также работоспособность разработанного алгоритма поддержания резонансного режима.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ 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.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Пановко, Г.Я. Лекции по основам теории вибрационных машин и технологий: Учеб. пособие для вузов / Г.Я. Пановко. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 192 с.

2. Указ Президента Российской Федерации от 1.12.2016 № 642 «О Стратегии научно-технологического развития Российской Федерации» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://kremlin.ru/acts/bank/41449> (дата обращения: 24.05.2023).

3. Блехман, И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника. / И.И. Блехман. – СПб : Издательский дом «Руда и Металлы», 2013. – 640 с.

4. Блехман, И.И. Синхронизация в природе и технике / И.И. Блехман. – М. : Наука, 1981. – 351 с.

5. Василенко, П.М. Некоторые вопросы теории вибрационных процессов / П.М. Василенко // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1962. – № 3. – С. 17-21.

6. Блехман, И.И. Вибрационное перемещение / И.И. Блехман, Г.Ю. Джаналидзе. – М. : Наука, 1968. – 316 с.

7. Заика, П.М. Вибрационное перемещение твёрдых и сыпучих тел в сельскохозяйственных машинах / П.М. Заика. – Киев : Украинская СХА, 1998. – 625 с.

8. Гончаревич, И.Ф. Динамика вибрационного транспортирования. / И.Ф. Гончаревич. – М. : Наука, 1972. – 316 с.

9. Гончаревич, И.Ф. Исследование вибрационных транспортирующих машин с ограниченным возбуждением / И.Ф. Гончаревич // Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах. – 1972. – С. 25–38.

10. Нагаев, Р.Ф. Периодические режимы вибрационного перемещения / Р.Ф. Нагаев. – М. : Наука, 1978. – 160 с.

11. Потураев, В.Н. Вибрационные транспортирующие машины: основы теории и расчета / В.Н. Потураев, В.П. Франчук, А.Г. Червоненко. – М. : Машиностроение, 1964. – 270 с.
12. Спиваковский, А.О. Вибрационные и волновые транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, И.В. Гончаревич. – М. : Наука, 1983. – 288 с.
13. Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. – М. : Машиностроение, 1983. – 487 с.
14. Гончаревич, И.Ф. Теория вибрационной техники и технологии / И.Ф. Гончаревич, К.В. Фролов. – М. : Наука, 1981. – 319 с.
15. Алифов, А.А. Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источником энергии / А.А. Алифов, К.В. Фролов. – М. : Наука, 1985. – 328 с.
16. Вибрации в технике : справочник. В 6 т. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Г.Г. Азбель, И.И. Блехман, И.И. Быховский [и др.]; ред. Э.Э. Лавендел. – М. : Машиностроение, 1981. – 509 с.
17. Спиваковский, А.О. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства / А.О. Спиваковский, И.В. Гончаревич. – М. : Машиностроение, 1972. – 214 с.
18. Васильев, А.М. К вопросу о вибрационном перемещении при негармонических колебаниях рабочей поверхности / А.М. Васильев, С.А. Бредихин, В.К. Андреев // Науч. Журн. НИУ ИМТО. – 2019. – № 2. – С. 42-48.
19. Корнеев, С.П. Колебания без проскальзывания выпуклого тела расположенного на поверхности цилиндрического желоба / С.П. Корнеев, Ю.П. Смирнов // Изв. Тульского ГУ. Технические науки. – 2014. – № 12-2. – С. 17-23.
20. Бидерман, В.Л. Теория механические колебаний: Учебник для втузов / В.Л. Бидерман. – М. : Высш. шк., 1980. – 408 с.
21. Хвингия, М.В. Динамика и прочность вибрационных машин с электромагнитным возбуждением / М.В. Хвингия. – М. : Машиностроение, 1980. – 143 с.
22. Генкин, М.Д. Электродинамические вибраторы / М.Д. Генкин, А.М. Русаков, В.В. Яблонский. – М. : Машиностроение, 1975. – 94 с.

23. Левитский, Н.И. Колебания в механизмах: Учеб. пособие для втузов / Н.И. Левитский. – М. : Наука, 1988. – 336 с.
24. Коловский, М.З. Динамика машин / М.З. Коловский. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 263 с.
25. Герц, Е.В. Пневматические приводы / Е.В. Герц. – М. : Машиностроение, 1969. – 360 с.
26. Баранов, В.Н. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы (теория, расчет и конструкции) / В.Н. Баранов, Ю.Е. Захаров. – М. : Машиностроение, 1977. – 326 с.
27. Каталог продукции ярославский завод «Красный маяк» [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://vibrators.ru/products/> (дата обращения: 01.11.2022).
28. Каталог продукции компании Würges [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.wuerges.de/de/products/vibrationsmotoren> (дата обращения: 01.11.2022).
29. Gutman, I. Industrial Uses of Mechanical Vibrations / I. Gutman. – London : Business Books Limited, 1968. – 331 p.
30. Быховский, И.И. Основы вибрационной техники / И.И. Быховский. – М. : Машиностроение, 1968. – 362 с.
31. Яцун, С.Ф. Вибрационные машины и технологии для переработки гранулированных сред / С.Ф. Яцун, О.Г. Локтионова. – Старый Оскол : ТНТ, 2011. – 296 с.
32. Яруллин, Р.Б. К вопросу проектирования саморегулируемого инерционного вибратора асинхронного электропривода вибромашин / Р.Б. Яруллин, Р.Р. Сафин // Электротехнические и информационные комплексы и системы. – 2014. – Т. 10. – № 3. – С. 30-37.
33. Determination of mass-geometric characteristics of self-regulating debalance of an inertial vibration exciter / К. Krestnikovskii, I. Lyan, G. Panovko, A. Shokhin // Vibroengineering Procedia. – 2019. – Vol. 25. – P. 70-75.
34. Технико-экономическая оценка ограничения резонанса в переходных

процессах асинхронного электропривода зарезонансной виброзерноочистительной машины / А.Г. Возмилов, Р.Б. Яруллин, Р.Ю. Илимбетов, Д.В. Астафьев // АПК России. – 2020. – Т. 27. – № 2. – С. 289-293.

35. Гуськов, А.М. Расчет периодических движений в задаче Зоммерфельда о колебаниях систем с двигателем ограниченной мощности / А.М. Гуськов, Г.Я. Пановко // Вестник научно-технического развития. Новые технологии. – 2012. – № 6(58). – С. 1-7.

36. Гуськов, А.М. Нелинейные эффекты при колебаниях линейных механических систем с центробежным возбудителем ограниченной мощности. / А.М. Гуськов, Г.Я. Пановко // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2012. – № 6 (6). – С. 43.

37. Кононенко, В.О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением / В.О. Кононенко. – М. : Наука, 1964. – 254 с.

38. Ниселовская, Е.В. Колебания механической системы, возбуждаемые неуравновешенным ротором асинхронного электродвигателя / Е.В. Ниселовская, Г.Я. Пановко, А.Е. Шохин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2013. – № 6. – С. 17-23.

39. Блехман, И.И. О некоторых возможностях совершенствования вибрационных машин с самосинхронизирующимися инерционными вибровозбудителями / И.И. Блехман, В.Б. Васильков, Н.П. Ярошевич // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2011. – № 3. – С. 18-22.

40. Гаврилов, Е.Н. Динамические процессы зарезонансных вибрационных машин / Е.Н. Гаврилов // Вестник Казанского технологического университета. – 2013. – № 12. – С. 87-89.

41. Смирнов, А.С. История механического резонанса – от первоначальных исследований до авторезонанса / А.С. Смирнов, Б.А. Смольников // Чебышевский сборник. – 2022. – Т. 23. – № 1. – С. 269-292.

42. Ганиев, Р.Ф. Нелинейные резонансы и катастрофы. Надежность, безопасность и бесшумность / Р.Ф. Ганиев. – М., Ижевск : Регулярная и хаотическая динамика, 2013. – 592 с.

43. Антипов, В.И. О принципах создания энергосберегающих вибрационных машин / В.И. Антипов, В.К. Асташев // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2004. – № 4. – С. 3-8.

44. Ганиев, Р.Ф. О нелинейных резонансах при пространственных колебаниях твердого тела / Р.Ф. Ганиев, В.О. Кононенко // Инженерный журнал. Механика твердого тела. – 1967. – № 4.

45. Чечурин, С.Л. Параметрический резонанс - боль и радость / С.Л. Чечурин. – СПб. : Из-во СПбГПУ, 2014. – 67 с.

46. Андронов, А.А. Теория колебаний / А.А. Андронов, А.А. Витт, С.Э. Хайкин. – М. : Наука, 1981. – 568 с.

47. Тондл, А. Нелинейные колебания механических систем / А. Тондл. – М. : Мир, 1973. – 334 с.

48. Борщевский, А.А. Системы автоматического регулирования резонансных машин / А.А. Борщевский, С.И. Попов // Исследования вибрационной техники: труды ин-та ВНИИСтройдормаш. – 1971. – № 51. – С. 74-78.

49. Быховский, И.И. Автоматизация работы вибромашин / И.И. Быховский // Строительные и дорожные машины. – 1960. – № 5. – С. 10-15.

50. Вайсберг, Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов / Л.А. Вайсберг. – М. : Недра, 1986. – 144 с.

51. Гончаревич, И.Ф. Вибрационные грохоты и конвейеры / И.Ф. Гончаревич, В.Д. Земсков, В.И. Корешков. – М. : ГОСГОРТЕХИЗДАТ, 1960. – 212 с.

52. Lyan, I.P. Comparative analysis of energy efficiency in the use of vibration-type process machines in resonant and superresonant operating modes / I.P. Lyan, G.Y. Panovko, A.E. Shokhin // Obogashchenie Rud. – 2019. – № 6. – P. 42-49.

53. Асташев, В.К. О количественных оценках эффективности вибромашин / В.К. Асташев, В.Л. Крупенин // Вестник научно-технического развития. – 2017. – № 4(116). – С. 3-10.

54. Шпилевая, О.Я. Сравнительный анализ двух подходов к управлению виброустановкой / О.Я. Шпилевая, А.И. Уберт // Актуальные проблемы



электронного приборостроения: АПЭП-2010: материалы X Международной конференции: в 7 т. – Новосибирск : Новосибирский государственный технический университет, 2010. – С. 152-154.

55. Румянцев, С.А. Динамика двухмассных вибротранспортирующих машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями на нижней массе / С.А. Румянцев, О.Н. Алексеева // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2010. – № 4(8). – С. 5-10.

56. Федоренко, И.Я. Динамические свойства двухмассной вибрационной технологической машины / И.Я. Федоренко, А.А. Гнездилов // Процессы и машины агоринженерных систем. – 2016. – № 3(137). – С. 179-183.

57. Кошелев, А.В. Об устойчивости параметрически возбуждаемой машины на изотропной упругой подвеске / А.В. Кошелев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2015. – № 5(314). – С. 24-32.

58. Антипов, В.И. Динамика параметрически возбуждаемой вибрационной машины с изотропной упругой системой / В.И. Антипов, Н.Н. Денцов, А.В. Кошелев // Фундаментальные исследования. – 2014. – № 8-5. – С. 1037-1042.

59. Энергозатраты в вибрационных транспортно-технологических машинах / И.И. Блехман, Л.И. Блехман, Л.А. Вайсберг, В.Б. Васильков // Обогащение руд. – 2019. – № 1. – С. 18-27.

60. Румянцев, С.А. Устойчивость самосинхронизации вибровозбудителей лабораторного стенда при моделировании технологической нагрузки / С.А. Румянцев, Е.Б. Азаров, А.В. Бабкин // Транспорт Урала. – 2015. – № 4(47). – С. 20-23.

61. Нелинейная динамика новых перспективных типов вибротранспортирующих машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями / С.А. Румянцев, Е.Б. Азаров, О.Н. Алексеева [и др.] // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. – 2011. – № 4-2. – С. 302-304.

62. К вопросу стабильности фазировки самосинхронизирующихся

вибровозбудителей карьерных вибропитателей-грохотов / В.А. Мальцев, С.А. Румянцев, А.Н. Косолапов, А.В. Юдин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2002. – № 10. – С. 218-221.

63. Румянцев, С.А. Румянцев, С. А. Азаров, Е. Б. Шихов, А. М. / Теоретические и экспериментальные исследования динамики вибротранспортных машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями // XII Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики : Сборник трудов. В 4-х томах. – Уфа : Башкирский государственный университет, 2019. – С. 602-603.

64. Блехман, И.И. Синхронизация динамических систем / И.И. Блехман. – М. : Наука, 1971. – 896 с.

65. Synchronization of two non-identical coupled exciters in a non-resonant vibrating system of plane motion / C. Zhao, Q. Zhao, Y. Zhang, B. Wen // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2011. – Vol. 25. – № 1. – P. 49-60.

66. Synchronization of two non-identical coupled exciters in a non-resonant vibrating system of linear motion. Part II: Numeric analysis / C. Zhao, H. Zhu, T. Bai, B. Wen // Shock and Vibration. – 2009. – Vol. 16. – № 5. – P. 517-528.

67. Synchronization of two asymmetric exciters in a vibrating system / Z. Ren, Q. Zhao, C. Zhao, B. Wen // Shock and Vibration. – 2011. – Vol. 18. – № 1-2. – P. 63-72.

68. Theoretical, numerical and experimental studies on double-frequency synchronization of three exciters in dynamic vibration absorption system / H. Sun, P. Fang, H. Peng [et al.] // Applied Mathematical Modelling. – 2022. – № 111. – P. 384-400.

69. Kong, X. Composite synchronization of a four eccentric rotors driven vibration system with a mass-spring rigid base / X. Kong, B. Wen // Journal of Sound and Vibration. – 2018. – Vol. 427. – P. 63-81.

70. Shi, S. Multi-phase composite synchronization of three vibrators in a space far-resonant vibration system / S. Shi, P. Fang, Y. Hou // ISA Transactions. – 2023.

71. Smirnova, V.B. Self-synchronization of unbalanced rotors and the swing equation / V.B. Smirnova, A. V. Proskurnikov // IFAC-PapersOnLine. – 2021. – Vol.

54. – № 17. – Р. 71-76.

72. Шихов, А.М. Повышение энергоэффективности при пуске и работе вибротранспортных машин с тремя вибровозбудителями / А.М. Шихов, С.А. Румянцев, Е.Б. Азаров // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2020. – № 4. – С. 137-145.

73. Шохин, А.Е. Экспериментальный анализ колебаний двухмассовой системы с самосинхронизирующимися инерционными вибровозбудителями / А.Е. Шохин, А.Н. Никифоров, К.Б. Саламандра // Вестник научно-технического развития. – 2017. – № 12(124). – С. 58-65.

74. Блехман, И.И. Вибрационная Механика / И.И. Блехман, Г.Ю. Джанелидзе. – М. : Физматлит, 1994. – 400 с.

75. Eremeykin, S. Features of dynamics of mechanical system with self-synchronizing vibroexciters near resonance / S. Eremeykin, G. Panovko, A. Shokhin // Journal of Vibroengineering. – 2017. – Vol. 19. – № 7. – P. 4911-4920.

76. Джакашова, Э.А. Самосинхронизация двух динамических систем с двумя степенями подвижностей / Э.А. Джакашова, А.Т. Жакаш // Известия ВУЗов Кыргызстана. – 2017. – № 5-2. – С. 147-150.

77. Галицкая, В.А. Пропорционально-интегральный энергоскоростной алгоритм управления кратной синхронизацией роторов вибрационной установки / В.А. Галицкая, О.П. Томчина // Адаптивные и робастные системы. – 2012. – № 3/2012(33). – С. 158-168.

78. Галицкая, В.А. Управление кратной синхронизацией двухроторной виброустановки с учетом динамики электропривода / В.А. Галицкая, О.П. Томчина, О.В. Терентьева // Материалы конференции «Управление в технических, эргатических, организационных и сетевых системах» (УТЭОСС–2012). – СПб : Концерн ЦНИИ «Электроприбор», 2012. – С. 718-721.

79. Zaitceva, I.S. Adaptive multiple synchronization and rotors phase shift tracking for two-rotor vibration machine / I.S. Zaitceva, B.R. Andrievsky // Materials Physics and Mechanics. – 2022. – Vol. 50. – № 2. – P. 216-225.

80. Фрадков, А.Л. Схема скоростного градиента и ее применение в задачах

адаптивного управления / А.Л. Фрадков // Автоматика и телемеханика. – 1979. – № 9. – С. 90-101.

81. Сасов, А.М. Система автоматического управления вибрационным бункерным загрузочным устройством / А.М. Сасов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2019. – № 7. – С. 111-118.

82. Осадчий, В.В. Регулируемый электропривод дебалансного вибровозбудителя / В.В. Осадчий, Д.В. Батраченко, И.В. Мыкытюк // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. – 2012. – № 3/2012 (19). – С. 194-197.

83. Садовой, А.В. Регулируемый электропривод вибрационных машин / А.В. Садовой, В.В. Осадчий // Гірничя електромеханіка та автоматика. – 2013. – № 91. – С. 101-104.

84. Патент № 2236937 С1 Российская Федерация, МПК В28В 1/087. Виброплощадка с управляемой частотой и направлением колебаний: № 2003112926/03 : заявл. 30.04.2003 : опубл. 27.09.2004 / А.В. Баскаков, К.С. Галицков, С.Я. Галицков; заявитель Самарская государственная архитектурно-строительная академия.

85. Андриевский, Б.Р. Метод скоростного градиента и его приложения / Б.Р. Андриевский, А.Л. Фрадков // Автоматика и телемеханика. – 2021. – № 9. – С. 3-72.

86. Eliseev, S.V. Characteristic features of the formation of dynamic states of vibration technological machines / S.V. Eliseev, I.S. Sitov // Systems. Methods. Technologies. – 2019. – № 2(42). – P. 13-17.

87. Выонг, К.Ч. Возможности регулирования распределения амплитуд колебаний вибростенда / К.Ч. Выонг // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2108. – № 3(59). – С. 30-36.

88. 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 ФГБУН Институт машиноведения им. А.А.

Благоднравова РАН (ИМАШ РАН).

89. Шпилевая, О.Я. О свойствах системы управления вибромашиной / О.Я. Шпилевая, А.И. Уберт // Научный вестник Новосибирского государственного технического университета. – 2010. – № 1(38). – С. 17-22.

90. Асташев, В.К. О возможностях авторезонансных вибротехнологий / В.К. Асташев, В.Л. Крупенин // Вестник научно-технического развития. – 2009. – № 5(21). – С. 44-46.

91. Astashev, V.K. Dynamics and Control of Machines : Foundations of Engineering Mechanics / V.K. Astashev, M.Z. Kolovsky, V.I. Babitsky. – Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2000. – 235 p.

92. Крестниковский, К.В. Экспериментальная проверка работоспособности системы автоматического управления вибрационной машины / К.В. Крестниковский, Г.Я. Пановко, А.Е. Шохин // XXVIII Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2016) : сборник трудов конференции. – Москва : ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благоднравова РАН, 2017. – С. 155-158.

93. Патент № 2589639 С1 Российская Федерация, МПК В06В 1/14. Устройство для автоматической настройки и поддержания резонансных режимов колебаний вибрационной машины с приводом от асинхронного двигателя : № 2014150898/12 : заявл. 16.12.2014 : опубл. 10.07.2016 / Г.Я. Пановко, А.Е. Шохин, О.В. Бармина [и др.] ; заявитель Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благоднравова Российской академии наук (ИМАШ РАН).

94. Еремейкин, С.А. Моделирование работы вибромашины с системой автоматического управления / С.А. Еремейкин, Г.Я. Пановко, А.Е. Шохин // XXVIII Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2016) : сборник трудов конференции, Москва, 07–09 декабря 2016 года. – М. : ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благоднравова РАН, 2017. – С. 175-178.

95. Патент № 2753983 С1 Российская Федерация, МПК В06В 1/16. Способ

автоматической настройки резонансных режимов колебаний вибрационной машины с приводом от асинхронного двигателя : № 2020144325 : заявл. 29.12.2020 : опубл. 25.08.2021 / И.Я. Федоренко, А.В. Штерновский ; заявитель ФГБОУ высшего образования «Алтайский государственный аграрный университет».

96. Пановко, Г.Я. Динамика резонансных вибромашин с самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями / Г.Я. Пановко, А.Е. Шохин. – Ижевск : Институт компьютерных исследований, 2020. – 168 с.

97. Ганиев, Р.Ф. Колебания твердых тел / Р.Ф. Ганиев, В.О. Кононенко. – М. : Наука, 1976. – 432 с.

98. Соколовский, Г.Г. Электроприводы переменного тока с частотным регулированием: учебник для студ. высш. учеб. заведений / Г.Г. Соколовский. – М. : Издательский центр «Академия», 2006. – 272 с.

99. Кузнецов, Б.В. Асинхронные электродвигатели и аппараты управления: (Справ. пособие) / Б.В. Кузнецов, М.Ф. Сацукевич. – Минск : Беларусь, 1982. – 222 с.

100. Кацман, М.М. Электрические машины: Учеб. для студентов средн. проф. учебных заведений / М.М. Кацман. – 3-е изд. – М. : Высш. шк., 2000. – 463 с.

101. ГОСТ Р 52776-2007 (МЭК 60034-1 – 2004) Машины электрические вращающиеся. Номинальные данные и характеристики. – М.: Стандартинформ, 2008. – 74 с.

102. Блехман, И.И. Вибрационная механика и вибрационная реология (теория и приложения) / И.И. Блехман. – М. : Физматлит, 2018. – 752 с.

103. Каталог НПК «МЕХАНОБР-ТЕХНИКА» Грохоты самобалансные. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://mtspb.com/product/promyshlennoe-oborudovanie/grokhoty-i-vibrosita-/grokhoty-samobalansnye/> (дата обращения: 07.05.2020). – Текст : электронный.

104. ГОСТ 12139-84 (СТ СЭВ 4434-83) Машины электрические вращающиеся. Ряды номинальных мощностей, напряжений и частот. – Взамен

ГОСТ 12139-74; Введ. 1984-10-29. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 6 с.

105. Sommerfeldt, S.D. Handbook of Noise and Vibration Control / S.D. Sommerfeldt; eds. M.J. Crocker, M.J. Crocker, P.A. Nelson. – New Jersey : John Wiley & Sons, 2007. – 1584 p.

106. Shah, K.P. Construction, working and maintenance of electric vibrators and vibrating screens / K.P. Shah. – 2018. – 70 p.

107. Comparative analysis of two control algorithms of resonant oscillations of the vibration machine driven by an asynchronous AC motor / G. Panovko, A. Shokhin, S. Eremeykin, A. Gorbunov // Journal of Vibroengineering. – 2015. – Vol. 17. – № 4. – P. 1903-1911.

108. Гнездилов, А.А. Резонансные режимы как одно из перспективных направлений в развитии вибрационных машин / А.А. Гнездилов // Аграрная наука – сельскому хозяйству. Сборник статей: в 3 книгах. – 2012. – Т. 3. – С. 17-18.

109. Денцов, Н.Н. Перспективы развития резонансной вибрационной техники / Н.Н. Денцов // Современные тенденции развития науки и технологий. – 2015. – № 2-2. – С. 66-68.

110. 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.

111. Ротач, В.Я. Теория автоматического управления / В.Я. Ротач. – М. : Издательство МЭИ, 2004. – 400 с.

112. Зайцева, Ю.С. Управление вибрационной машиной на основе эвристического алгоритма / Ю.С. Зайцева, Б.Р. Андриевский // Двадцатая Национальная конференция по искусственному интеллекту с международным участием, КИИ-2022: Труды конференции. В 2-х томах, Москва, 21–23 декабря 2022 года. Том 2. – Москва : Национальный исследовательский университет «МЭИ», 2022. – С. 330-340.

113. Lyan, I. Dynamic portrait calculation of the systems with spatial oscillations / I. Lyan, G. Panovko, A. Shokhin // AIP Conference Proceedings. – 2023. –

Vol. 2697. – № 1. – P. 050003-(1-7).

114. 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. – № 7. – P. 1524-1534.

115. Пономарев, С.Д. Расчет упругих элементов машин и приборов / С.Д. Пономарев, Л.Е. Андреева. – М. : Машиностроение, 1980. – 326 с.

116. Чжоу, С. Разработка рациональной методики расчета пружинных механизмов : дисс. ... канд. техн. наук: 2.5.2. / Су Чжоу. – М. : Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), 2018. – 131 с.

117. Романченко, М.К. Исследование винтовой пружины с учетом деформации сдвига / М.К. Романченко // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. – 2004. – № 4. – С. 34-37.

118. ISO 10243:2019. Tools for pressing – Compression springs with rectangular section – Housing dimensions and colour coding – Geneva : International Organization for Standard. – 24 p.

119. ГОСТ 18793-80. Пружины сжатия. Конструкция и размеры. – Взамен ГОСТ 18793-73; Введ. 1982-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 78 с.



## ПРИЛОЖЕНИЕ А

1401

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2728448

**УСТРОЙСТВО АВТОМАТИЧЕСКОГО  
ЦЕНТРИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ  
ВИБРОМАШИНЫ**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН) (RU)*

Авторы: *Лян Илья Павлович (RU), Пановко Григорий Яковлевич (RU), Шохин Александр Евгеньевич (RU)*

Заявка № 2019120920

Приоритет изобретения 04 июля 2019 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 29 июля 2020 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 04 июля 2039 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев



## ПРИЛОЖЕНИЕ Б



УТВЕРЖДАЮ  
Директор ООО «ДАТАДВАНС»  
И. Ф. - М. И.

  
\_\_\_\_\_/Морозов С.М./  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2023 г.



## АКТ

о внедрении результатов кандидатской диссертации младшего научного сотрудника ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН Ляна Ильи Павловича «Поддержание резонансных режимов работы транспортно-технологических вибрационных машин при переменных параметрах обрабатываемого материала»

Настоящим актом подтверждаем, что результаты кандидатской диссертации Ляна Ильи Павловича, относящиеся к разработке математической модели резонансной вибрационной машины, были использованы в ООО «ДАТАДВАНС» при создании цифровых двойников вибрационных машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями, используемых для транспортирования и дозированной подачи слипшихся сыпучих материалов.

Ведущий инженер-расчетчик  
отдела решения прикладных задач  
ООО «ДАТАДВАНС»

 Н.А. Жуков



## ПРИЛОЖЕНИЕ В

«УТВЕРЖДАЮ»  
Первый проректор –  
проректор по учебной работе  
МГТУ им. Н.Э. Баумана



Б.В. Падалкин

2023 г.

## АКТ

о внедрении результатов кандидатской диссертации младшего научного сотрудника ИМАШ РАН Ляна Ильи Павловича «Поддержание резонансных колебаний в вибрационных транспортно-технологических машинах с самосинхронизирующимися инерционными вибровозбудителями» в учебный процесс МГТУ им. Н.Э. Баумана

Настоящим актом подтверждаем, что в учебный процесс внедрены результаты кандидатской диссертации Ляна Ильи Павловича: метод, алгоритм и программное обеспечение для расчёта колебаний вибрационных машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями при изменении массы обрабатываемого материала. Данные результаты используются в курсах «Вибрационные технологические процессы и методы вибрационных испытаний» кафедры прикладной механики, а также бакалаврами и магистрами кафедры для выполнения научно-исследовательских, курсовых и квалификационных работ.

Руководитель  
Научно-учебного комплекса  
«Робототехника и комплексная  
автоматизация»  
д.т.н., профессор



Г.А. Тимофеев

Заведующий кафедрой  
прикладной механики  
МГТУ им. Н.Э. Баумана  
д.т.н., профессор, чл.-корр. РАН



О.С. Нарайкин