

На правах рукописи



Полушкин Олег Олегович

**ТЕОРИЯ И МЕТОДЫ СИСТЕМНОГО ПОДХОДА К БАЛАНСИРОВКЕ  
РОТАЦИОННЫХ АГРЕГАТОВ МАШИН**

Специальность:

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук

Челябинск – 2021

Работа выполнена на кафедре «Теоретическая и прикладная механика»  
ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет»

Научный консультант: **Полушкин О.А.** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Теоретическая и прикладная механика» ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», г. Ростов-на-Дону

Официальные оппоненты: **Артюнин А.И.** – доктор технических наук, профессор, советник при ректорате ФГБОУ ВО «Иркутский государственный университет путей сообщения», г. Иркутск

**Захаров М.Н.** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой РКЗ «Основы конструирования машин» ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (Национальный исследовательский университет)», г. Москва

**Сызранцев В.Н.** – доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки РФ, заведующий кафедрой «Машины и оборудование нефтяной и газовой промышленности» ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», г. Тюмень

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Московский государственный технологический университет «СТАНКИН», г. Москва

Защита состоится « 6 » октября 2021 г., в 13:00 на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 76, ауд. 1001. Тел/факс: (351) 267-93-06, e-mail: D212.298.09@mail.ru.

С диссертационной работой можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета и на официальном сайте:

<https://www.susu.ru/ru/dissertation/d-21229809/polushkin-oleg-olegovich>

Автореферат разослан « \_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,  
доктор технических наук, доцент

А. А. Абызов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы:** Перед промышленностью нашей страны стоит задача импортозамещения и развития экспорта продукции машиностроения. Наибольший потенциал для этого имеют такие традиционно развитые отрасли, как энергетическое машиностроение, вертолетостроение, авиационное двигателестроение, сельхозмашиностроение, станкостроение и др.

Для машин этих отраслей промышленности характерно применение ротационных агрегатов (роторов), вращающихся на высоких, иногда закритических частотах.

При создании машин нового поколения перед конструкторами стоят задачи улучшения эксплуатационных характеристик (роста производительности, уменьшения массы) машин, и одновременно снижения себестоимости их производства.

Вслед за этими требованиями изменяется конструкция ротационных агрегатов – они становятся все более высокооборотными, увеличиваются их геометрические размеры, в частности, длина, и одновременно уменьшается их материалоемкость. Из-за ухудшения жесткостных характеристик и повышения скоростей вращения такие роторы при эксплуатации могут вызывать чрезмерные вибрации, приводящие к повышенному износу машин, преждевременному выходу их из строя, утомлению и ошибкам операторов, и неудовлетворительному качеству выполнения машинами своих функций.

Основным и наиболее эффективным способом борьбы с вибрацией машин является балансировка их ротационных агрегатов. Но существующая теория и практика балансировки ротационных агрегатов зачастую не дает удовлетворительного результата. Это связано с тем, что в каждой отрасли машиностроения вопросы балансировки традиционно решались обособленно, без общей теоретической основы, опираясь на отраслевой опыт, накопленный отдельными предприятиями. Такие эмпирические методики не всегда удается успешно применить для роторов новой конструкции с более жесткими эксплуатационными требованиями. К тому же нормативные материалы (международные, межгосударственные, государственные, отраслевые, заводские стандарты и методические указания) в большинстве своем содержат лишь требования к балансировке, не предлагая методов их реализации.

В постановку и решение задач балансировки значительный вклад внесли Артоболевский И. И., Архангельский Ю. А., Банах Л. Я., Васильев В. С., Гусаров А. А., Гуськов А. М., Диментберг Ф. М., Зинкевич В. А., Колесник Н. В., Крылов А. А., Левит М. Е., Петров Г. Н., Петрович В. И., Рунов Б. Т., Самаров Н. Г., Самойлов В. А., Шитиков Б. В., Щепетильников В. А., Янишевский А. Ф. Иностранные ученые, отметившиеся значительным вкладом в решение проблемы: Chung J., Green K., Champneys A. R., Ryzhik, B., Wettergren, H.L., Chao, P.C.P., Rodrigues, D.J. Наряду с ведущими научными школами, оригинальные разработки по теории и практике балансировки были выполнены в ДГТУ (РИСХМ, г. Ростов-на-Дону) под руководством Гринькова Ю. В. и Полушкина О. А.

Большинство существующих разработок по балансировке ротационных агрегатов машин были посвящены созданию нормативов конструирования и технологии балансировки жёстких роторов. Использование для нежестких роторов методик и технологий балансировки жёстких роторов не только не даёт эффекта в снижении вибраций, но и может привести к росту виброактивности «сбалансированного» ротора на машине, что недопустимо.

Поставленная в работе научно-исследовательская задача охватывает весь комплекс работ по совершенствованию технологий и оборудования для балансировки ротационных агрегатов машин. В современных условиях актуальность этой проблемы лишь усилилась.

Системный подход к решению этой проблемы в работе позволил раскрыть новые общие закономерности механики роторов и создать на этой основе качественно новые модели неуравновешенности и динамики ротационного агрегата, а также базирующиеся на этих моделях практические методики, технологии и балансировочное оборудование нового поколения. Их использование при проектировании, производстве, эксплуатации и ремонте новых и существующих конструкций роторов гарантирует качество и эффективность балансировки ротационных агрегатов машин любого отраслевого назначения. Снижение виброактивности ротационных агрегатов машин ведет к повышению конкурентоспособности продукции отечественного машиностроения, что и обуславливает актуальность данной работы.

**Объектом исследования** являются динамические процессы, возникающие при вращении ротационных агрегатов, учитывающие конечную изгибную жесткость оси любого ротационного агрегата и конечную податливость его опор.

**Предметом исследования** являются закономерности механики ротора с конечной изгибной податливостью оси, и закономерности динамики неуравновешенного ротора с опорами, обладающими конечной жёсткостью.

**Цель:** Разработка концепции, определяющей системные закономерности механики и балансировки ротационных агрегатов (роторов) машин любого назначения для априорного моделирования их динамики и обеспечения гарантии уравновешенности этих агрегатов при их создании (проектирование, производство) и функционировании (эксплуатация, ремонт).

**Для достижения указанной цели в работе ставятся задачи:**

1. Создать оригинальную классификацию ротора как объекта балансировки по критерию «жесткость».

2. Раскрыть новые закономерности неуравновешенности ротора с конечной изгибной податливостью оси, разработать модель для исследования неуравновешенности.

3. Определить новые закономерности динамики неуравновешенного ротора с опорами, обладающими конечной жёсткостью, и разработать метод для исследования колебаний опор. Обосновать и экспериментально подтвердить обобщенную модель неуравновешенности ротора с высоким уровнем точности.

4. Разработать оригинальный алгоритм обработки сигнала полигармонического процесса колебаний опор ротора и процессов функционирования балансировочного оборудования для создания нового поколения средств измерения дисбалансов.

5. На основе разработанной методики создать метод обоснованного принятия конструктором проектных решений с учетом динамики ротационного агрегата на машине.

6. Разработать научно обоснованный подход к решению технологических аспектов балансировки изделий.

7. Разработать новое поколение балансировочных станков, комплексов и приборов для модернизации существующего балансировочного оборудования.

**Научная новизна** результатов, полученных в диссертационной работе, и **основные положения, выносимые на защиту:**

1. Сформулирован новый системный подход к балансировке роторов, включающий в себя оригинальную классификацию роторов как объектов балансировки на основе нового количественно определённого критерия – «гибкость» оси ротора.

2. Теоретически обоснована и экспериментально подтверждена уточненная на 17 % зависимость неуравновешенности ротора от скорости его вращения. Особенностью новой зависимости является учет искривления оси ротора из-за корректирующих дисбалансов, вводимых при низкочастотной балансировке в плоскостях коррекции вблизи опор ротора.

3. Разработан метод определения характеристик колебаний опор  $n$ -опорного ротора от его неуравновешенности с высоким уровнем адекватности. Особенностью метода является теоретически обоснованная и экспериментально подтвержденная уточненная зависимость, связывающая характеристики (амплитуды и фазы) колебаний опор ротора с характеристиками (значениями и углами) дисбалансов во всех плоскостях его коррекции. Её использование позволяет снизить трудозатраты балансировки в 3-5 раз.

4. Научно обоснован и практически верифицирован оригинальный метод выделения в сложном (со случайными компонентами) полигармоническом процессе колебаний опоры ротора информативной гармонике, амплитуда и фаза которой определяются только характеристиками неуравновешенности ротора. Особенностью метода является возможность исключить влияние колебаний на частоте вращения ротора, вызванные различными сторонними источниками, не связанными с неуравновешенностью ротора.

5. Разработан метод моделирования механики ротационного агрегата для решения всего комплекса задач балансировки при его проектировании, особенностью которого является реализация в формате комплексного алгоритма, решающего такие задачи, как: обеспечение инерционной симметрии, обоснование необходимости балансировки, обоснование метода (статический, динамический) балансировки спроектированного агрегата и (или) его сборочных единиц, обоснование класса ротора, методики и конструктивных нормативов его балансировки.

6. Разработана и реализована методика моделирования механики ротора в решении всего комплекса технологических задач его балансировки. Предложенный метод реализован в формате единого алгоритма и позволил впервые научно обосновать взаимообусловленность таких показателей, как скорость вращения ротора при балансировке, практически предельное значение

корректирующей массы, номинальные значения масс корректирующих элементов, а также формализовать корректировку дисбалансов.

### **Практическая ценность и реализация результатов работы:**

1. Разработанный подход дал возможность на основе учета объективного наличия конечной изгибной жесткости оси любого ротационного агрегата и конечной податливости его опор раскрыть новые закономерности механики и балансировки такого агрегата. Раскрытие отмеченных закономерностей позволило поставить теорию балансировки на общую системную основу, создав предпосылки создания усовершенствованного дифференцированного отраслевого подхода к балансировке роторов машин различного назначения.

2. На основе данного исследования впервые разработаны методические основы моделирования механики ротора в решении всего комплекса задач его балансировки при проектировании, реализованные в формате комплексного алгоритма. Выполненные на этой основе прикладные исследования служат базой создания САД-системы по проектированию ротационных агрегатов машин.

3. Проведенные теоретические исследования позволили поставить на системную основу решение всего комплекса практических вопросов технологической подготовки производства ротационных агрегатов машин, гарантированно обеспечивающей уравниваемость роторов в эксплуатации с минимальными трудозатратами. Выполненные на этой основе прикладные исследования служат базой создания САЕ-системы по технологической подготовке работ по балансировке.

4. Разработано новое поколение балансировочных станков, комплексов и приборов для замены или модернизации существующего балансировочного оборудования. Указанные технические средства внедрены во многих отраслях машиностроения, авиастроения, судостроения.

### **Методология проведения исследований:**

В работе применены методы теоретического и экспериментального исследования. Методологическими и теоретическими основами исследования являются концептуальные положения методов теоретической механики, сопротивления материалов, теории механизмов и машин, теории упругости, теории вероятности, теории колебаний, прикладные исследования в области проектирования, изготовления и эксплуатации элементов машин, механизмов и приводных систем. Методы экспериментального исследования включали наблюдения и измерения требуемых параметров, опытных образцов.

### **Достоверность полученных результатов:**

Достоверность положений и выводов, сформулированных в диссертации, и полученных результатов обеспечена:

- экспериментальной проверкой установленных теоретических зависимостей;
- широким и эффективным внедрением полученных результатов в практику балансировки роторов при проектировании, изготовлении, эксплуатации и ремонте машин самого различного назначения;
- обсуждением полученных результатов с учеными и специалистами на конференциях и семинарах различного уровня.

Проверка выявленных аналитически закономерностей механики и балансировки ротационных агрегатов машин, апробация методик, алгоритмов расчёта и других результатов исследований настоящей работы, их внедрение производились совместной работой с такими предприятиями Ростова-на-Дону и области, как ООО «Комбайновый завод «Ростсельмаш», ООО «Агро-ВИН», ООО «Новатор-Плюс», ОАО «Политек-Сервис», ОАО «ПЭМИ», ОАО «Информ-Система», ООО «ПК» НЭВЗ» (г. Новочеркасск), а также с ООО «Компания «Технология мощности» (г. Иркутск) и многими сельхозпредприятиями Ростовской области и Краснодарского края.

**Практическая значимость и реализация результатов работы:** Выполненные исследования служат базой создания: САД по проектированию ротационных агрегатов машин; САЕ по технологической подготовке работ по балансировке; нового поколения технических средств (балансировочных станков и комплексов) и технологий балансировки. Отмеченные результаты использованы при создании конструкции и технологической подготовке производства измельчителя современного зерноуборочного комбайна; разработке конструкции, создании и модернизации средств балансировки нового поколения. Последние разработки внедрены на многих (более 200) предприятиях России и стран ближнего и дальнего зарубежья.

**Апробация работы:** Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на секционных и пленарных заседаниях конференций ДГТУ (2002 – 2018 гг.), на многих международных, отечественных и зарубежных конференциях (см. список публикаций), результаты экспонировались на международных выставках, в том числе на X Московском международном салоне инноваций и инвестиций (г. Москва, Деловой Двор, 2009 г.), где завоевало диплом и Золотую медаль, на IX Международном салоне изобретений и новых технологий «Новое Время» (г. Севастополь, сентябрь 2013 г.), где завоевало диплом и Золотую медаль; на XIX Международной специализированной выставке «Металлообработка-2018» (г. Москва, ЦВК «Экспоцентр», май 2018 г.), где получило диплом, а также получены заказы из различных стран мира на выставке Automechanika-2018 (г. Франкфурт-на-Майне, Германия, сентябрь 2018 г.).

**Основные работы, опубликованные по теме диссертации:**

По теме диссертации опубликовано 53 научные работы общим объемом 45,0 п.л., с авторским вкладом 27,5 а.п.л., в том числе 2 монографии, 12 статей в рецензируемых изданиях перечня ВАК при Минобрнауки России, 14 статей, индексированных в международной базе Scopus, получено 3 патента.

**Структура и объем работы:** Общий объем диссертации составляет 341 страницу, в том числе основной текст, включающий в себя введение, 6 глав с выводами по каждой и общие выводы по работе, список использованной литературы из 211 наименований, 15 приложений.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Введение** представляет обоснование актуальности балансировки ротационных агрегатов в решении проблемы качества современных машин, историю становления и развития теории и практики балансировки, а также перечень основных научных результатов, выносимых на защиту.

**Первая глава** посвящена аналитическому обзору литературы по теме исследования. В постановку и решение задач балансировки, динамики и вибрации роторов значительный вклад внесли Артюнин А.И., Захаров М.Н., Сызранцев В.Н. и многие другие ученые. Наряду с ведущими научными школами при МГТУ им. Баумана Н.Э. и МИИТ, оригинальные разработки по теории и практике балансировки были выполнены в ДГТУ (РИСХМ, г. Ростов-на-Дону) под руководством Гринькова Ю.В. и Полушкина О.А. Проведенный аналитический обзор работ как отмеченных, так и других ученых и научных школ в области балансировки позволил установить следующее:

- теоретические основы механики и балансировки жёстких и нежёстких роторов не имеют общих предпосылок для совместного их рассмотрения. Вместе с тем, используя в качестве такой предпосылки рабочую гипотезу о конечной изгибной податливости оси любого ротора, можно совместить рассмотрение вопросов механики и балансировки жёстких и нежёстких роторов, построив общий теоретический фундамент для моделирования их динамики;

- отсутствуют разработки по объективному разграничению классов жёстких и нежёстких роторов;

- во многих отраслях машиностроения априори принимают роторы жёсткими для использования апробированных методик решения вопросов их балансировки. Это приводит к крайне негативному результату;

- не созданы достаточно адекватные динамические модели балансируемого ротора на балансировочном станке. Это тормозит совершенствование балансировочного оборудования в вопросах адаптации существующего и разработки нового оборудования для балансировки нежёстких роторов;

- не созданы высокоадекватные динамические модели неуравновешенного ротора на машине. Без этого невозможно создание эффективного балансировочного портативного комплекта, позволяющего балансировать роторы в эксплуатации без разборки машины, и строить вибродиагностические системы оценки качества балансировки роторов машины на выходе производства;

- до конца не разработаны как теоретические обоснования, так и рабочие методики балансировки многоопорных жёстких роторов;

- балансировка нежёстких роторов до последнего времени не имела общей теоретической основы, раскрывающей закономерности динамики таких роторов.

Все отмеченное свидетельствует об отсутствии системного подхода к решению задач балансировки роторов. Это и послужило основой постановки представленных выше цели и задач диссертационного исследования.

**Вторая глава** посвящена раскрытию новых закономерностей механики деформирования оси нежесткого ротора и построению на их основе оригинальной модели его неуравновешенности.

Ось ротора и геометрическое место расположения центров масс элементарных сечений невращающегося ротора, перпендикулярных его оси, не



совпадают практически у каждого реального ротора из-за погрешностей его исполнения.

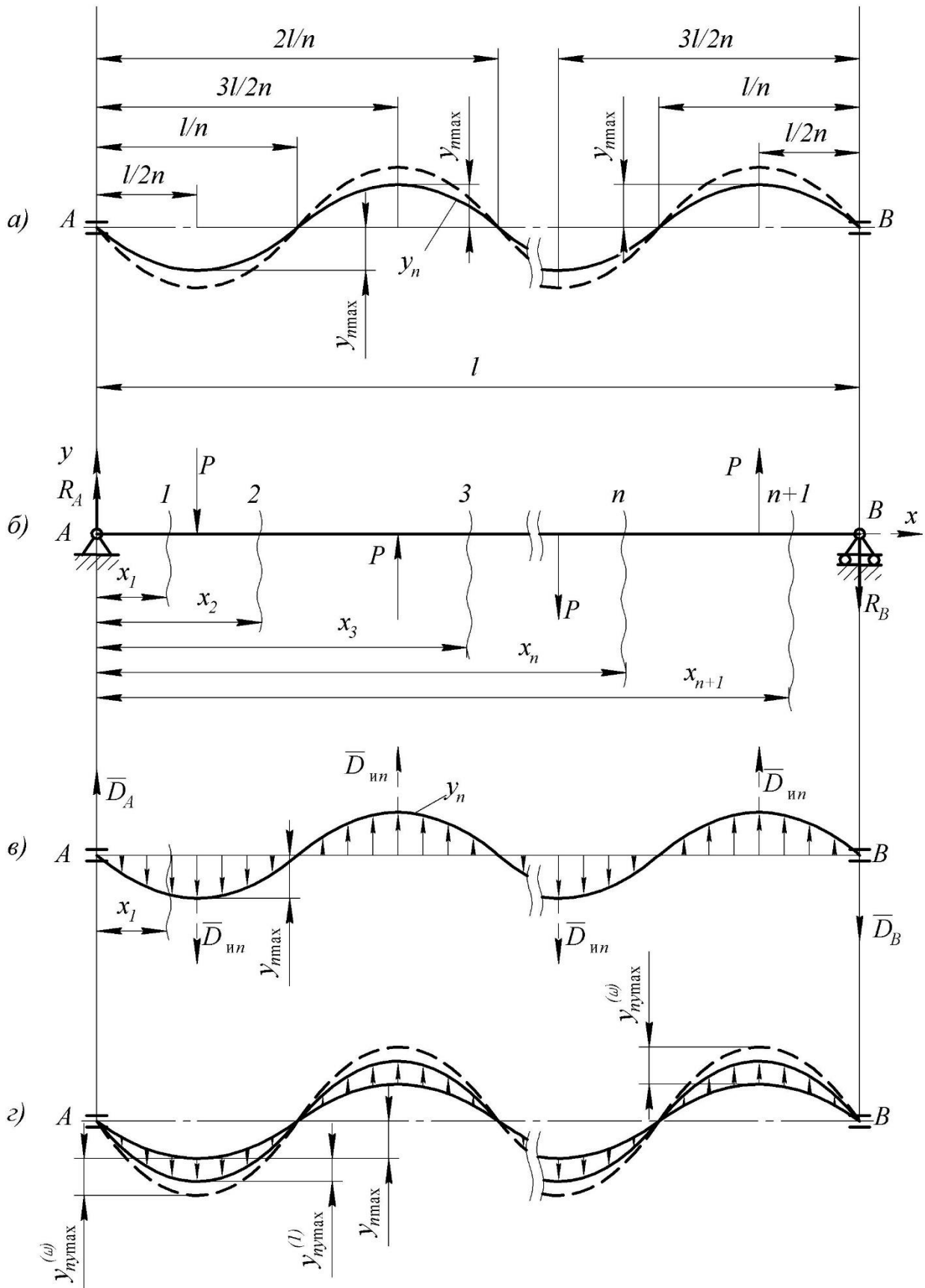


Рис. 1. К определению закономерностей упругого изгиба оси ротора по-й собственной форме

В общем случае это геометрическое место имеет вид пространственной кривой, концы которой совпадают с центрами опор ротора. Функцию векторов отклонений точек этой кривой от оси ротора по её длине назвали исходным искривлением оси ротора. Разложение этой функции в ряд позволяет представить её в виде векторной суммы собственных форм изгиба в различных плоскостях, содержащих ось вращения ротора. Каждая из этих форм вносит в конструкцию ротора  $n$  локальных дисбалансов  $\overline{D}_{ин}$  – результирующий вектор дисбалансов, распределенных неравномерно по одной волне  $n$ -й собственной формы искривления оси ротора (рис. 1).

Теоретически обосновано, что

$$\overline{D}_{ин} = \frac{5}{8} \frac{m}{n} \overline{y}_{n\max}, \quad (1)$$

где  $m$  – масса ротора, кг;  $n$  – номер собственной формы изгиба оси;  $\overline{y}_{n\max}$  – стрела прогиба на каждой волне  $n$ -й собственной формы изгиба оси, мм.

С приведением ротора во вращение со скоростью  $\omega$  каждый из дисбалансов  $\overline{D}_{ин}$  приведет к усилию, создающему дополнительную упругую деформацию оси ротора по  $n$ -й собственной форме. С использованием методов сопротивления материалов нашли эту деформацию и получили общее выражение для определения суммарной стрелы  $\overline{Y}_{n\max}^{(\omega)}$  прогиба оси ротора, вращающегося со скоростью  $\omega$ :

$$\overline{Y}_{n\max}^{(\omega)} = \frac{\overline{y}_{n\max}}{1 - a_n}; \quad a_n = \beta_n \omega^2 = \frac{\beta_1}{n^4} \omega^2 = 0,01 \frac{\omega^2 m l^3}{EJ \cdot n^4}, \quad (2)$$

где дополнительно к введенным выше обозначениям имеем:  $E$  – модуль упругости материала ротора, Па;  $\beta_n$  – величина, обратная квадрату  $n$ -й критической скорости  $\omega_{крn}$  вращения ротора,  $c^2$ ;  $\beta_1$  – величина, обратная квадрату его первой критической скорости  $\omega_{кр1}$ ,  $c^2$ .

На каждом участке, имеющем длину  $l/n$ , деформация оси на скорости  $\omega$  приведет к возникновению результирующего вектора  $\overline{D}_{ин}^{(\omega)}$  распределенных неравномерно дисбалансов, определяемого как

$$\overline{D}_{ин}^{(\omega)} = \frac{5}{8} \cdot \frac{m}{n} \overline{Y}_{n\max}^{(\omega)} = \frac{5}{8} \cdot \frac{m}{n} \cdot \frac{\overline{y}_{n\max}}{1 - a_n}. \quad (3)$$

Вся совокупность  $n$  локальных дисбалансов  $\overline{D}_{ин}^{(\omega)}$  такого ротора приводится к главному вектору  $\overline{D}_{стn}^{(\omega)}$  или главному моменту  $\overline{M}_{Dn}^{(\omega)}$  дисбалансов, определяемых выражениями:

$$\overline{D}_{стn}^{(\omega)} = \frac{1 - (-1)^n}{2} \overline{D}_{ин}^{(\omega)}; \quad \overline{M}_{Dn}^{(\omega)} = \frac{1 - (-1)^{n+1}}{2} \overline{D}_{ин}^{(\omega)} \cdot \frac{l}{2}. \quad (4)$$

Регистрируемые балансировочным станком корректирующие дисбалансы  $\overline{D}_{кn1}^{(\omega)}$ ,  $\overline{D}_{кn2}^{(\omega)}$  являются функциями  $\omega$  и потому низкочастотная балансировка

любого ротора на скорости  $\omega_\delta$  не гарантирует его уравновешенность на эксплуатационной скорости  $\omega_\varepsilon > \omega_\delta$  из-за роста  $Y_{n \max}^{(\omega)}$  по (2).

Аналитически описанные с помощью (2), (3) новые закономерности механики упругого деформирования оси вращающегося ротора и связанных с этим его разбалансировок сводятся к следующим:

– распределённые по каждой собственной форме дисбалансы вращающегося ротора создают упругий изгиб его оси по той же форме;

–  $n$ -я критическая скорость вращения ротора, моделируемого как однородный круговой цилиндр, кратна  $n^2$ , где  $n$  – номер собственной формы изгиба оси ротора;

– дисбалансы, создаваемые исходным искривлением оси ротора, зависят от  $\omega$ ;

– ротор, сбалансированный на скорости  $\omega_\delta \ll \omega_{kp1}$ , с приведением его во вращение со скоростью  $\omega_\delta < \omega < \omega_{kp1}$  оказывается неуравновешенным из-за возникновения дисбалансов от дополнительного упругого прогиба оси по первой собственной форме, определяемого не только проявлением исходного искривления оси на скорости  $\omega > \omega_\delta$ , но и действием корректирующих дисбалансов, установленных при балансировке ротора.

Зависимость (2) совместно с соотношениями (3)...(4) представляют оригинальную обобщенную математическую модель неуравновешенности ротора. Её входом является скорость  $\omega$  вращения ротора, выходом – характеристики неуравновешенности ротора. Собственные свойства этой модели характеризуются параметрами  $\beta_1$  и  $y_{n \max}$ . Практическое использование построенных моделей неуравновешенности ротора требует определённости значений этих параметров. Разработанная методика идентификации собственных свойств модели неуравновешенности каждого балансируемого ротора на балансировочном станке обеспечивает решение этой задачи.

При  $n=1$  построенная обобщенная модель неуравновешенности ротора сводится к зависимостям, полученным и экспериментально проверенным автором настоящей работы в кандидатской диссертации. Это подчеркивает корректность построенной обобщенной модели.

**Глава 3** раскрывает новые закономерности динамики неуравновешенного ротора на податливых опорах и построенные на этой основе механико-математические модели колебания ротора от его неуравновешенности.

Используя общепринятое допущение о функциональной (или близкой к ней) зависимости характеристик колебаний, генерируемых неуравновешенностью ротора, от характеристик его неуравновешенности, приходим к практически единственной возможности определения последних посредством замеров этих колебаний. При этом необходимо учитывать закономерности регистрации и анализа этих колебаний:

– использование аналоговых фильтров не даёт достаточной точности и приводит к значительному искажению фазы результирующей гармоники  $\bar{A}_p = a_p \sin(2\pi f + \varphi_p)$  с частотой  $f$  вращения ротора;

– в общем случае  $\bar{A}_p$  представляет собой сумму искомой (она названа «информативной») гармоники  $\bar{A}_и = a_и \sin(2\pi f + \varphi_и)$  от неуравновешенности рассматриваемого ротора и множества других гармоник с частотой  $f$ , генерируемых при работе машины иными источниками. Для идентификации характеристик неуравновешенности ротора необходимо из  $\bar{A}_p$  выделить гармонику  $\bar{A}_и$ .

Для надежного и точного выделения  $\bar{A}_p$  впервые предложена математическая фильтрация регистрируемого сложного колебательного процесса  $y(t)$  его аппроксимацией зависимостью:

$$\begin{aligned} y(t) &= a_p \sin(\omega t + \varphi_p) = a_p \sin \omega t \cos \varphi_p + a_p \cos \omega t \sin \varphi_p = \\ &= Ax_1(t) + Bx_2(t) \end{aligned} \quad (5)$$

с помощью рекуррентного метода наименьших квадратов (РМНК). С расчетом эмпирических коэффициентов  $A$  и  $B$  амплитуду  $a_p$  и фазу  $\varphi_p$  выделяемой гармоники с частотой  $f = \omega / 2\pi$  находим как:

$$a_p = \sqrt{A^2 + B^2}; \quad \varphi_p = \text{sign}(B) \arccos \frac{A}{a_p}. \quad (6)$$

В общем случае:

$$\bar{A}_p = \bar{A}_и + \bar{A}_c + \bar{A}_п, \quad (7)$$

где дополнительно введены:  $\bar{A}_c$  – суммарная гармоника от всех сторонних источников колебаний с частотой  $f$ ;  $\bar{A}_п$  – суммарная гармоника от погрешностей исполнения всех элементов передач рассматриваемого ротора на машине, генерирующих колебания с частотой  $f$ .

При балансировке ротора на станке полагают  $\bar{A}_p = \bar{A}_и$ . Выделение из  $\bar{A}_p$  её компоненты  $\bar{A}_и$  требуется только при балансировке ротора на месте (на работающей машине).

По результатам проведенных исследований разработана общая методика выделения информативной гармоники  $\bar{A}_и$  в сложном колебательном процессе опоры балансируемого ротора на машине и формализованный для использования компьютера алгоритм решения этой задачи.

С определением амплитуды  $a_{иi} = A_i$  и фазы  $\varphi_{иi} = \varphi_i$  информативной гармоники  $\bar{A}_{иi}$  колебаний каждой  $i$ -й опоры балансируемого (на станке или на месте) ротора ставится задача идентификации характеристик его неуравновешенности. В общем случае  $n$ -опорной ( $i=1 \dots n$ ) роторной системы с выделенными в ней  $n$  плоскостями коррекции ( $j=1 \dots n$ ) эти характеристики интерпретировали как:

$$\{\bar{D}\} = \{\bar{D}_1 \bar{D}_2 \dots \bar{D}_j \dots \bar{D}_n\} = \left\{ D_1 e^{i\alpha_1} D_2 e^{i\alpha_2} \dots D_j e^{i\alpha_j} \dots D_n e^{i\alpha_n} \right\}, \quad (8)$$

где  $\bar{D}_j$  – дисбаланс в  $j$ -й плоскости коррекции, имеющий значение  $D_j$  и угол  $\alpha_j$ .

При этом вибрационное состояние всех опор описывается матрицей – столбцом

$$\{\bar{A}\} = \{\bar{A}_1 \bar{A}_2 \dots \bar{A}_i \dots \bar{A}_n\} = \left\{ A_1 e^{i\varphi_1} A_2 e^{i\varphi_2} \dots A_i e^{i\varphi_i} \dots A_n e^{i\varphi_n} \right\}. \quad (9)$$

В работе реализована модель колебаний ротора от неуравновешенности -

$$\{\bar{A}\} = [\bar{k}] \{\bar{D}\},$$

(10)

где  $[\bar{k}]$  – матрица векторных коэффициентов влияния  $\bar{k}_{ij} = k_{ij}e^{i\beta_{ij}}$ . Разработана оригинальная методика идентификации этих коэффициентов.

С идентификацией параметров модели балансируемого ротора характеристики его неуравновешенности определяются как:

$$\{\bar{D}\} = [\bar{k}]^{-1} \{\bar{A}\}, \quad (11)$$

где  $[\bar{k}]^{-1}$  – матрица, обратная  $[\bar{k}]$ ;  $\{\bar{A}\} = \{\bar{A}_0\} = \{\bar{A}_{10} \dots \bar{A}_{i0} \dots \bar{A}_{n0}\}$  – матрица-столбец характеристик колебаний опор балансируемого ротора от исходной его неуравновешенности.

Расчеты как параметров моделей колебаний роторной системы, так и характеристик её неуравновешенности формализованы для реализации на компьютере.

Предложенный в главе метод математической фильтрации информативной компоненты колебательного процесса, совместно с учетом запаздывания  $\beta_{ij}$  обеспечили создание высокоадекватной модели колебания ротора на балансировочном станке.

**Глава 4** представляет моделирование процесса функционирования ротора в решении задач балансировки при его проектировании. Целью балансировки (она до настоящего времени четко не определена) является обеспечение при максимальной возможной эксплуатационной скорости вращения ротационного агрегата на машине выполнения условия:

$$D_{остj} \leq D_{допj}; \quad j = 1 \dots n_k, \quad (12)$$

где  $D_{остj}, D_{допj}$  – значения остаточного и допустимого дисбалансов ротационного агрегата в его  $j$ -й плоскости коррекции соответственно;  $n_k$  – число плоскостей коррекции агрегата.

При выполнении (12) качество балансировки ротора на машине тем выше, чем меньше значение осредненного геометрически критерия:

$$\varepsilon_\delta = \sqrt{\frac{1}{n_k} \sum_{j=1}^{n_k} \left( \frac{D_{остj}}{D_{допj}} \right)^2}; \quad 0 \leq \varepsilon_\delta \leq 1. \quad (13)$$

В реальных условиях балансировка изделий осуществляется с  $\varepsilon_\delta \leq 0,9$ .

В соответствии с действующими стандартами, определение  $D_{допj}$  проектируемого агрегата производится статическим распределением по  $n_k$  плоскостям коррекции допустимого значения  $D_{ст доп}$  главного вектора его дисбалансов, определяемого как:

$$D_{ст доп} = \frac{(e\omega)_{\max}}{\omega_{\max}} m, \quad (14)$$

где дополнительно обозначены  $(e\omega)_{\max}$  – максимальное допустимое значение критерия качества балансировки проектируемого ротора, соответствующее классу точности его балансировки по МС ИСО 1940, ГОСТ 22061.

Задачи проектного синтеза уравновешенной конструкции ротационного агрегата решены моделированием с использованием модели неуравновешенности ротора, разработанной в гл. 2. В перечень этих задач входят все, представленные блоками непредопределенных операций на рис. 2.

*Обеспечение инерционной симметрии* (блок 4 на рис. 2) (т. е. конструктивной уравновешенности) проектируемого ротационного агрегата, имеющего рабочие элементы (ножи, молотки, резцы и т. п.), выполнено при условии, что значение дисбалансов от каждого такого элемента  $D_i = D_0 = const$ .

Разработан алгоритм расчета на компьютере характеристик неуравновешенности от асимметрии этих элементов и алгоритм расчета корректирующих дисбалансов, конструктивно вводимых в ротор и обеспечивающих его инерционную симметрию.

Для обоснования необходимости балансировки роторов машин массового и серийного производства (блок 5 на рис. 2) ввели объективное условие:

$$D_{Hjпр} > D_{допj} ; j = 1..n_k, \quad (15)$$

где  $D_{Hjпр}$  – практически предельное значение начального дисбаланса в  $j$ -й плоскости коррекции проектируемого ротора на скорости  $\omega_3$  его вращения. При этом задача обоснования необходимости балансировки проектируемого ротора трансформируется в задачу обоснования возможности исключения этой операции, решаемой апостериори после стабилизации производства статистическим анализом с использованием закона Максвелла рассеивания случайных значений  $D_{Hj}$  для множества агрегатов данного типоразмера.

*Обоснование метода (статический, динамический) балансировки спроектированного агрегата и (или) его сборочных единиц* (блок 8 на рис. 2) свелось к моделированию балансируемого изделия как однородного гладкого цилиндра с габаритными размерами реального изделия и получению необходимого и достаточного условий эффективного использования статической балансировки этого изделия. Необходимое условие требует, чтобы статическая балансировка не ухудшала динамического состояния ротора. Достаточное условие – чтобы после статической балансировки изделия требование (12) гарантированно выполнялось для плоскостей коррекции  $j=1,2$ , совпадающих с опорами.

Характерно, что лишь изделия с  $l/d \approx 0,866$ , а не как это принято до сих пор – с  $l/d \leq 0,2...0,25$ , можно балансировать статически с обеспечением требований стандартов к качеству балансировки ( $l$  и  $d$  – габаритные размеры балансируемого изделия).

*Обоснование класса ротора, методики и конструктивных нормативов его балансировки* (блоки 9, 10, 11 на рис. 2) осуществлено с использованием построенной в гл. 2 новой модели неуравновешенности ротора.

Априорное определение  $\omega_{кр1}$  (с помощью  $\beta_1$  из (2) при  $n=1$ ) выявляет спектр критических скоростей  $\omega_{кр1}, \omega_{кр2} = 4\omega_{кр1}, \dots, \omega_{крn} = n^2\omega_{кр1}$ , сравнение которого с

заданным  $\omega_э$  – ( $\omega_{кр(n-1)} < \omega_э \leq \omega_{крn}$ ) позволяет найти номер  $n$  собственной формы, по которой следует балансировать спроектированный ротационный агрегат. При  $n > 1$  агрегат должен последовательно балансироваться по каждой их собственных форм  $i=1 \dots n$ .

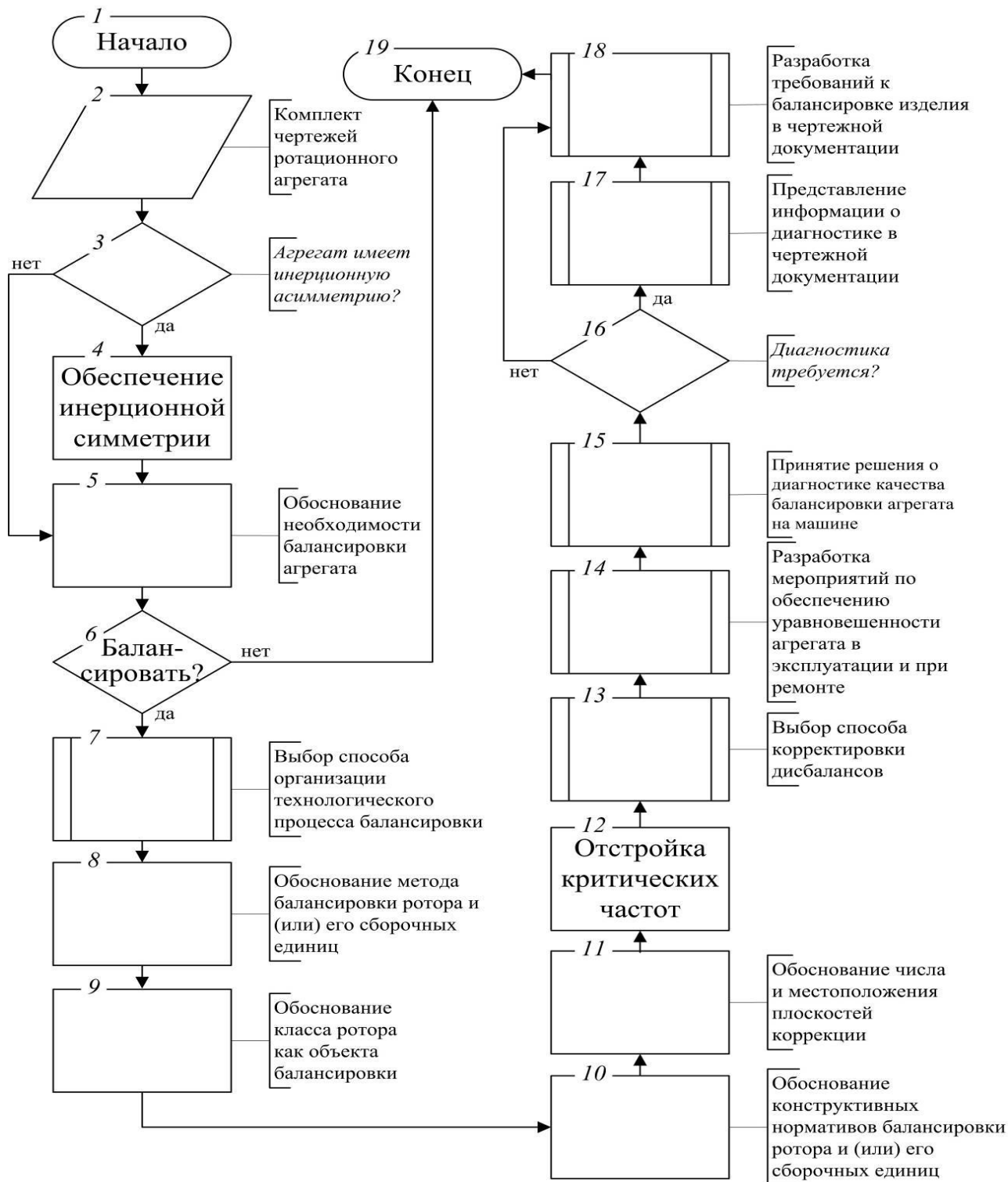


Рис. 2. Обобщенный алгоритм проектирования уравновешенной конструкции ротационного агрегата машины

Построенная с помощью той же модели неуровновешенности классификация роторов по признаку «гибкость» вводит для введенных классов жестких, квазижестких, квазигибких и гибких роторов четко определенные количественно

границы разделения. При этом к классу жестких, квазижестких и квазигибких могут относиться только роторы, балансируемые по 1-й собственной форме; к гибким могут относиться роторы, балансируемые по любой собственной форме.

Обоснование класса ротационного агрегата как объекта балансировки, методики и технологических нормативов (скорости вращения агрегата при его балансировке, числа и местоположения плоскостей коррекции, значений допустимых дисбалансов), гарантирующих качественное выполнение балансировки агрегата с достижением её цели по (16) – все эти задачи, предусмотренные блоками 9, 10, 11 на рис. 2, решаются на компьютере с помощью представленного в работе формализованного алгоритма.

Построенная в гл. 2 модель неуравновешенности ротора использована также для *отстройки критических частот* (блок 12 на рис. 2) – задачи, возникающей при близких значениях  $\omega_{\text{э}}$  и  $\omega_{\text{кр}k}$  ( $k=1\dots n$ ) спроектированного агрегата. Её решение сводится к разнесению друг от друга этих значений и при строго регламентированном  $\omega_{\text{э}}$  требует увеличения  $\omega_{\text{кр}k}$ .

Особо остро эта задача стоит для гибкого ротора, балансируемого по 1-й собственной форме изгиба и требующего перевода в класс квазигибких для снижения трудоемкости балансировки.

Рассмотрен особый случай отстройки критической частоты агрегата, балансируемого по  $n>1$ -й собственной форме изгиба.

Решение задачи отстройки критических частот также формализовано для использования компьютера.

**Глава 5** посвящена моделированию динамики неуравновешенного ротора в решении задач создания новых технологий и технических средств балансировки, осуществленных с помощью новых научных результатов, полученных в гл. 2, 3. Практическая реализация технологической подготовки работ по балансировке (ТПРБ) по алгоритму на рис. 3 требует решения на отмеченной научной основе прикладных задач, содержащихся в блоках неопределенных операций этого алгоритма.

Все *новые технологии балансировки* роторов различных классов по признаку «гибкость» строятся практической реализацией методик их балансировки, разработанных в гл. 4. Эти технологии представляют собой различные модификации обобщенной базовой технологии балансировки двухопорного жесткого ротора с неизменяемой геометрией (типовая технология динамической балансировки).

Для агрегата (например, станочного шпинделя), допускающего при функционировании конечные изменения геометрии в виде осевых перемещений  $j$ -й сборочной единицы ( $j=2,3,\dots$ ) относительно 1-й сборочной единицы, обоснована оригинальная технология балансировки, которая сводится к реализации базовой технологии при различных относительных положениях этих сборочных единиц.



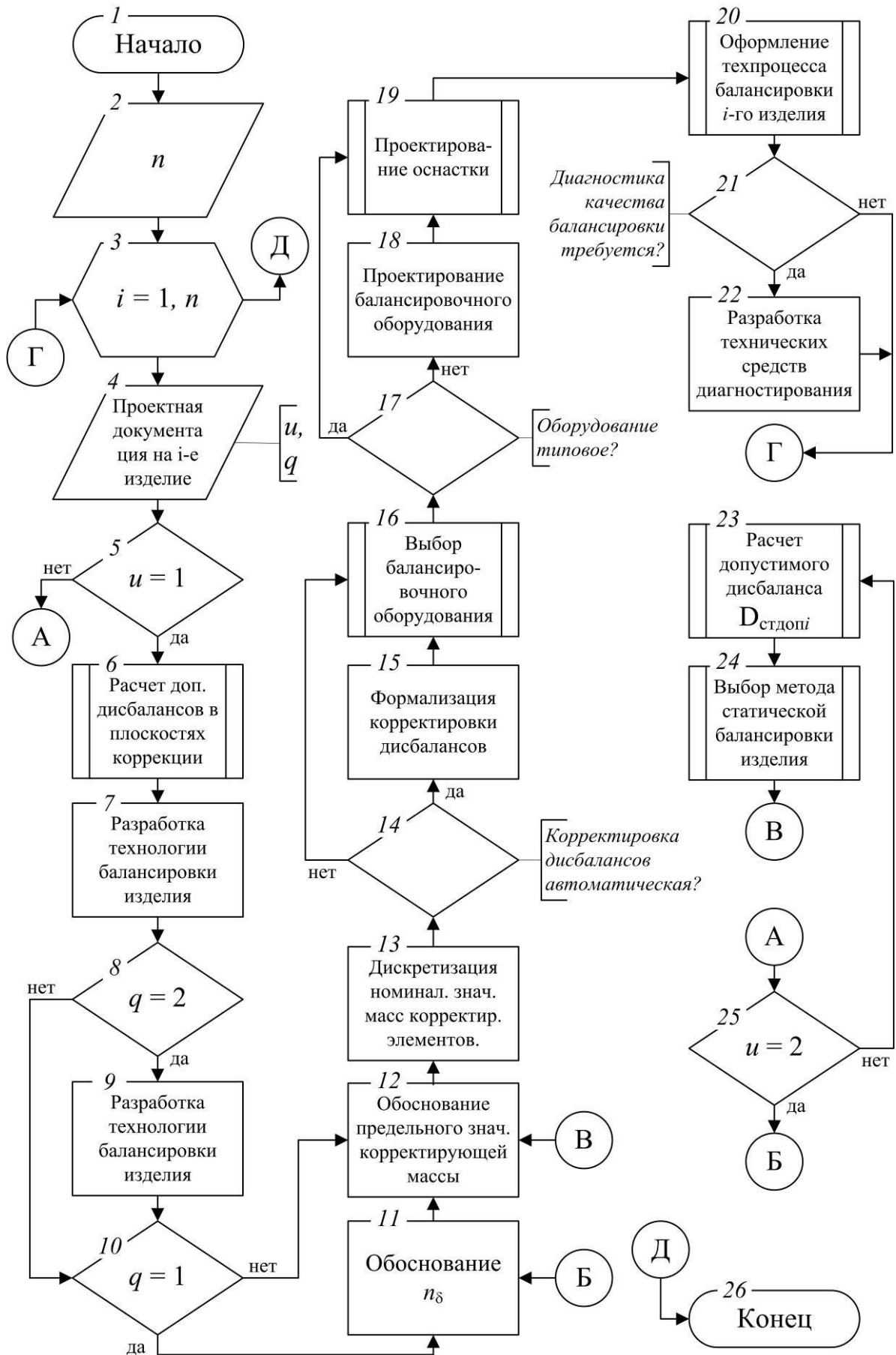


Рис. 3. Обобщенный алгоритм технологической подготовки работ по балансировке роторных агрегатов машины, их деталей

Роторы с конечными относительными угловыми перемещениями сборочных единиц требуют отдельной балансировки каждой из них.

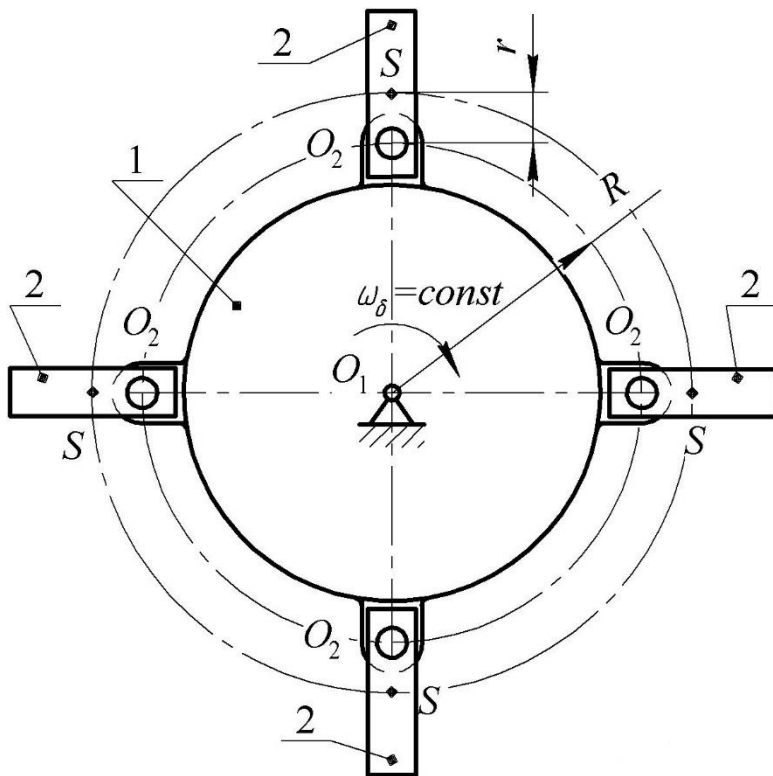


Рис. 4. Схема агрегата с шарнирными рабочими элементами

Для агрегата с шарнирными рабочими элементами (поз. 2 на рис. 4), имеющего малые изменения геометрии при функционировании (отклонения  $S$  от прямой  $O_1 O_2$ ), разработана рациональная технология балансировки, включающая подбор этих элементов по массе с разделением их на несколько классов, сборку агрегата с установкой в диаметрально противоположных его точках рабочих элементов одного весового класса и балансировку по технологии, принятой для класса этого агрегата по признаку «гибкость».

Одной из проблем ТПРБ агрегатов с шарнирными рабочими элементами является обоснование скорости  $\omega_\delta$

балансировки такого агрегата, обеспечивающей необходимое «развертывание» шарнирных элементов в поле сил инерции. Решение этой задачи привело к получению необходимого условия  $\omega_\delta > \sqrt{g/R}$ , с выполнением которого это «развертывание» возможно, и достаточного условия:

$$\omega_\delta \geq \sqrt{\frac{g}{0,5fd_{III} - \alpha_{\min}^* R} \cdot \frac{r}{R+r}}, \quad (16)$$

с выполнением которого «развертывание» шарнирных элементов гарантированно обеспечивает требуемую точность балансировки  $D_{ст доп}$  агрегата. В этом соотношении  $g$  – ускорение силы тяжести,  $m/c^2$ ;  $R$  и  $r$  – размеры, представленные на рис. 4, м;  $f$  – коэффициент трения материалов, контактирующих в шарнире (находится по справочникам);  $d_{III}$  – номинальный диаметр контактирующих в шарнире поверхностей, м;  $\alpha_{\min}^*$  – минимальное допустимое отклонение рабочего элемента от его идеального положения, зависящее от  $D_{ст доп}$  и рассчитываемое по зависимостям, полученным в работе.

Обоснование практически предельного значения  $m_{k j пр}$  корректирующей массы в каждой из  $j=1..n_k$  плоскостей коррекции балансируемого ротора машин

массового и серийного производства позволяет технологу предусмотреть и избежать предупредительными мерами возможность появления брака по несбалансированности, когда в  $j$ -й плоскости коррекции необходимо добавить или удалить корректирующую массу  $m_{kj}$ , большую, чем предусмотрено конструкцией ротора. Последнее и обеспечивается нахождением значения  $m_{kjпр} = D_{нjпр} / R_{kj}$ , где, наряду с раскрытым ранее  $D_{нjпр}$ ,  $R_{kj}$  – задаваемый радиус корректировки в  $j$ -й плоскости коррекции.

Расчеты  $D_{нjпр}$  по полученным в работе выражениям и  $m_{kjпр}$  формализованы для реализации их на компьютере.

*Дискретизация номинальных значений масс корректирующих элементов* осуществляется при ТПРБ, если проектировщиком предусмотрена корректировка дисбалансов ротора добавлением корректирующих масс. При этом необходимое для уравнивания ротора значение  $m_{kj}$  корректирующей массы в  $j$ -й плоскости коррекции подбирается из специально изготовленного набора  $n$  корректирующих элементов:

$$m_{kj} = k_1 m_{k1} + k_2 m_{k2} + \dots + k_n m_{kn}, \quad (17)$$

где  $k_1 \dots k_n$  – число корректирующих элементов, имеющих массу  $m_{k1}, \dots, m_{kn}$ .

Все расчеты по обоснованию  $n$  и  $m_{ki}$  для  $i=1, \dots, n$  формализованы для реализации на компьютере.

*Формализация корректировки дисбалансов* требуется при необходимости разнесения корректирующей массы по нескольким точкам окружности радиуса  $R_{kj}$  в окрестности  $\varphi_{kj} - \pi/2 < \alpha < \varphi_{kj} + \pi/2$  точки коррекции, определяемой углом  $\varphi_{kj}$  корректирующего дисбаланса  $\bar{D}_{kj}$  в  $j$ -й плоскости коррекции, найденным замером на балансировочном станке. Основное требование к такому разнесению – полная совокупность разнесенных точечных корректирующих масс должна обеспечить требуемое значение  $D_{kj}$  и угол  $\varphi_{kj}$  корректирующего дисбаланса  $\bar{D}_{kj}$ . Реализация этого требования может быть осуществлена многими способами. Не ставя целью рассмотреть их все, а лишь раскрывая принцип решения этой задачи, рассмотрели только случай установки корректирующих элементов в специальные отверстия, равноудалённые друг от друга на окружности радиуса  $R_{kj}$ .

Расчеты по формализации корректировки дисбалансов для этого случая алгоритмизированы для использования компьютера, что особо важно при автоматической балансировке.

Проведенный анализ недостатков существующих балансировочных станков и результаты исследований по гл. 2, 3 позволили разработать *основы создания балансировочных станков нового поколения*, лишенных этих недостатков. Рекомендовано привод вращения ротора на балансировочном станке осуществлять асинхронным электродвигателем с частотным регулированием.

Такой привод обеспечивает высокую стабильность заданной скорости  $\omega_\delta$ , позволяет осуществлять программируемые плавные запуск и торможение вращения изделия в очень широком диапазоне скоростей, что существенно расширяет диапазон инерционно-массовых и геометрических характеристик балансируемых роторов. Управление отмеченным приводом с целью реализации всех его преимуществ осуществляется компьютером по специально разработанной программе. Для станка с таким приводом разработана методика обоснования  $\omega_\delta$ .

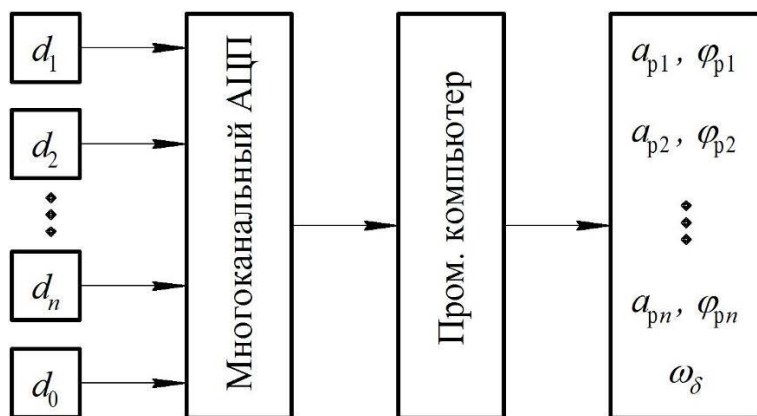


Рис. 5. Схема измерения колебаний опор балансирующего станка нового поколения

Предложена новая методика оценки характеристик колебаний  $n$  опор балансирующего станка, генерируемых неуравновешенностью  $n$ -опорного ротора, с помощью математической фильтрации колебательного процесса опоры. Эта методика реализуется посредством представленной на рис. 5 структурной схемы синхронного измерения амплитуд  $A_i = a_{pi}$  и фаз  $\varphi_i = \varphi_{pi}$  колебаний с частотой  $\omega_\delta$  всех  $n$  опор

балансирующего станка нового поколения. На нем показаны датчики  $d_1..d_n$  колебаний каждой  $i = 1..n$  опоры балансирующего станка и датчик  $d_0$  углового позиционирования балансируемого изделия. Все расчеты по этой методике ведутся на компьютере в реальном времени.

Помимо расчетов  $A_i = a_{pi}$ ,  $\varphi_i = \varphi_{pi}$  для  $i=1..n$  опор балансируемого ротора на станке (у современных станков максимальное  $n=4$ , у станков нового поколения  $n$  может быть неограниченным), станочный компьютер реализует методику идентификации параметров  $[k]$  модели колебаний и расчет характеристик неуравновешенности балансируемого ротора по (11). Компьютер балансирующего станка нового поколения позволяет реализовать формализованную корректировку дисбаланса в каждой плоскости коррекции с использованием оговоренного выше алгоритма. Результаты расчета по этому алгоритму выдаются на дисплей для каждой плоскости коррекции в виде значений корректирующих масс, помещённых в каждой из точек коррекции с определенным углом.

На балансирующем станке нового поколения, благодаря инновациям, введённым в их конструкцию по результатам проведенных исследований, трудоёмкость балансировки изделий снижается в 2-3 раза по сравнению с балансировкой на станке существующего поколения.

К достоинствам балансирующего станка нового поколения также относится его крайне высокая универсальность, позволяющая не только легко и оперативно адаптировать этот станок к балансировке партий новых типоразмеров роторов с

очень широким диапазоном варьирования геометрических и инерционно-массовых характеристик, но и осуществлять на нем балансировку единичного изделия. Разработана методика решения этой задачи для  $n$ -опорного ротора, требующая  $n + 1$  запуск такого станка.

По результатам исследований гл. 2, 3 решена проблема алгоритмической балансировки ротационных агрегатов на месте (без снятия их с машины) *разработкой теоретических основ создания балансировочного комплекта нового поколения*. По своей сути этот комплект представляет собой измерительную систему балансировочного станка нового поколения (см. рис. 5), методика автономного функционирования которой предусматривает замер  $\bar{A}_{pi}$ ,  $i=1\dots n$  с выделением из этой гармоники информативной её компоненты  $\bar{A}_{ii}$  с амплитудой  $a_{ii}=A_i$  и фазой  $\varphi_{ii}=\varphi_i$ . При этом (в отличие от балансировочных станков, где полагается  $\bar{A}_{ii}=\bar{A}_{pi}$ ) требуется использовать разработанную в гл. 3 методику, учитывающую характер привода на машине её балансируемого  $n$ -опорного ротационного агрегата. Совмещением отмеченного алгоритма выделения  $\bar{A}_{ii}$ ,  $i=1\dots n$  с алгоритмом балансировки единичного изделия на балансировочном станке нового поколения разработана оригинальная технология надежной и точной идентификации дисбалансов ротора на машине. В этом главное отличие балансировочного комплекта нового поколения от существующих аналогов, функционирующих по методу «проб и ошибок».

**Глава 6** содержит примеры внедрения результатов исследования в практику проектирования, производства, эксплуатации и ремонта ротационных агрегатов машин различного назначения.

*Решение комплекса вопросов балансировки ротора на стадии его проектирования* выполнено по заказу ОАО «КЗ «Ростсельмаш» для барабана измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros-530» (рис. 6, где: 1 – вал барабана, 2 – приводной шкив, 3 – шарнирные ножи, 4 – диски для установки в их отверстиях корректирующих масс). Используя аналоги, проектировщики отнесли этот барабан к классу жестких и назначили для него традиционную низкочастотную динамическую балансировку ( $\omega_{\delta} = 52,36 \text{ с}^{-1}$ ) с корректировкой в двух плоскостях коррекции у опор. Однако приведение этого барабана во вращение на машине с рабочей частотой  $n=3650 \text{ мин}^{-1}$  выявило крайне недопустимый уровень генерируемых им вибраций.

С помощью разработанных в гл. 4 алгоритмов были решены все проектные задачи балансировки рассматриваемого барабана, предусмотренные блок-схемой на рис. 2. Согласно расчетам проведенным с исходными данными, полученными априори из чертежей барабана и справочной литературы, барабан без шкива (в созданной его конструкции) необходимо отнести к квазижестким роторам, требующим низкочастотной балансировки в плоскостях коррекции, отстоящих от опор на расстояниях  $A = C = 624 \pm 2 \text{ мм}$  (см. рис. 6), с допустимым значением главного вектора дисбалансов на эксплуатационной частоте вращения  $D_{\text{ст.доп.}} = 4,53 \text{ гм}$ . Также была обоснована необходимость динамической (а не статической, как это было принято ранее) балансировки приводного шкива барабана как жесткого ротора с нормой точности  $D_{\text{ст.доп.}} = 0,35 \text{ гм}$ . По

результатам этих расчетов были сформулированы технические требования к балансировке этого барабана в его чертежной документации, которые были приняты и внедрены в ОАО «КЗ «Ростсельмаш».

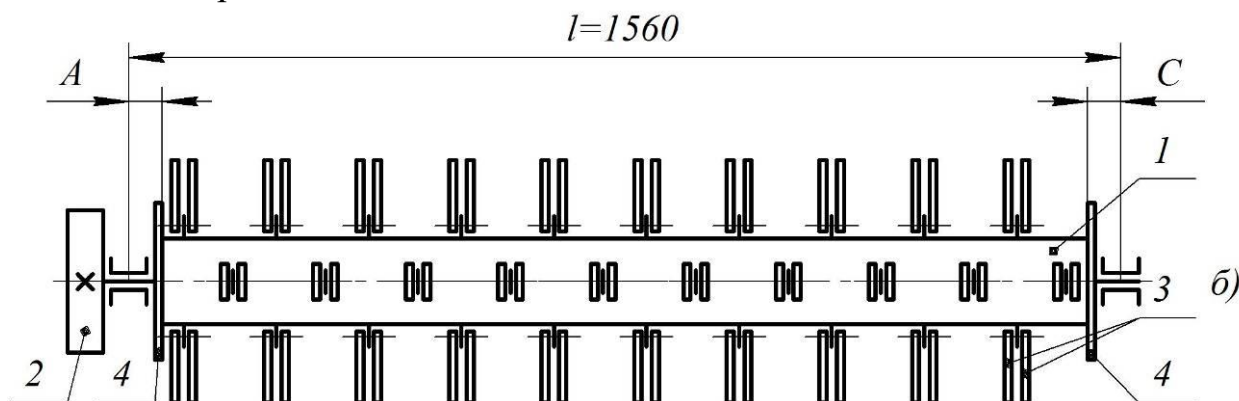


Рис. 6. Барабан измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros-530»

Решение комплекса вопросов ТПРБ выполнено для того же барабана измельчителя (рис. 6) для условий его изготовления на заводе «Ростсельмаш». С использованием разработок гл. 5 были решены все технологические задачи балансировки, предусмотренные блок-схемой на рис. 3. При этом были разработаны новые технологии и технологические нормативы балансировки отдельно барабана и шкива его привода на балансировочном оборудовании, имеющемся на заводе «Ростсельмаш», которые были внедрены технологическими службами этого завода.

Анализ результатов замеров и корректировки неуравновешенности испытуемых карданных передач для каждого из этапов эксперимента показывает, что балансировка на существующих станках ведущих отечественных и зарубежных фирм, использующих модель колебаний опор неуравновешенного ротора на станке со скалярными коэффициентами влияния, требует 4-5 основных балансировочных циклов (без учёта последнего контрольного замера), т.е. приблизительно 40-50 мин. основного технологического времени балансировки.

Балансировка тех же передач на станке нового поколения, использующего векторные коэффициенты влияния, учитывающие разность фаз возникающих воздействий от неуравновешенности и колебаний опор балансировочного станка, требует 2-3 основных балансировочных цикла (20-30 мин основного технологического времени).

Балансировка тех же объектов на станке нового поколения, использующего векторные коэффициенты влияния с уточненными недиагональными элементами их матрицы, требует 1-2 основных балансировочных циклов (10-20 мин основного технологического времени).

Рис. 7. иллюстрирует результаты балансировки карданной передачи № 2 при различных моделях колебаний опор балансировочного станка от неуравновешенности балансируемого изделия. Из него следует, что использование уточненной матрицы векторных коэффициентов влияния обеспечивает повышенное качество балансировки передачи за один основной балансировочный цикл. С использованием скалярных коэффициентов влияния

требуемое качество балансировки  $\Delta m_{\text{доп}} = 0,3$  г обеспечивается за 5 балансировочных циклов, а повышенная точность не может быть достигнута.

Рис. 8 представляет осредненные результаты эксперимента – число  $r$  циклов балансировки карданных передач (с учётом контрольного замера) при различных моделях колебаний опор балансировочного станка. Из него следует, что использование векторных коэффициентов влияния в 3,5 раза снижает трудозатраты балансировки изделия.

Изложенное наглядно иллюстрирует эффективность использования разработок настоящего исследования (моделей и алгоритмов) в снижении трудозатрат балансировки минимум на 50 %, (а максимум в 5 раз) за счет повышения адекватности этих моделей, оцениваемой точностью измерения значений и углов начальных дисбалансов балансируемого изделия.

С использованием разработанных в гл. 5 основ создания балансировочного оборудования нового поколения в 2009–2018 гг. осуществлены:

– модернизация четырех балансировочных станков в ООО «КЗ «Ростсельмаш». На каждом из этих станков был заменен привод на рекомендованный частотно-регулируемый и полностью заменена измерительная система с реализацией её по схеме на рис. 5 для  $n=2$  и использованием для идентификации дисбалансов новой модели (11). Это позволило более чем в три раза снизить трудоемкость балансировки с гарантированным обеспечением её качества. В 2012 г. на договорных условиях такая модернизация проведена для станка МС 9356-1, используемого в ООО «ПК «НЭВЗ» для балансировки якорей тяговых двигателей электровозов;

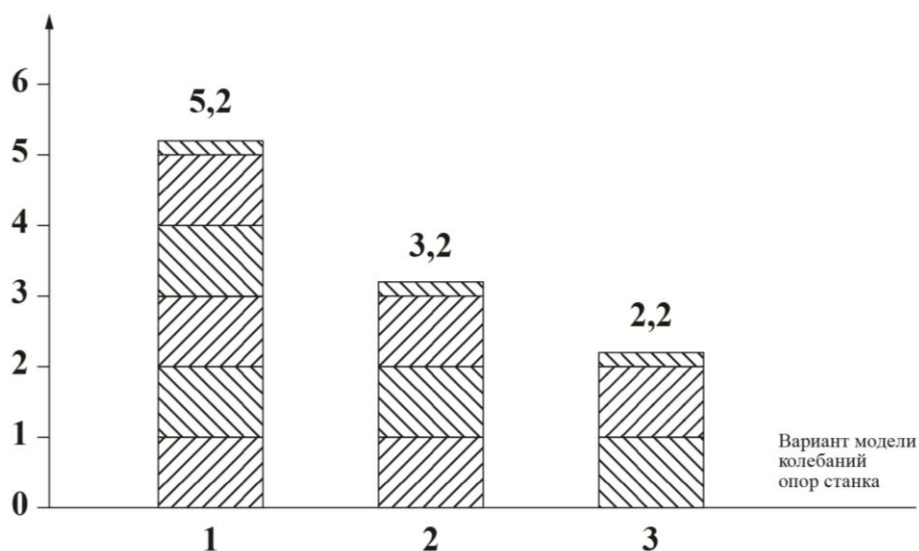


Рис. 7. Трудозатраты балансировки карданной передачи № 2 при различных моделях колебаний опор балансировочного станка:

- 1 – модель с использованием скалярной матрицы  $[K_{ij}]$  коэффициентов влияния (М. Е. Левит, В. М. Рыженков, Richard Muller и др.);
- 2 – модель с использованием векторной матрицы  $[K_{ij}]$  коэффициентов влияния (авторская разработка);

3 – модель с использованием уточненной векторной матрицы  $[K_{ij}]$  коэффициентов влияния, оптимизированной для балансировки серийных изделий (авторская разработка).

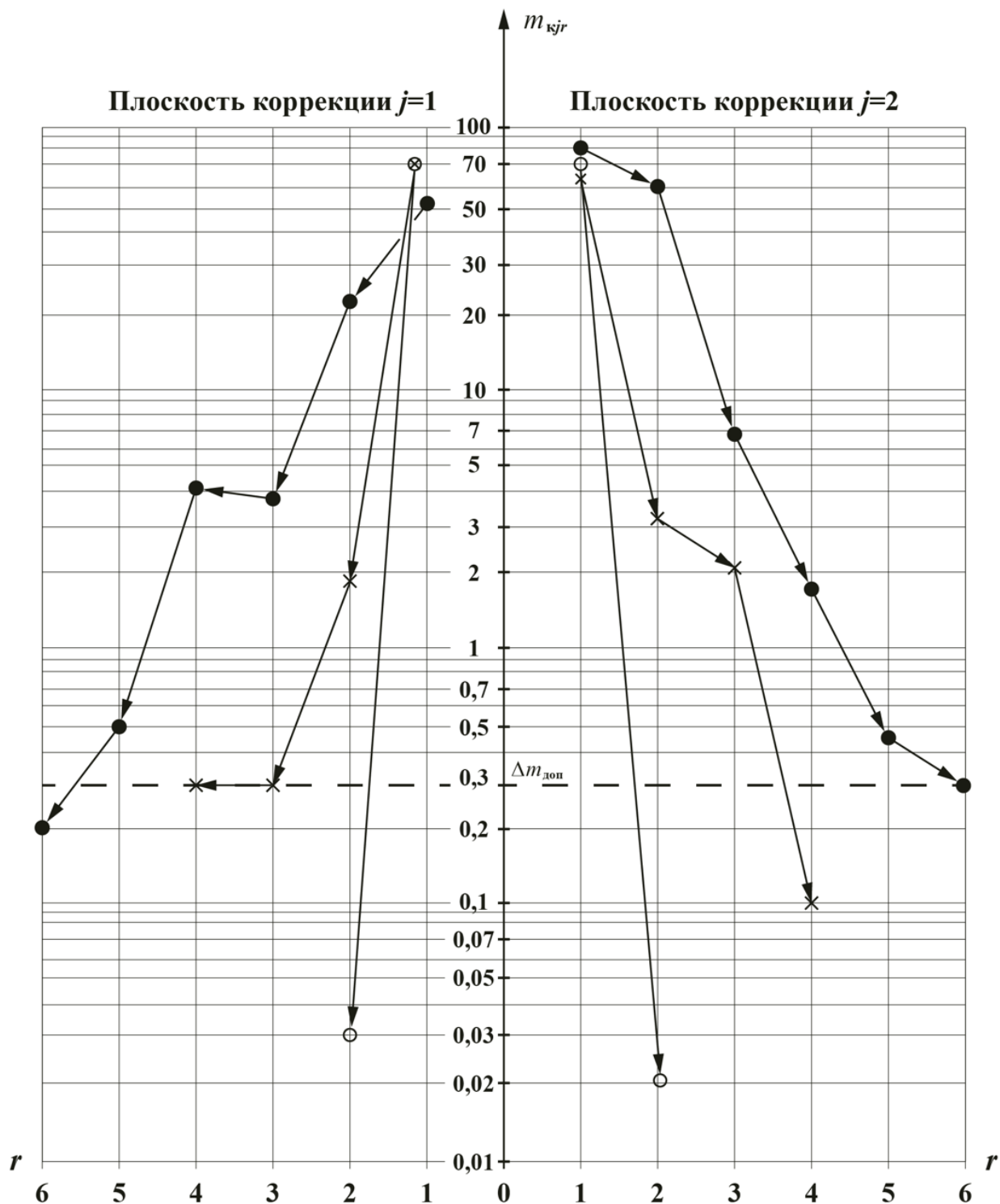


Рис. 8. Осредненное число  $r$  циклов балансировки карданных передач при различных моделях колебаний её опор на балансировочном станке:

- – модель с использованием скалярной матрицы  $[K_{ij}]$  (М. Е. Левит, В. М. Рыженков, Richard Muller и др.);
- × – модель с использованием векторной матрицы  $[K_{ij}]$  (авторская разработка);



○ – модель с использованием уточненной векторной матрицы  $[K_{ij}]$ , оптимизированной для балансировки серийных изделий (авторская разработка).

– создание (проектирование и изготовление) балансировочных станков нового поколения с той же инновацией, что использована при модернизации станков. Характеристики этих станков превосходят технико-экономические показатели их аналогов, выпускаемых ведущими зарубежными фирмами;

– создание балансировочного комплекта нового поколения, состоящего из пьезоэлектрических датчиков, бесконтактного лазерного отметчика оборотов, многоканального АЦП и ноутбука. Он прошел широкую апробацию посредством успешной балансировки самых различных ротационных агрегатов (более 100) на месте их установки для различных предприятий РФ.

В 2012 г. автором совместно с ДГТУ было организовано малое инновационное предприятие ООО «Энсет», осуществляющее внедрение результатов исследования и выполнившее по отмеченным направлениям работы общим объемом на сумму более 230 млн руб.

Успешное функционирование технических средств балансировки нового поколения, созданного с использованием полученных проведенными исследованиями новых научных результатов, является самым убедительным аргументом достоверности этих результатов.

**Основные результаты и выводы выполненных экспериментальных и теоретических исследований заключаются в следующем:**

В рамках настоящего диссертационного исследования, являющегося научно-квалификационной работой, на основании полученных автором результатов разработана концепция, определяющая системные закономерности механики и балансировки ротационных агрегатов (роторов) машин любого назначения для априорного моделирования их динамики и обеспечения гарантии уравновешенности этих агрегатов при их создании (проектирование, производство) и функционировании (эксплуатация, ремонт), что позволило решить крупную научную проблему, имеющую важное значение для развития российского машиностроения.

1. Теоретическое рассмотрение динамики ротационного агрегата в виде нежёсткого ротора, имеющего исходное пространственное искривление оси по  $n = 1, 2, 3, \dots$  собственным формам, позволило установить и аналитически описать закономерности упругой деформации его оси и связанных с нею дисбалансов, возникающих при вращении ротора с различной скоростью. Созданная на этой основе концепция, определяющая системные закономерности механики (новые механико-математические модели неуровновешенности и балансировки ротационных агрегатов (роторов)), имеет в 2-5 раз большую точность определения начальных дисбалансов, чем существующие методы. Разработанная методика идентификации параметров таких моделей, характеризующих их собственные свойства, позволяет достоверно и надёжно решать эту задачу как при проектных расчётах по разработанным для компьютера алгоритмам, так и при балансировке конкретного изделия по средствам

сокращения трудозатрат его балансировки в среднем до 3,5 раз за счёт такого же сокращения числа её балансировочных циклов, обеспечиваемого точными и надёжными результатами замеров и их обработки на компьютере станка.

2. Принципиально новый подход к идентификации колебаний опор ротора, генерируемых на частоте вращения его неуравновешенностью, при наличии сторонних источников колебаний той же частоты, не связанных с неуравновешенностью ротора, и разработанный обобщенный алгоритм решения этой задачи на компьютере позволяют с 95 % - м уровнем достоверности, 100 %-й надёжностью и высокой точностью (погрешность не более 5 %) определять характеристики неуравновешенности ротора при его балансировке на месте. Использование в теории и практике балансировки роторов понятия векторного коэффициента влияния дисбаланса в  $j$ -й плоскости приведения (коррекции) на характеристики колебаний  $i$ -й опоры ротора (на станке или на месте) позволило построить обобщённую механико-математическую модель динамики  $n$ -опорного ротора с  $n$  плоскостями коррекции, адекватность которой многократно (до 5 раз) превышает адекватность существующих моделей (например, моделей, используемых в станках для балансировки 3-х шарнирных карданных передач производство фирмы Schenck). Разработанный метод идентификации параметров такой модели гарантирует 95 %-ю надёжность и точность решения этой задачи при реализации балансировки на станке или на месте. Отмеченное, наряду с использованием новой методики идентификации характеристик колебаний опор ротора от его неуравновешенности, открыло перспективы создания балансировочного оборудования нового поколения.

3. Предложенная (теоретически обоснованная и практически апробированная) математическая фильтрация полигармонических колебательных процессов со случайными составляющими по алгоритму рекуррентного метода наименьших квадратов, в отличие от существующих методов аналоговой фильтрации таких процессов, используемых в настоящее время при балансировке роторов на станках и на месте, позволяет надёжно и точно выделять требуемую гармонику с дисперсией до 5 % от суммарной дисперсии колебательного процесса. Это обеспечивает качественно новый уровень идентификации характеристик (амплитуды и фазы) колебаний опор ротора при его балансировке – единственного источника информации о динамической неуравновешенности балансируемого ротора.

4. Предложенный метод реализован в формате единого алгоритма и позволил впервые научно обосновать взаимообусловленность таких показателей, как скорость вращения ротора при балансировке, практически предельное значение корректирующей массы, номинальные значения масс корректирующих элементов, а также формализовать корректировку дисбалансов. Использование этого алгоритма для решения комплекса вопросов балансировки карданных передач позволило в 3,5 раза снизить число балансировочных циклов и основное технологическое время балансировки. Это подтверждено постановкой сравнительных экспериментов с использованием существующего и разработанного уточненного алгоритма идентификации дисбалансов балансируемого изделия. Разработка формализованных для использования компьютера алгоритмов решения этих задач служит основой создания

несуществующей ныне САД по проектированию уравновешенных ротационных агрегатов машин любого назначения.

5. Раскрытие новых закономерностей механики нежесткого ротора позволило поставить на общую теоретическую основу решение всех задач проектирования уравновешенных конструкций ротационного агрегата любых машин:

- обеспечение инерционной симметрии ротационного агрегата;
- обоснование метода балансировки агрегата и/или его сборочных единиц;
- обоснование класса ротора, методики и конструктивных нормативов его балансировки;
- отстройка критических частот.

6. Балансировочный станок, создаваемый с использованием отмеченного выше, практически полностью лишен недостатков современных станков, описанных в п. 5.3. Имея специальное или специализированное назначение, такой станок может эффективно использоваться для балансировки самых различных изделий серийного и единичного производства, не требуя для этого изменения конструкции и измерительной системы.

Алгоритмически функционирующий балансировочный комплект, создаваемый на отмеченной выше основе, и разработанная технология его использования обеспечивают гарантию качества балансировки агрегата на месте. Он может быть рекомендован к использованию в любых отраслях машиностроения как средство диагностики в производстве и как средство балансировки в эксплуатации и при ремонте машин.

7. Результаты исследования получили апробацию их широким внедрением в практику проектирования, производства и ремонта машин самого различного назначения (см. Приложения). Так, к 2010 году были:

- обоснованы конструктивные и технологические нормативы балансировки барабана измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros 530», отнесённого к классу квазижестких роторов. Они коренным образом отличаются от нормативов, которые были приняты проектировщиком этого агрегата, необоснованно интерпретировавшего его как жесткий ротор. Эти нормативы внедрены как в конструкцию, так и в технологию балансировки этого агрегата в ООО «КЗ «Ростсельмаш»;

- по заказам предприятий осуществлены модернизация десяти и изготовление 142 балансировочных станков и 45 комплектов нового поколения. Все они безотказно и эффективно работают уже более десяти лет, не теряя своих преимуществ перед отечественными и зарубежными аналогами производства известных фирм;

- изготовленный балансировочный комплект нового поколения был эффективно использован для балансировки на месте карданных валов автомобилей (в 2010–2018 гг. эту балансировку прошло более 3000 автомобилей), вентиляторов проточно-отопительных систем производственных цехов, барабанов измельчителей зерноуборочных комбайнов, барабанов стенда измерения мощности автомобиля и других ротационных агрегатов машин после их ремонта.

Все отмеченное, а также работы, выполненные в 2012–2018 гг. ООО «Энсет», подчеркивают достоверность, научную и практическую ценность результатов проведенного исследования.

### **Перспективы дальнейшей разработки темы:**

- разработка методов балансировки и совершенствование конструкции карданных и коленчатых валов;
- развитие методов балансировки дискообразных роторов.

### **Основные положения диссертации опубликованы в работах:**

#### **Монография**

1. Полушкин О. О. Балансировка нежестких роторов: моногр. / О. О. Полушкин. – Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2011. – 159 с. (10 п.л./ 5 а.п.л.).
2. Полушкин О.О. Полушкин О.А. Балансировка карданных передач. М.: Инновационное машиностроение, 2020. – 176 с. (11 п.л. / 7 а.п.л.).

### **Статьи в журналах, рецензируемых в международных базах цитирования Scopus и WoS**

3. Polushkin, O.O. Static balancing of rotating bodies /Polushkin, O.O./ Russian Engineering Research, 2010. 30(2), с. 125-127. (0,5 п.л. / 0,2 а.п.л.).
4. Polushkin, O.O. Rotor drive in a balancing machine / Polushkin, O.O./ Russian Engineering Research, 2012, 32(2), с. 118-122. (0,4 п.л. / 0,4 а.п.л.).
5. Polushkin, O.O. More efficient balancing of rotors / Polushkin, O.A., Polushkin, O.O., Fofana, I.M. // Russian Engineering Research, 2017, 37(7), стр. 574–578. (0,8 п.л. / 0,3 а.п.л.).
6. Polushkin, O.O. Structural–non-assuring group within the kinematic chain of self-aligning spatial three-link cam mechanisms / Zhanashev, I.Z., Nauryzbayev, R.K., Saparbayev, Y.E.T., ...Anuarbekov, K.K., Polushkin, O.O. // News of the National Academy of Sciences of the Republic of Kazakhstan, Series of Geology and Technical Sciences, 2019, 1(433), стр. 51–56. (0,5 п.л. / 0,2 а.п.л.).
7. Polushkin, O.O. Flood risk management in Allala River (Algeria) using Flood frequency analysis and hydraulic modeling/ Issam, B., Khadzhibi, A., Kravchenko, L., ...Groshev, L., Polushkin, O.// E3S Web of Conferences, 2019, 135, 01093. (0,6 п.л. / 0,2 а.п.л.).
8. Polushkin, O.O. Justifying the productivity of a grain dryer in the climate of the Southern Urals / Shepelev, S., Vnukov, D., Chumakov, V., ...Lebedenko, V., Ponomareva, S.// E3S Web of Conferences, 2019, 135, 01012. (0,5 п.л. / 0,3 а.п.л.).
9. Polushkin, O.O. Methodology and results of studying soil moisture after the interaction with the operating devices / Parkhomenko, G., Bozhko, I., Kambulov, S., ...Beskopilniy, A., Olshevskaya, A. // E3S Web of Conferences, 2020, 175, 09006. (0,5 п.л. / 0,2 а.п.л.).
10. Polushkin, O.O. Strategic planning system for agricultural production and agro logistic in Russia/Kholodov, O., Kholodova, M., Kolycheva, Z., ...Olshevskaya, A., Khozyaev, I.//IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, 918(1), 012144. (0,6 п.л. / 0,2 а.п.л.).
11. Polushkin, O.O. Analysis of noise sources in the acoustic field of a combine harvester's rotating thresher drum/Stepanov, V., Polushkin, O., Kireev, S., Korchagina, M.// IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, 918(1), 012146. (0,6 п.л. / 0,2 а.п.л.).

12. Polushkin, O.O. Mathematical and laboratory modeling of resonant impact on the spike for the purpose of grain selection/Soloviev, A., Matrosov, A., Panfilov, I., ...Rudoy, D., Chebanenko, V.// E3S Web of Conferences, 2020, 210, 05017. (0,7 п.л. / 0,3 а.п.л.).
13. Polushkin, O.O. Influence of the cross-sectional shape of a reinforced bimodular beam on the stress-strain state in a transverse impact/Beskopylny, A., Kadomtseva, E., Meskhi, B., Strelnikov, G., Polushkin, O.// Buildings, 2020, 10(12), стр. 1–20, 248. (1 п.л. / 0,3 а.п.л.).
14. Polushkin, O.O. Finite element simulation of airflow in a field cleaner/Panfilov, I.A., Soloviev, A.N., Matrosov, A.A., ...Rudoy, D.V., Pakhomov, V.I.// IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, 1001(1), 012060. (0,8 п.л. / 0,4 а.п.л.).
15. Polushkin, O.O. A Mathematical Model of a Differential Drive with a Limited Gear Ratio/ Efimov, A., Polushkin, O., Kireev, S., Korchagina, M.// Transportation Research Procedia, 2021, 54, стр. 699–711. (0,5 п.л. / 0,3 а.п.л.).
16. Polushkin, O.O. Fatigue Strength of an Aircraft Wing Panel with a Repair Patch Based on the Filled Hole at Various Values of Interference Fit/Nizev, V., Polushkin, O., Kireev, S., Stepanov, V.// Transportation Research Procedia, 2021, 54, стр. 150–156. (0,6 п.л. / 0,3 а.п.л.).

#### **Статьи в рецензируемых журналах перечня ВАК**

17. Полушкин О. О. Обоснование метода балансировки изделия / О. О. Полушкин // Вестн. машиностроения. – 2010. – № 2. – С. 29–32. (0,6 п.л. / 0,2 а.п.л.)
18. Полушкин О. О. Балансировочный комплект нового поколения / О. О. Полушкин // Научное обозрение. – 2011. – № 5. – С. 275–282. (0,5 п.л. / 0,5 а.п.л.).
19. Полушкин О. О. Привод вращения ротора на балансировочном станке / О. О. Полушкин // Вестн. машиностроения. – 2012. – № 2. – С. 6–9. (0,6 п.л. / 0,6 а.п.л.).
20. Полушкин О. О. Ремонт балансировочных станков с модернизацией их измерительных систем и приводов / О. О. Полушкин // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2012. – № 1. – С. 9–15. (0,5 п.л. / 0,5 а.п.л.).
21. Полушкин О. О. Модель неуравновешенности ротора, балансируемого по  $n$ -й собственной форме изгиба / О. О. Полушкин // Научное обозрение. – 2012. – № 1. – С. 77–82. (0,5 п.л. / 0,5 а.п.л.).
22. Полушкин О. О. Выделение информативной гармоник при балансировке ротора [Электронный ресурс] / О. О. Полушкин // Инженер. вестн. Дона. – Электрон. науч.-инновац. журн. – 2012. – № 2. – URL: <http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n2y2012/893>. – Загл. с экрана. – № гос. регистрации 0421100096. (0,4 п.л. / 0,4 а.п.л.).
23. Полушкин О. О. Балансировочный комплект нового поколения / О. О. Полушкин // Вестн. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер.: Машиностроение. – 2012. – № 2. – С. 39–46. (0,4 п.л. / 0,4 а.п.л.).
24. Полушкин О. О. Виброволновая очистка кардана автомобиля от эксплуатационных и производственных загрязнений /Бабичев А.П., Пастухов

- Ф.А., Давыдова И.В., Гутета К.В., ЭльДадуки А.М., Полушкин О.О. /Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2015. № 5-2 (313). С. 249-255. (0,3 п.л. / 0,2 а.п.л.).
- 25.Полушкин О. А. Повышение адекватности механико-математической модели динамики ротора на балансировочном станке / О. А. Полушкин, О. О. Полушкин, И. М. Фофана // Вестн. Донск. гос. техн. ун-та. – 2016. – Т. 16, № 1 (84). – С. 27–35. (0,4 п.л. / 0,3 а.п.л.).
- 26.Полушкин О. О. Механико-математическая модель неуравновешенности нежесткой карданной передачи / О. А. Полушкин, О. О. Полушкин, И. М. Фофана // Вестн. Донск. гос. техн. ун-та. – 2017. – № 2 (89). – С. 23–30. (0,5 п.л. / 0,4 а.п.л.).
- 27.Полушкин О. А. Повышение эффективности балансировочного оборудования нового поколения / О. А. Полушкин, О. О. Полушкин, И. М. Фофана // Вестн. машиностроения. – 2017. – № 4. – С. 19–23. (0,6 п.л. / 0,5 а.п.л.).
- 28.Полушкин О. О. Проектное обеспечение конструктивной уравновешенности (инерционной симметрии) дискообразных роторов/ Коба Я.Д., Полушкин О. О., Полушкин О.А.// Вестник машиностроения – 2021. – № 4. – С. 14-20. (0,4 п.л. / 0,3 а.п.л.).

#### **Патенты**

- 29.Пат. на полезную модель 123947 Российская Федерация, МПК G 01 М 1/28. Устройство корректировки дисбалансов карданного вала / О. А. Полушкин, О. О. Полушкин; заявитель и патентообладатель – ДГТУ. – № 2012132764/28; заявл. 31.07.2012; опубл. 10.01.2013, Бюл. № 1.
- 30.Патент на изобретение RU 2692967 С1, 28.06.2019. Заявка № 2018132384 от 11.09.2018. Активный гс-фильтр для обработки сигналов пьезоэлектрических датчиков. Полушкин О.О., Денисенко Д.Ю., Прокопенко Н.Н., Выродов А.С.
- 31.Патент на изобретение RU 2709312 С1, 17.12.2019. Заявка № 2019100987 от 16.01.2019. Способ газопламенного напыления порошковых материалов с получением покрытия на никелевой основе посредством термораспылителя. Синолицин Э.К., Полушкин О.О., Бабец А.В., Сиденков В.А.

#### **Статьи в сборниках и трудах научно-технических конференций**

- 32.Полушкин О. О. О балансировке нежестких роторов сельскохозяйственных машин / О. О. Полушкин // Теория и проектирование сельскохозяйственных машин: материалы Всеросс. науч.-техн. конф., посвященной 100-летию со дня рождения И. И. Смирнова. – Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2004. – С. 91–92. (0,4 п.л. / 0,4 а.п.л.).
- 33.Полушкин О. О. Низкочастотная балансировка нежестких роторов / О. О. Полушкин, О. А. Полушкин // Сб. докладов Междунар. конф. по теории механизмов и механике машин. – Краснодар: КубГТУ, 2006. – С. 174–175. (0,3 п.л. / 0,2 а.п.л.).

34. Полушкин О. А. Идентификация дисбалансов двухпорного жесткого ротора – новый подход / О. А. Полушкин, О. О. Полушкин // Тр. VIII Междунар. науч.-техн. конф. по динамике технологических систем. – Т. 3. – Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2007. – С. 183–187. (0,3 п.л. / 0,2 а.п.л.).
35. Полушкин О. А. Трехплоскостная балансировка двухпорного нежесткого ротора / О. А. Полушкин, О. О. Полушкин // Проблемы исследования и проектирования машин: сб. статей IV Междунар. науч.-техн. конф., ноябрь 2008 г. – Пенза: Приволжский Дом знаний, 2008. – С. 106–108. (0,2 п.л. / 0,2 а.п.л.).
36. Полушкин О. О. Балансировка роторов с малыми отклонениями геометрии [Электронный ресурс] / О. О. Полушкин // Сб. ст. Междунар. науч.-практ. конф. в рамках VII пром. конгр. Юга России, 7–9 сент. 2011 г. – Ростов-на-Дону, 2011. – Секц. I. – 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM). – № гос. регистрации 0321103287. – С. 243–260. (0,5 п.л. / 0,5 а.п.л.).
37. Полушкин О. О. Балансировка ротационных агрегатов сельхозмашин на месте / О. О. Полушкин, О. А. Полушкин // Инновационные технологии в науке и образовании – ИТНО-2014: сб. науч. тр. Междунар. науч.-метод. конф., сент. 2014 г. – Ростов-на-Дону, зерноград: СКНИИМЭСХ, 2014. – С. 337–340. (0,3 п.л. / 0,2 а.п.л.).
38. Полушкин О. О. Обобщенная модель неуравновешенности карданной передачи / О. О. Полушкин, О. А. Полушкин, В. Н. Радевич, И. М. Фофана // Инновационные технологии в науке и образовании – ИТНО-2014: сб. науч. тр. Междунар. науч.-метод. конф., сент. 2014 г. – Ростов-на-Дону, зерноград: СКНИИМЭСХ, 2014. – С. 340–343. (0,3 п.л. / 0,1 а.п.л.).
39. Полушкин О. А. Балансировка многопорных карданных передач / О. А. Полушкин, О. О. Полушкин, И. М. Фофана // Инновационные технологии в науке и образовании – ИТНО-2016: сб. науч. тр. Междунар. науч.-метод. конф., сент. 2016 г. – Ростов-на-Дону, зерноград: СКНИИМЭСХ, 2016. – С. 175–179. (0,3 п.л. / 0,2 а.п.л.).
40. Полушкин О. О. Партнер предприятий региона на рынках НТИ /Ефременко И.Н., Полушкин О.О. // В сборнике: Вопросы формирования и проблемы реализации национальной технологической инициативы в регионах сборник докладов участников I международной научно-практической конференции. 2019. С. 9-11. (0,2 п.л. / 0,1 а.п.л.).

#### **Публикации в других изданиях**

41. Полушкин О. О. Механика квазигибкой роторной системы / О. А. Полушкин, О. О. Полушкин // Вестн. Донск. гос. техн. ун-та. – Ростов-на-Дону, 1999. – С. 88–94. (0,2 п.л. / 0,1 а.п.л.).
42. Полушкин О. О. Анализ инерционной размерной цепи сборной конструкции ротационного агрегата / О. А. Полушкин, О. О. Полушкин, В. С. Василенко. – Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2000. – Деп. в ВИНТИ 29.12.00, № 3310-В00. (0,4 п.л. / 0,2 а.п.л.).
43. Полушкин О. О. Классификация ротационных агрегатов сельхозмашин по критерию «гибкость» и специфика их балансировки / О. О. Полушкин, О. А. Полушкин, М. В. Савенков // Научные основы решения проблем

- сельскохозяйственного машиностроения: сб. науч. тр. – Тула: ТулГУ, 2003. – С. 95–103. (0,7 п.л. / 0,2 а.п.л.)
- 44.Полушкин О. А. О задачах точностного расчета ротационных агрегатов сельхозмашин / О. А. Полушкин, О. О. Полушкин, М. А. Бугаевский // Изв. ТулГУ. Сер.: Проблемы сельскохозяйственного машиностроения. – Вып. 1. – Тула: ТулГУ, 2004. – С. 113–119. (0,6 п.л. / 0,4 а.п.л.)
- 45.Савенков М.В. Моделирование технологического процесса балансировки барабанов измельчителей зерноуборочных комбайнов /М.В. Савенков О. О. Полушкин, О. А. Полушкин // Изв. ТулГУ. Сер.: Проблемы сельскохозяйственного машиностроения. – Вып. 1. – Тула: ТулГУ, 2004. – С. 135–141. (0,7 п.л. / 0,3 а.п.л.)
- 46.Полушкин О. О. Специфика ротационных агрегатов сельхозмашин и задачи их исследования как объектов управления качеством / О. О. Полушкин, М. А. Бугаевский. – Ростов-на-Дону: ДГТУ. – Деп. в ВИНТИ 01.07.2005, № 942-В2005. (0,4 п.л. / 0,3 а.п.л.)
- 47.Полушкин О. О. Балансировка роторов, допускающих относительные конечные перемещения сборочных единиц / О. О. Полушкин // Вестн. Донск. гос. техн. ун-та. – 2010. – Т. 10, № 8 (51). – С. 1241–1244. (0,5 п.л. / 0,5 а.п.л.)
- 48.Полушкин О. О. Балансировка роторов с шарнирными рабочими элементами / О. О. Полушкин, О. А. Полушкин, В. П. Жаров // Вестн. Донск. гос. техн. ун-та. – 2011. – Т. 11, № 2 (53). – С. 190–199. (0,5 п.л. / 0,4 а.п.л.)
- 49.Полушкин О. О. Моделирование динамики и балансировка ротора по  $n$ -й форме изгиба оси / О. О. Полушкин, О. А. Полушкин // Вестн. Донск. гос. техн. ун-та. – 2011. – № 9 (60). – С. 1621–1629. (0,6 п.л. / 0,5 а.п.л.)
- 50.Полушкин О. О. Проектная отстройка критических скоростей ротационных агрегатов машин / О. О. Полушкин, О. А. Полушкин // Вестн. Донск. гос. техн. ун-та. – 2011. – № 10 (61). – С. 1824–1830. (0,6 п.л. / 0,4 а.п.л.)
- 51.Полушкин О. О. Проектное обеспечение инерционной симметрии (конструктивной уравновешенности) ротационного агрегата / О. О. Полушкин // Вестн. Донск. гос. техн. ун-та. – 2011. – Т. 11, № 5 (56). – С. 688–697. (0,8 п.л. / 0,8 а.п.л.)
- 52.Полушкин О. О. Системные закономерности механики и балансировки роторов / О. О. Полушкин // Вестн. Донск. гос. техн. ун-та. – 2011. – Т. 11, № 6 (57). – С. 842–849. (0,5 п.л. / 0,4 а.п.л.)
- 53.Полушкин О. А. Комплекс для определения и корректировки дисбалансов карданных валов на месте / О. А. Полушкин, О. О. Полушкин // Новое Время: материалы IX Междунар. салона изобретений и новых технологий. – Севастополь: Украинский культурно-информационный центр, 2013. – С. 92–93. (0,4 п.л. / 0,3 а.п.л.)