

*На правах рукописи*



**ФИЛИН АЛЕКСАНДР НИКОЛАЕВИЧ**

**МЕТОДИКА КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ  
ОСНОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТОННЕЛЬНЫХ ЭСКАЛАТОРОВ**

Специальность: 05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные  
машины

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2018

Работа выполнена в ФГБОУ ВО «Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I» (ПГУПС).

Научный руководитель:

**БАРДЫШЕВ Олег Андреевич,**  
доктор военных наук, профессор

Официальные оппоненты:

**ЕМЕЛЬЯНОВА Галина Александровна,**  
доктор технических наук, доцент, ФГБОУ  
ВО «Российский университет транспорта  
(МИИТ)», кафедра «Мосты и тоннели»,  
доцент;

**Котельников Владимир Владимирович,**  
кандидат технических наук, НОЧУ ДПО  
«УЦ «Безопасность в промышленности»,  
директор;

Ведущая организация

**ФГБОУ ВО «Тульский государственный  
университет»**

Защита диссертации состоится «19» июня 2018 г. в 14<sup>00</sup> часов на заседании диссертационного совета Д 212.223.02 при ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» по адресу: 190103, Санкт-Петербург, ул. Курляндская, д. 2/5, ауд. 340-К.

Тел./Факс: (812) 316-58-72, e-mail: [rector@spbgasu.ru](mailto:rector@spbgasu.ru).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» и на сайте <http://dis.spbgasu.ru/specialtys/personal/filin-aleksandr-nikolaevich>.

Автореферат разослан « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2018 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета Д 212.223.02  
кандидат технических наук, доцент



Олещенко Елена Михайловна

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность исследования.** Подъемно-транспортные машины (ПТМ) являются основным средством механизации подъемно-транспортных и погрузочно-разгрузочных работ. Исходя из принципа действия, ПТМ классифицируются на машины периодического (ПД) и непрерывного действия (НД). К ПТМ НД относятся различные виды конвейеров и транспортёров, применяемые на строительных площадках, промышленных предприятиях, в метрополитенах и общественных зданиях, в том числе тоннельные и поэтажные эскалаторы, пассажирские конвейеры (травалаторы), ленточные и скребковые транспортеры.

Для метрополитенов надежность тоннельных эскалаторов (ТЭ), работающих в тяжелом режиме, является одним из основных показателей, определяющих безопасность транспортировки пассажиров и пропускную способность. На примере Петербургского метрополитена, в котором более 80 % ТЭ выработали нормативный срок службы, учитывая сложность технического перевооружения станций, особенно актуальна проблема обеспечения надежности и безопасности ТЭ, в том числе путем постоянного контроля их технического состояния (ТС), необходимого для снижения потока аварийных отказов и внеплановых остановов. По статистике основными причинами отказов ТЭ являются дефекты элементов его основных механизмов – механизма привода, передаточного и цепного механизмов, которые, исходя из их технологической функции, можно объединить в приводную группу ТЭ (ПГТЭ).

Одним из способов решения выявленной проблемы является систематический контроль ТС ПГТЭ, базирующийся на методах виброакустического диагностирования (ВД) и выполняемый при рабочих режимах в процессе эксплуатации (мониторинг ТС). Методы ВД направлены на обнаружение дефектов на этапе их развития и позволяют получить достоверную информацию о ТС машин и механизмов без их разборки. Тем не менее, эти методы не получили широкого применения для ТЭ, по причине отсутствия научно-обоснованных методик их использования, учитывающих специфику работы таких ПТМ НД.

Таким образом, в соответствии с существующей проблемой, задача диссертационного исследования, заключающаяся в разработке методики контроля ТС ПГТЭ с применением методов ВД в процессе функционирования ТЭ, имеет существенное значение в области обеспечения надежности и безопасности ТЭ, а также является важной научно-практической задачей.

**Степень разработанности темы исследования.** Вопросам изучения, исследования и контроля технического состояния и безотказной работы тоннельных эскалаторов посвящены работы: Бардышева О.А., Бортякова Д.Е., Ватулина Я.С., Коровина С.К., Попова В.А., Семенкова И.И., Уралова В.Л.; вопросы технического диагностирования машин и механизмов, в том числе с использованием виброакустических методов диагностирования, рассмотрены в трудах: Анцева В.Ю., Баркова А.В., Бигуса Г.А., Биргера И.А., Быстровой Н.А., Генкина М.Д., Герике Б.Л., Гордиенко В.Е., Костюкова В.Н., Кравченко П.А., Ложкина В.Н., Пархоменко П.П., Потери А.А., Розенберга Г.Ш., Шир-

мана А.Р., N. Haloui, D. Chikouche, M. Benidir и др. Тем не менее, вопросы повышения надежности тоннельных эскалаторов путем контроля технического состояния их приводных групп виброакустическими методами не получили достаточного развития.

**Цель исследования** – разработать методику контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов при рабочих режимах в процессе эксплуатации с применением методов виброакустического диагностирования.

**Объект исследования** – приводные группы тоннельных эскалаторов.

**Предмет исследования** – методики контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов.

**Задачи исследования.** Для достижения указанной цели в диссертационном исследовании обоснованы и поставлены следующие научно-технические задачи:

1. Провести анализ существующих методик контроля технического состояния машин и механизмов методами виброакустического диагностирования, с целью оценки возможности их применения для приводных групп тоннельных эскалаторов.

2. Исследовать взаимосвязь формирования и изменения параметров виброакустических сигналов, возбуждаемых приводными группами тоннельных эскалаторов, и видов их технического состояния.

3. Экспериментально обосновать эффективность использования параметров виброакустических сигналов в качестве диагностических признаков с целью контроля текущего технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов и прогнозирования его изменения, а также дефектации элементов приводных групп.

4. По результатам решения поставленных частных задач, функционально связанных общей целью, разработать методику контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов виброакустическими методами диагностирования.

5. Определить показатели повышения надежности и эффективности применения разработанной методики контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов на практике.

**Научная новизна исследования** заключается в следующем:

1. Разработана математическая модель приводной группы тоннельного эскалатора, описывающая динамику колебательных процессов в ее элементах и позволяющая выявить качественно новые закономерности изменения диагностических параметров виброакустических сигналов, возбуждаемых при работе приводной группы, в зависимости от моделируемых видов технических состояний.

2. Установлены среднеквадратичные значения виброскорости виброакустических сигналов, возбуждаемых элементами приводных групп тоннельных эскалаторов, уточняющие границы зон вибрационных состояний, соответствующих видам технических состояний приводных групп, исходя из запаса работоспособности, обеспечивающих повышение достоверности функционального диагностирования.

3. Разработана система диагностических признаков основных возможных дефектов в элементах приводных групп – зубчатых зацеплениях, подшипниках качения, валах, необходимая для дефектации приводных групп тоннельных эскалаторов и получен-

ная на основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований по контролю технического состояния методами виброакустического диагностирования.

4. Определены регрессионные зависимости параметров виброакустических сигналов, возбуждаемых элементами приводных групп, от наработки тоннельных эскалаторов, обеспечивающие возможность прогнозирования изменения видов технических состояний приводных групп во времени.

5. Разработана методика контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов с применением методов виброакустического диагностирования, обеспечивающая возможность технического диагностирования приводных групп на рабочих режимах в процессе эксплуатации.

**Теоретическая ценность** исследования заключается в уточнении связи изменения видов технических состояний приводных групп тоннельных эскалаторов от параметров виброакустических сигналов, а также в обосновании закономерностей формирования и изменения виброакустических сигналов, путем математического моделирования процесса работы приводной группы.

**Практическая ценность** состоит в разработке методики контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов, применение которой позволяет путем функционального диагностирования предупредить повреждения элементов приводных групп, повысить надежность работы эксплуатируемых тоннельных эскалаторов и тем самым снизить количество их аварийных отказов и внеплановых остановов. Кроме того, полученные в исследовании результаты позволили разработать и запатентовать различные устройства контроля технического состояния машин и механизмов по параметрам вибрации.

**Методологической основой** диссертационного исследования является совокупность теоретических и экспериментальных методов, таких как: методы математического моделирования; методы теоретической механики, теории колебаний; методы математической статистики; методы теории эксперимента; методы вибрационного диагностирования; методы регрессионного анализа.

#### **Основные положения, выносимые на защиту:**

1. Математическая модель приводной группы тоннельного эскалатора, описывающая динамику колебательных процессов при появлении и развитии дефектов в её элементах.

2. Среднеквадратичные значения виброскорости, устанавливающие границы зон вибрационных состояний приводных групп тоннельных эскалаторов, соответствующих видам их технических состояний.

3. Система диагностических признаков основных дефектов элементов приводных групп тоннельных эскалаторов по изменению параметров виброакустического сигнала.

4. Регрессионные зависимости параметров виброакустических сигналов, возбуждаемых элементами приводных групп, от наработки тоннельных эскалаторов.

5. Методика контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов на основе комплексного применения методов виброакустического диагностирования.

**Область исследования** – соответствует предметной области знаний, определенной паспортом научной специальности 05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины, а именно п. 5 «Методы повышения долговечности, надежности и безопасности эксплуатации машин, машинных комплектов и систем».

**Достоверность результатов** обеспечивается: корректностью поставленных задач, решение которых базируется на использовании фундаментальных и достоверно изученных положений; применением современного математического аппарата с современными вычислительными методами и апробированных методик планирования и проведения эксперимента; проверкой сходимости результатов теоретических и экспериментальных исследований; проведением обширного экспериментального исследования на тоннельных эскалаторах и машинах со схожими техническими параметрами.

**Апробация работы.** Основные положения, результаты, выводы диссертации докладывались, обсуждались и получили одобрение на: научно-практических заседаниях кафедры «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины» ФГБОУ ВО ПГУПС (г. Санкт-Петербург) в 2014-2017 гг.; LXXXVI всероссийской научно-технической конференции «Транспорт: проблемы, идеи и перспективы» ФГБОУ ВО ПГУПС (г. Санкт-Петербург) в 2016 г.; XII международной научно-практической конференции «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах» ФГБОУ ВО СПбГАСУ (г. Санкт-Петербург) в 2016 г.; научно-практическом заседании научно-технического совета Ростехнадзора «Вопросы совершенствования котлонадзора, надзора за подъемными сооружениями и государственного строительного надзора» (г. Москва) в 2016 г.; научно-практической конференции «Чрезвычайные ситуации: вызовы времени – новые решения» МАНЭБ (г. Санкт-Петербург) в 2017 г.; LXXVII всероссийской научно-технической конференции «Транспорт: проблемы, идеи и перспективы» ФГБОУ ВО ПГУПС (г. Санкт-Петербург) в 2017 г.

Результаты исследования внедрены: в процесс проведения лабораторных и практических работ кафедры «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины» ФГБОУ ВО ПГУПС; в практике работ по оценке ТС ПГ различных типов ТЭ при проведении работ по экспертизе промышленной безопасности ЗАО «СТЭК»; в деятельность Эскалаторной службы ГУП «Петербургский метрополитен». Организациями представлены акты о внедрении научных результатов.

**Публикации.** Материалы диссертационного исследования изложены в 12 опубликованных работах, общим объемом 11,51 п. л., лично автором – 10,12 п. л.: опубликованы 3 научных статьи в рецензируемых журналах и изданиях, включенных в перечень ВАК; получено 3 авторских свидетельства о регистрации программ для ЭВМ; получено 3 патента на устройства контроля вибрации; опубликованы 3 научных статьи в журналах, входящих в базу РИНЦ.

**Структура и объем диссертационного исследования.** Работа состоит из: введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Материалы диссертации содержат 148 страниц основного текста, 75 рисунков, 32 таблицы, 9 страниц приложений. Библиографический список литературы включает 159 наименований. Общий объем диссертации составляет 157 страниц.

**Во введении** определена актуальность темы диссертационного исследования, сформулированы его цель и задачи, обоснованы научная новизна и практическая ценность, изложены основные положения, выносимые на защиту.

**В первой главе**, на примере ГУП «Петербургский метрополитен», выполнен анализ по проблеме обеспечения надежности и безопасной эксплуатации тоннельных эскалаторов, проведена оценка влияния возможных дефектов на работоспособность приводных групп тоннельных эскалаторов различных конструкций, рассмотрены основные методы контроля технического состояния машин и механизмов, проведен квалитетрический анализ методов виброакустического диагностирования, наиболее применимых для приводных групп тоннельных эскалаторов.

**Во второй главе** путем математического моделирования проведено теоретическое исследование процессов формирования и изменения параметров виброакустических (вибрационных) сигналов, являющихся диагностическими параметрами для методов виброакустического диагностирования и возбуждаемых элементами приводных групп тоннельных эскалаторов. Представлены результаты математического моделирования, сформулированы закономерности изменения диагностических параметров виброакустических сигналов в зависимости от моделируемых дефектов элементов приводных групп, непосредственно оказывающих влияние на текущее техническое состояние.

**В третьей главе** проведено экспериментальное исследование применения методов виброакустического диагностирования при контроле технического состояния приводных групп парка тоннельных эскалаторов, стоящих на балансе ГУП «Петербургский метрополитен», при рабочих режимах в процессе эксплуатации с целью оценки адекватности результатов, полученных в предыдущем разделе. Сформулированы основные требования для реализации эксперимента. Получены нормы контроля вида технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов. Показана сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований. Разработана методика контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов при их функционировании с применением методов виброакустического диагностирования.

**В четвертой главе** рассмотрены основные области применения разработанной методики, приведены регрессионные зависимости изменения параметров виброакустических сигналов, возбуждаемых элементами приводных групп, от наработки тоннельных эскалаторов, обеспечивающие возможность прогнозирования изменения видов технических состояний приводных групп во времени, представлен расчет повышения эксплуатационной надежности тоннельных эскалаторов и определены показатели эффективности применения разработанной методики на практике.

**В заключении** изложены основные результаты выполненного исследования и показаны перспективы его развития.

## ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИССЕРТАЦИИ, ВЫНОСИМЫЕ НА ЗАЩИТУ

### **1. Математическая модель приводной группы тоннельного эскалатора, описывающая динамику колебательных процессов при появлении и развитии дефектов в её элементах.**

Достоверность контроля технического состояния ПГТЭ методами виброакустического диагностирования напрямую зависит от понимания сущности виброакустических сигналов, выступающих в качестве носителей диагностической информации. В связи с чем было выполнено построение математической модели ПГТЭ с целью исследования свойств и закономерностей изменений виброакустических сигналов, возбуждаемых при работе приводной группы, в зависимости от моделируемых видов технических состояний. Под моделью понимается упрощенное представление рассматриваемой механической системы, используемое для облегчения изучения имеющихся в реальной системе свойств и закономерностей. В данной работе в качестве механической системы выступает ПГТЭ, а в качестве исследуемых свойств и закономерностей – колебательные процессы (вибрации), возникающие в ней вследствие взаимодействия её элементов. Моделирование видов ТС проводилось путем моделирования возможных дефектов элементов ПГТЭ.

Многие отечественные и зарубежные специалисты занимались анализом колебательных процессов различных механических систем, наибольшую эффективность исследования обеспечивают уравнения Лагранжа второго рода – уравнения движения системы по заданным обобщенным координатам.

Для разработки математической модели была выбрана конструкция ПГТЭ ЭТ-2(М). Первоначально для построения математической модели, поскольку реальная ПГТЭ является сложной системой, каждый элемент которой может быть представлен как совокупность бесконечного числа масс, связанных между собой упруго-вязкими связями, и, в соответствии с этим, реальная ПГТЭ имеет бесконечное число степеней свободы, был внесен ряд упрощений, допускающих наименьшее увеличение систематической погрешности конечной математической модели и делающих систему дискретной, с конечным числом степеней свободы.

Таковыми упрощающими допущениями стали: ПГТЭ рассматривается в виде совокупности крупных элементов – сосредоточенных масс, связанных между собой за счет упругодиссипативных подэлементов; изгиб и кручение валов не учитывается; ПГТЭ рассматривается как динамическая система, имеющая четырнадцать степеней свободы (вертикальные перемещения валов, поворот валов относительно центра тяжести в поперечной и продольной плоскостях), а соответственно четырнадцать обобщенных координат. В соответствии с указанными обобщенными координатами была получена система из четырнадцати дифференциальных уравнений второго порядка (уравнений Лагранжа второго рода), описывающих колебания ПГТЭ.

Далее была решена частная задача определения кинетической и потенциальной энергий, диссипативной функции, а также обобщенной силы от действия возмущающих

сил всей механической системы. Для этого были определены инерционно-массовые характеристики, координаты центров тяжести, размеры элементов ПГ. Для определения приведенных вспомогательных параметров был использован программный комплекс систем автоматизированного проектирования SolidWorks Standart 2015. Была составлена расчетная динамическая схема нагружения валов (рис. 1) и построена твердотельная объемная модель механизма привода тоннельного эскалатора ЭТ-2(М) (рис. 2).

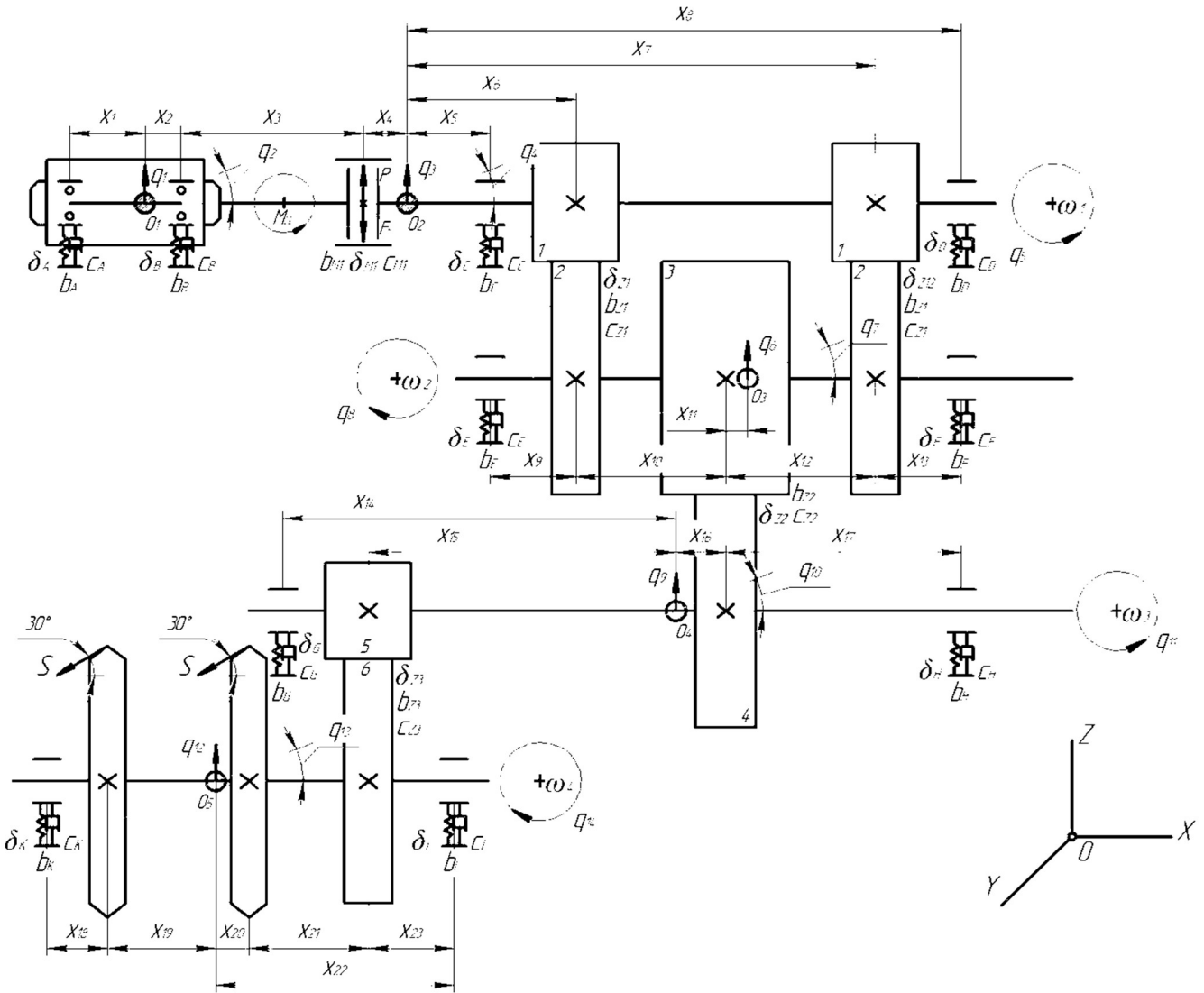


Рис. 1. Расчетная динамическая схема нагружения валов ПГТЭ

- Где:
- $\omega_k$  – угловая скорость  $k$ -ого вала ( $k = 1 \dots 4$ );
  - $M_{ДВ}$  – крутящий момент электродвигателя;
  - $x_m$  – геометрические размеры ( $m = 1 \dots 23$ );
  - $S$  – сила натяжения тяговой цепи;
  - $O_n$  – координата центра тяжести валов ( $n = 1 \dots 4$ );
  - $\delta_i$  – биение в упруго-диссипативном элементе;
  - $c_i$  – жесткость в упруго-диссипативном элементе;
  - $b_i$  – коэффициент рассеивания в упруго-диссипативном элементе.

Следующим этапом динамического моделирования стало определение всех неизвестных коэффициентов, определяющих параметры колебательного процесса.

Дальнейший процесс моделирования движения ПГТЭ состоял в решении полученной системы, состоящей из четырнадцати дифференциальных уравнений второго порядка (формула 1). Для решения системы был применен комплекс математического программного обеспечения РТС Mathcad Prime 3.0 (формула 2). В результате была получена матрица, являющаяся решением исходной системы дифференциальных уравнений, содержащая изменения обобщенных координат, скорость и ускорение этого изменения на заданном временном интервале, которые были преобразованы в параметры колебаний валов в подшипниковых опорах.

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{q}_1 &= c_A(q_1 - x_1 q_2 - \delta_A(t)) + c_B(q_1 + x_2 q_2 - \delta_B(t)) - c_M(-q_1 - (x_2 + x_3)q_2 - \delta_M(t)) - b_A(\dot{q}_1 - x_1 \dot{q}_2) - b_B(\dot{q}_1 + x_2 \dot{q}_2) + b_M(-\dot{q}_1 - (x_2 + x_3)\dot{q}_2) + P_1 \sin(\omega_1 t) - F_M; \\
 J_{Y1} \ddot{q}_2 &= -x_1 c_A(q_1 - x_1 q_2 - \delta_A(t)) + x_2 c_B(q_1 + x_2 q_2 - \delta_B(t)) - (x_2 + x_3) c_M(-q_1 - (x_2 + x_3)q_2 - \delta_M(t)) + x_8 c_D(q_3 + x_8 q_2 - \delta_D(t)) + x_1 b_A(\dot{q}_1 - x_1 \dot{q}_2) - x_2 b_B(\dot{q}_1 + x_2 \dot{q}_2) + (x_2 + x_3) b_M(-\dot{q}_1 - (x_2 + x_3)\dot{q}_2) + P_1 (x_2 + x_3) \sin(\omega_1 t) - F_M(x_2 + x_3); \\
 m_2 \ddot{q}_3 &= -c_M(-q_3 + x_4 q_4 + R_M q_5 - \delta_M(t)) + c_C(q_3 + x_5 q_4 - \delta_C(t)) + c_D(q_3 + x_8 q_2 - \delta_D(t)) - c_{Z1}(-q_3 - x_6 q_4 - \delta_{Z1}(t)) - c_{Z1}(-q_3 - x_7 q_4 - \delta_{Z12}(t)) - b_M(\dot{q}_3 - x_4 \dot{q}_4 + R_M \dot{q}_5) - b_C(\dot{q}_3 + x_5 \dot{q}_4) - b_D(\dot{q}_3 + x_8 \dot{q}_4) + b_{Z1}(-\dot{q}_3 - x_6 \dot{q}_4) + b_{Z1}(-\dot{q}_3 - x_7 \dot{q}_4) + F_M + 2F_{R11} \\
 &\dots\dots\dots \\
 J_{Y5} \ddot{q}_{13} &= -(x_{19} + x_{18}) c_K(q_{12} - (x_{19} + x_{18})q_{13} - \delta_K(t)) + x_{22} c_I(q_{12} + x_{22}q_{13} - \delta_I(t)) - (x_{20} + x_{21}) c_{Z3}(-q_{12} - (x_{20} + x_{21})q_{13} + R_5 q_{11} + R_6 q_{14} - \delta_{Z2}(t)) + (x_{18} + x_{19}) b_K(q_{12} - (x_{18} + x_{19})q_{13}) - x_{22} b_I(q_{12} + x_{22}q_{13}) + x_{20} b_{Z3}(-q_{12} - x_{20}q_{13} + R_5 q_{11} + R_6 q_{14}) + \sin(30)x_{19}S - \sin(30)x_{20}S - F_{R26}(x_{20} + x_{21}) - F_{A26}R_6 \\
 J_{X5} \ddot{q}_{14} &= R_6 c_{Z3}(-q_{12} - (x_{20} + x_{21})q_{13} + R_5 q_{11} + R_6 q_{14} - \delta_{Z2}(t)) - R_6 b_{Z3}(-q_{12} - x_{20}q_{13} + R_5 q_{11} + R_6 q_{14}) + F_{T26}R_6 - 2\cos(30)R_7 S
 \end{aligned} \tag{1}$$

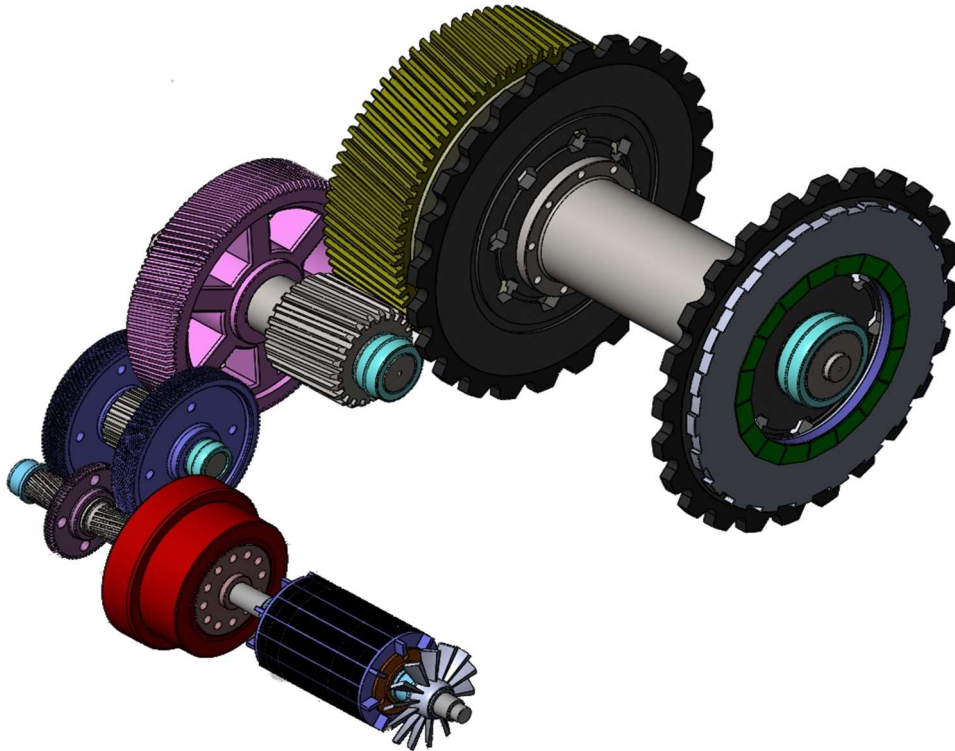


Рис. 2. Твёрдотельная модель привода в изометрической ориентации

$$\begin{aligned}
D(t, Q) = & \left[ \begin{aligned}
& Q_1 \\
& (c_A(Q_0 - x_1 Q_2 - \delta_A(t)) + c_B(Q_0 + x_2 Q_2 - \delta_B(t)) - c_M(-Q_0 - (x_2 + x_3) Q_2 - \delta_M(t)) - b_A(Q_1 - x_1 Q_3) - b_B(Q_1 + x_2 Q_3) + b_M(-Q_1 - (x_2 + x_3) Q_3) + P_1 \sin(\omega_1 t) - F_M)/m_1; \\
& Q_3 \\
& (-x_1 c_A(Q_0 - x_1 Q_2 - \delta_A(t)) + x_2 c_B(Q_0 + x_2 Q_2 - \delta_B(t)) - (x_2 + x_3) c_M(-Q_0 - (x_2 + x_3) Q_2 - \delta_M(t)) + x_8 c_D(Q_4 + x_8 Q_2 - \delta_D(t)) + x_1 b_A(Q_1 - x_1 Q_3) - x_2 b_B(Q_1 + x_2 Q_3) + (x_2 + x_3) b_M(-Q_1 - (x_2 + x_3) Q_3) + P_1 (x_2 + x_3) \sin(\omega_1 t) - F_M (x_2 + x_3))/J_{Y1}; \\
& Q_5 \\
& (-c_M(-Q_4 + x_4 Q_6 + R_M Q_8 - \delta_M(t)) + c_C(Q_4 + x_5 Q_6 - \delta_C(t)) + c_D(Q_4 + x_8 Q_6 - \delta_D(t)) - c_{Z1}(t)(-Q_4 - x_6 Q_6 - \delta_{Z1}(t)) - c_{Z1}(t)(-Q_4 - x_7 Q_6 - \delta_{Z12}(t)) - b_M(Q_5 - x_4 Q_7 + R_M Q_9) - b_C(Q_5 + x_5 Q_7) - b_D(Q_5 + x_8 Q_7) + b_{Z1}(-Q_5 - x_6 Q_7) + b_{Z1}(-Q_5 - x_7 Q_7) + F_M + 2F_{R11})/m_2 \\
& \dots\dots\dots \\
& Q_{25} \\
& (-(x_{19} + x_{18}) c_K(Q_{22} - (x_{19} + x_{18}) Q_{24} - \delta_K(t)) + x_{22} c_I(Q_{22} + x_{22} Q_{24} - \delta_I(t)) - (x_{20} + x_{21}) c_{Z3}(t)(-Q_{22} - (x_{20} + x_{21}) Q_{24} + R_5 Q_{20} + R_6 Q_{26} - \delta_{Z2}(t)) + (x_{18} + x_{19}) b_K(Q_{23} - (x_{18} + x_{19}) Q_{25}) - x_{22} b_I(Q_{23} + x_{22} Q_{25}) + x_{20} b_{Z3}(-Q_{23} - x_{20} Q_{25} + R_5 Q_{21} + R_6 Q_{27}) + \sin(\pi/6) x_{19} S - \sin(30) x_{20} S - F_{R26}(x_{20} + x_{21}) - F_{A26} R_6)/J_{Y5} \\
& Q_{27} \\
& (R_6 c_{Z3}(t)(-Q_{22} - (x_{20} + x_{21}) Q_{24} + R_5 Q_{20} + R_6 Q_{26} - \delta_{Z2}(t)) - R_6 b_{Z3}(-Q_{23} - x_{20} Q_{25} + R_5 Q_{21} + R_6 Q_{27}) + F_{T26} R_6 - 2 \cos(30) R_7 S)/J_{X5}
\end{aligned} \right. \quad (2)
\end{aligned}$$

Поскольку в рассматриваемой системе приводной группы действуют периодически изменяющиеся по фазе жесткости в зацеплениях, а также приложенные к системе нагрузки, из-за которых по обобщенным координатам возникают перемещения (рисунок 3), эталонная (опорная) математическая модель приводной группы даже при отсутствии моделируемых дефектов обладает значительной виброактивностью.

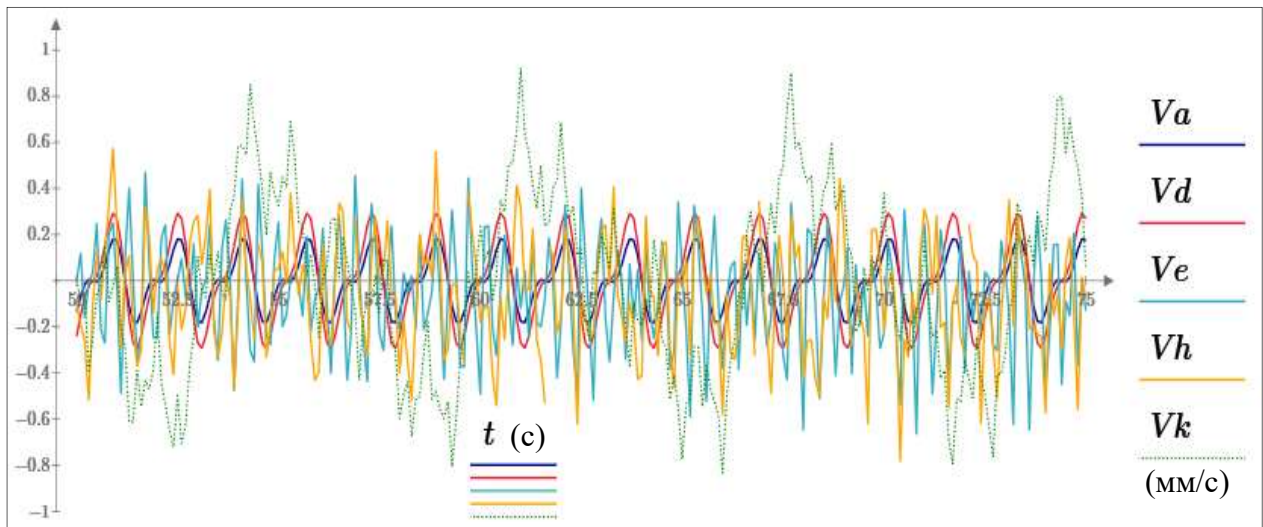


Рис. 3. Временная реализация вибросигнала, исходящего от подшипниковых опор А, D, E, H, К

Так как ранее в диссертационном исследовании было выявлено, что временные реализации вибросигнала трудно анализируемы, а в качестве основных методов виброакустического контроля были выбраны – контроль общего уровня вибрации для оценки видов ТС и спектральный анализ вибросигнала для дефектации элементов ПГТЭ, была решена частная задача получения амплитудно-частотных спектров рассматриваемых вибрационных сигналов.

Для получения амплитудно-частотных спектров от временных реализаций вибрационного сигнала – опорных, при бездефектном состоянии; диагностических, при моделировании возможных дефектов ПГТЭ (рис. 4, рис. 5), в среде Mathcad Prime, был применен алгоритм, называемые быстрым преобразованием Фурье (БПФ), реализованный за счет функции  $\text{fft}(v)$ .

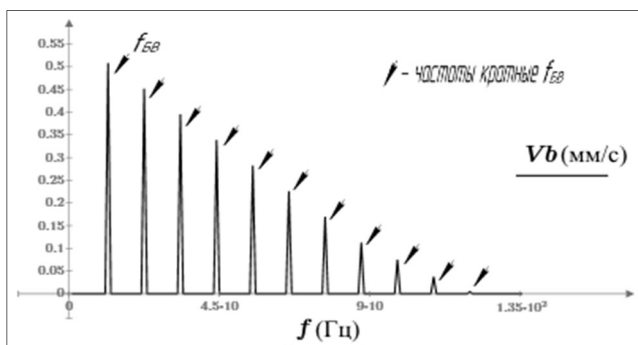


Рис. 4. Спектр вибрации при моделировании дисбаланса тормозного шкива

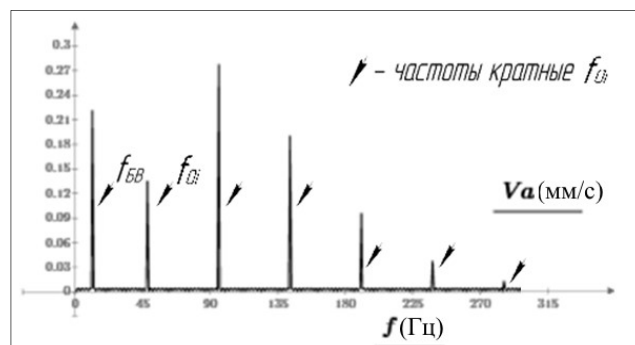


Рис. 5. Спектр вибрации при моделировании дефекта внутреннего кольца подшипника

Для анализа спектральных составляющих вибрационного сигнала, полученных в результате моделирования, а также полученных экспериментально, необходима точная идентификация вибросоставляющих (гармоник) исходного сигнала. Основным идентифицирующим параметром является частота вращения, от которой возникает искомая гармоника, в соответствии с этим необходимо иметь представление о частотах вращения элементов объекта контроля, соответственно о частотах проявления возможных дефектов этих элементов. С этой целью был проведен кинематический анализ ПГТЭ ЭТ-2(М), была построена частотная модель возможных дефектов элементов приводной группы ТЭ ЭТ-2(М) (таблицы 1, 2, 3), задача которой сводилась к определению частоты, на которой возникает вибрация искомого дефекта. Все частоты вращения (частоты вращения валов, подшипниковые частоты, зубчатые частоты) были определены с учетом привязки к скорости движения лестничного полотна, как одного из основных параметров, характеризующих процесс работы эскалатора.

В случае возникновения дефекта одного из элементов механизма привода, вибросигнал будет содержать гармонику с частотой, равной или кратной частоте вращения этого элемента, определяемой при использовании частотной модели.

Таблица 1. Частоты вращения валов

| Частота  | Значение, Гц                 |
|--|------------------------------|
| Частота вращения главного вала                                   | $f_{ГВ} = 0,2 \cdot V_{ЛП}$  |
| Частота вращения тихоходного вала                                | $f_{ТВ} = 0,66 \cdot V_{ЛП}$ |
| Частота вращения промежуточного вала                             | $f_{ПВ} = 2,84 \cdot V_{ЛП}$ |
| Частота вращения быстроходного вала и частота вращения ротора ЭД | $f_{БВ} = 12,5 \cdot V_{ЛП}$ |

Таблица 2. Зубчатые частоты

| Частота | Значение, Гц               |                            |                              |                            |                             |                           |
|---------|----------------------------|----------------------------|------------------------------|----------------------------|-----------------------------|---------------------------|
|         | Шестерни быстрого вала     | Колеса промежуточного вала | Шестерня промежуточного вала | Колесо тихоходного вала    | Шестерня тихоходного вала   | Колесо главного вала      |
| $f_r$   | $12,5 \cdot V_{\text{ЛП}}$ | $2,84 \cdot V_{\text{ЛП}}$ | $2,84 \cdot V_{\text{ЛП}}$   | $0,66 \cdot V_{\text{ЛП}}$ | $0,66 \cdot V_{\text{ЛП}}$  | $0,2 \cdot V_{\text{ЛП}}$ |
| $f_z$   | $300 \cdot V_{\text{ЛП}}$  |                            | $76,68 \cdot V_{\text{ЛП}}$  |                            | $14,52 \cdot V_{\text{ЛП}}$ |                           |

Таблица 3. Подшипниковые частоты

| Частота   | Значение, Гц                 |                              |                              |                              |
|---|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|
|   | (подшипники № 42624)         | (подшипники № 3624)          | (подшипники № 3634)          | (подшипники № 3003160)       |
| $f_{c g i}$ (сепаратора)                          | $0,2 \cdot V_{\text{ЛП}}$    | $0,88 \cdot V_{\text{ЛП}}$   | $3,66 \cdot V_{\text{ЛП}}$   | $11,04 \cdot V_{\text{ЛП}}$  |
| $f_{0 i}$ (перекат. тел по наруж. кольцу)         | $63,47 \cdot V_{\text{ЛП}}$  | $31,82 \cdot V_{\text{ЛП}}$  | $8,74 \cdot V_{\text{ЛП}}$   | $5,07 \cdot V_{\text{ЛП}}$   |
| $f_{i i}$ (перекат. тел по внутр. кольцу)         | $99,03 \cdot V_{\text{ЛП}}$  | $47,7 \cdot V_{\text{ЛП}}$   | $12,38 \cdot V_{\text{ЛП}}$  | $6,13 \cdot V_{\text{ЛП}}$   |
| $f_{r o l i}$ (вращения тел качения)              | $27,19 \cdot V_{\text{ЛП}}$  | $6,82 \cdot V_{\text{ЛП}}$   | $1,84 \cdot V_{\text{ЛП}}$   | $1,05 \cdot V_{\text{ЛП}}$   |
| $f_{f r o l i}$ (при дефекте формы тел качения)   | $248,5 \cdot V_{\text{ЛП}}$  | $68,16 \cdot V_{\text{ЛП}}$  | $21,24 \cdot V_{\text{ЛП}}$  | $22,08 \cdot V_{\text{ЛП}}$  |
| $f_{f i i}$ (при измен. формы внутрен. дорожки)   | $99,03 \cdot V_{\text{ЛП}}$  | $47,71 \cdot V_{\text{ЛП}}$  | $12,39 \cdot V_{\text{ЛП}}$  | $6,13 \cdot V_{\text{ЛП}}$   |
| $f_{f 0 i}$ (при измен. формы внеш. дорожки)      | $63,47 \cdot V_{\text{ЛП}}$  | $31,81 \cdot V_{\text{ЛП}}$  | $8,73 \cdot V_{\text{ЛП}}$   | $5,07 \cdot V_{\text{ЛП}}$   |
| $f_{r r o l i}$ (резонансная частота тел качения) | $848,31 \cdot V_{\text{ЛП}}$ | $803,66 \cdot V_{\text{ЛП}}$ | $663,89 \cdot V_{\text{ЛП}}$ | $848,31 \cdot V_{\text{ЛП}}$ |

Путем сравнения полученных спектров с применением частотной модели определены основные закономерности изменения виброакустических сигналов, возбуждаемых при работе ПГ, в зависимости от моделируемых видов технических состояний, выраженных основными возможными дефектами элементов ПГТЭ: дефекты подшипников качения – износ внутреннего / наружного кольца, тел качения; дефекты зубчатых зацеплений – абразивный износ, разрушение зубьев, питтинг, боковой зазор; дефекты линии вала – дисбаланс тормозного шкива.

Таким образом, полученные результаты позволили, используя методы теории проведения эксперимента, перейти к практическому применению – идентификации дефектов при выполнении замеров виброакустического сигнала на элементах ПГТЭ.

## 2. Среднеквадратичные значения виброскорости, устанавливающие границы зон вибрационных состояний приводных групп тоннельных эскалаторов, соответствующих видам их технических состояний.

Первоначально, перед проведением эксперимента, были определены объекты экспериментального исследования и рассчитана необходимая численность их выборочной совокупности с учетом допустимой ошибки выборки. Следующим шагом стало обоснование приборной базы, необходимой для проведения исследования. Были сформулированы основные требования к виброизмерительной аппаратуре, необходимой для проведения замеров виброакустических сигналов на элементах ПГТЭ, выполнен сравнительный анализ ряда современных виброанализаторов.

Используя средства теории выбора, методы принятия решений, для проведения замеров был использован виброанализатор КОН.ТЕСТ С9000, производства ЦНИИ МФ,

Россия, с пьезоэлектрическими датчиками СТС АС102-1А, США. Далее, для наименьшего искажения полезного сигнала при замерах вибрации были определены установочные параметры прибора: разрешения спектра измерений вибрационного сигнала – количество линий спектра, количество точек спектра; фильтры низких / высоких частот; разрешающая по частоте способность; вид оконной функции взвешивания спектра; тип усреднения.

Далее была выполнена подготовка объекта контроля к проведению эксперимента: определен способ установки пьезоэлектрических датчиков (рис. 6); сформирован ряд требований к контрольным точкам установки датчиков и замера вибрации (рис. 7).

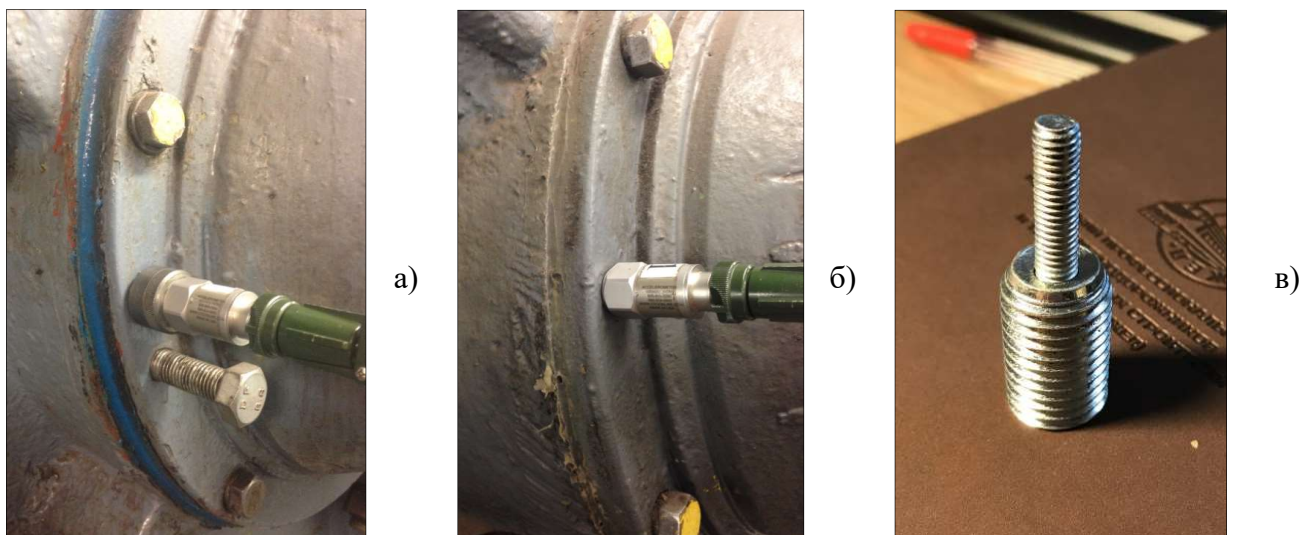


Рис. 6. Определение способа установки датчиков: а) на постоянный магнит; б) на шпильку; в) переходная шпилька

Соответственно, выполнив все подводящие к эксперименту этапы, стало возможным проведение натурального диагностирования выбранных объектов контроля выбранными ранее методами виброакустического диагностирования – контроль общего уровня вибрации для оценки видов ТС и спектральный анализ вибросигнала для дефектации элементов ПГТЭ (рис. 8, 9).



Рис. 7. Контрольные точки

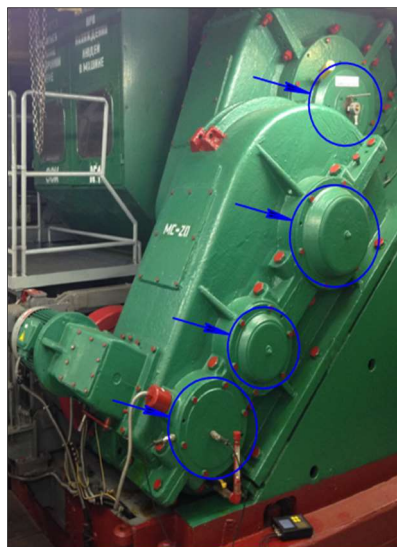


Рис. 8. Замеры вибрации



Рис. 9. Замеры вибрации

С одной стороны метод спектрального анализа виброакустического сигнала выполняет качественную оценку сигнала вибрации, измеряемого на ПГТЭ. С другой стороны из-за непрерывного изменения технического состояния ПГТЭ во времени, существует бесконечное множество возможных состояний. Поэтому, для объективности проводимого экспериментального исследования, а также дальнейшего применения формулируемой методики контроля технического состояния ПГТЭ, было выполнено разграничение множества состояний на подмножества в соответствии с запасом работоспособности рассматриваемой ПГТЭ, путем количественной оценки измеряемого сигнала вибрации. В результате чего виды технических состояний были пронормированы числовыми значениями, это позволило определить наличие дефектов и их степень при рабочих режимах ТЭ в процессе эксплуатации, без демонтажа и разборки элементов ПГТЭ.

Для этих целей был применен метод контроля состояния вращающихся машин по результатам замеров общих уровней вибраций, соответствующих различным зонам вибрационных состояний, изложенный в ГОСТ Р ИСО 10816-1.

Указанный стандарт является обобщающим нормативным документом по оценке вибрации для различных типов машин. Стандарт устанавливает нормы средних квадратичных значений (СКЗ) виброскорости для определения зон четырех вибрационных состояний А, В, С, D (неограниченная, допустимая, ограниченно допустимая, недопустимая эксплуатации соответственно) в зависимости от класса машины. Приведенные зоны вибрационных состояний соответствуют видам технических состояний: неограниченно-работоспособное (зона А); работоспособное (зона В); ограниченно-работоспособное (зона С); предельно-работоспособное (зона D).

Для различных типов ПГТЭ, применяемых в Петербургском метрополитене, значения границ зон вибрационных состояний, изложенных в ГОСТ Р ИСО 10816, слишком сильно обобщены из-за широких диапазонов классификации данных машин. Необходимо различные ПГТЭ одного класса разграничить по основным признакам, тем самым индивидуализировать для них нормируемые значения параметров вибрации, или, иными словами, необходимо классифицировать имеющиеся на балансе приводные группы по категориям.

Для этого экспериментально были установлены СКЗ виброскорости, определяющие границы зон вибрационных состояний для каждого типа ПГТЭ (таб. 4), и получена зависимость СКЗ виброскорости рассматриваемого вида технического состояния ПГТЭ от приведенного мощностного диапазона главных электродвигателей (рис. 10).

Приведенный мощностной диапазон, позволяет определить значения границ видов технических состояний для приводных групп других типов тоннельных эскалаторов, отличных от приведенных в диссертационном исследовании, в зависимости от подходящего мощностного диапазона главного электродвигателя.

| № п/п | Тип эскалаторов | Номинальная мощность главного ЭД, кВт | Классиф. по ГОСТ 10816-1-99 |           |           | Виды ТС   |           |           |           |
|-------|-----------------|---------------------------------------|-----------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|       |                 |                                       | Класс механизма             | Виды ТС   |           |           | А/В, мм/с | В/С, мм/с | С/Д, мм/с |
|       |                 |                                       |                             | А/В, мм/с | В/С, мм/с | С/Д, мм/с |           |           |           |
| 1     | ЛТ-1            | 200                                   | Класс 2 (от 15 до 875 кВт)  | 1,12      | 2,8       | 7,1       | 2,13      | 3,47      | 9,37      |
| 2     | ЛТ-2            | 180                                   |                             |           |           |           | 1,83      | 3,03      | 8,05      |
| 3     | ЭТ-2(М)         | 160                                   |                             |           |           |           | 1,36      | 2,08      | 5,98      |
| 4     | ЕТК-265М        | 160                                   |                             |           |           |           | 1,32      | 1,98      | 5,81      |
| 5     | Е55Т, Е75Т      | 132                                   |                             |           |           |           | 1,27      | 1,93      | 5,59      |
| 6     | ЛТ-3            | 110                                   |                             |           |           |           | 1,2       | 1,82      | 5,28      |
| 7     | ЭМ-4            | 110                                   |                             |           |           |           | 1,15      | 1,69      | 5,06      |
| 8     | ЭТ-4БС          | 90                                    |                             |           |           |           | 1,14      | 1,86      | 5,02      |
| 9     | Е25Т            | 45                                    |                             |           |           |           | 1         | 1,58      | 4,4       |
| 10    | ЭТ-5(М)         | 40                                    |                             |           |           |           | 0,99      | 1,69      | 4,36      |
| 11    | ЭТ-12           | 18,5                                  |                             |           |           |           | 0,82      | 1,28      | 3,61      |
| 12    | ЭТ-12П          | 18,5                                  |                             |           |           |           | 0,79      | 1,19      | 3,48      |

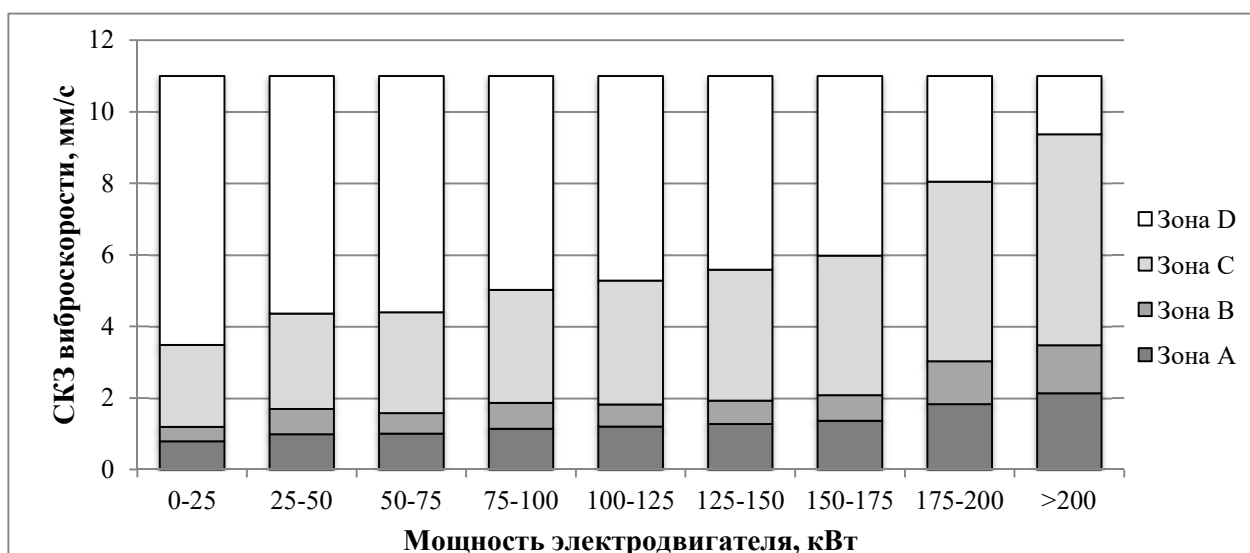
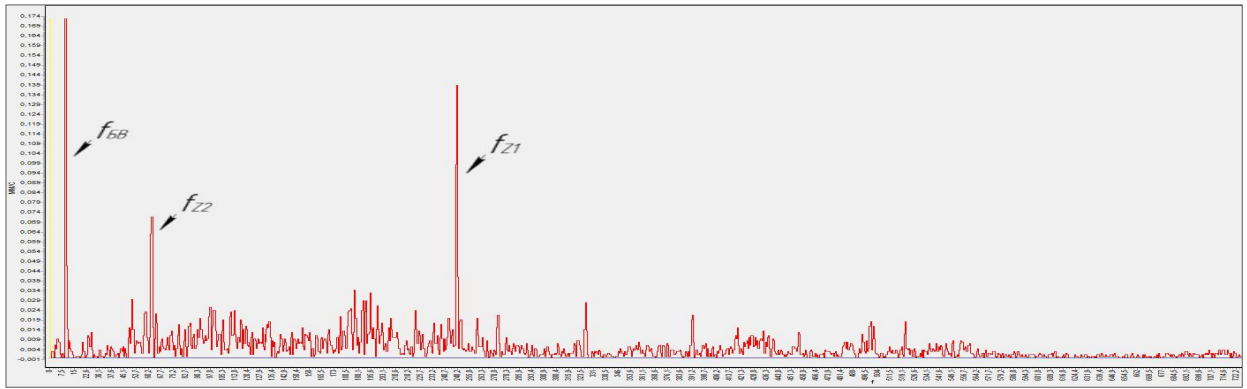


Рис. 10. Гистограмма определения зоны вибрационного состояния приводной группы в зависимости от мощности главного электродвигателя

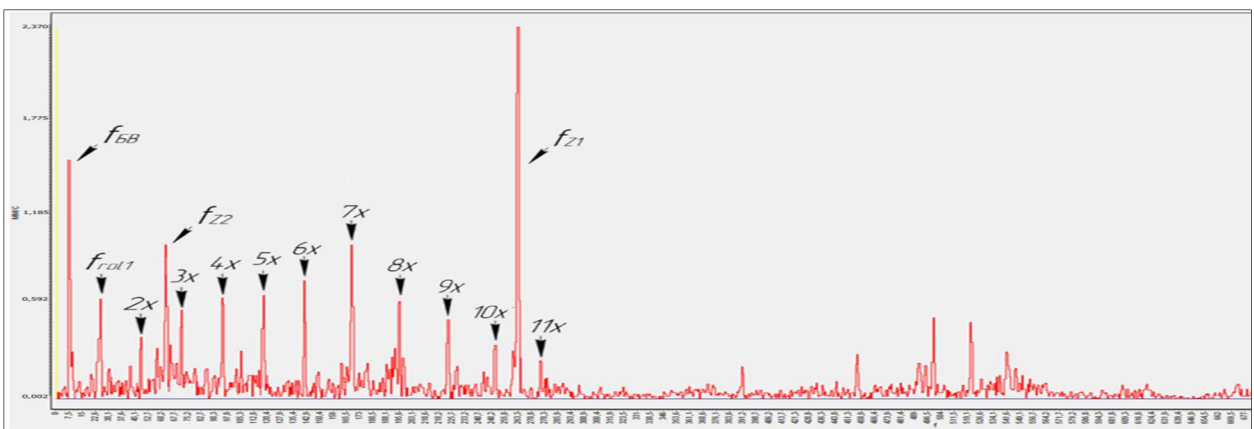
### 3. Система диагностических признаков основных дефектов элементов приводных групп тоннельных эскалаторов по изменению параметров виброакустического сигнала.

Спектры вибрации объектов, вибрационное состояние которых находилось в зоне А, приняты за эталонные – бездефектные (рис. 11), с ними происходило сравнение спектров вибрации объектов, вибрационное состояние которых находилось в зонах В, С, D (рис. 12). После проведенных замеров вибрации, объекты, вибрационное состояние которых находилось в зонах В, С, D, подлежали разборке с последующей дефектацией (рис. 13), направленной на выявление причин изменения виброакустического сигнала, в результате проведенных теоретического и экспериментального исследований был сформирован ряд информативных диагностических признаков различных дефектов (таб. 5).



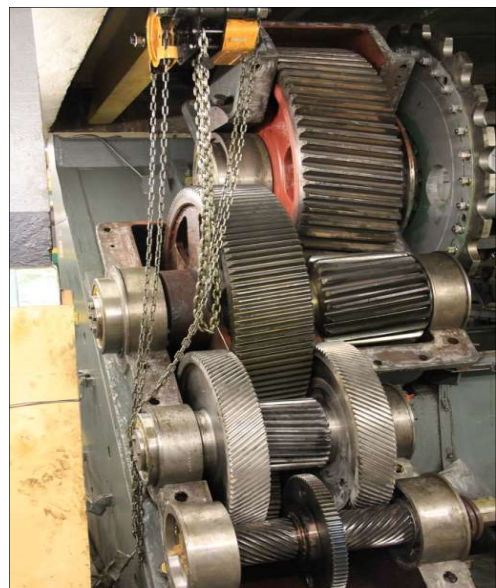
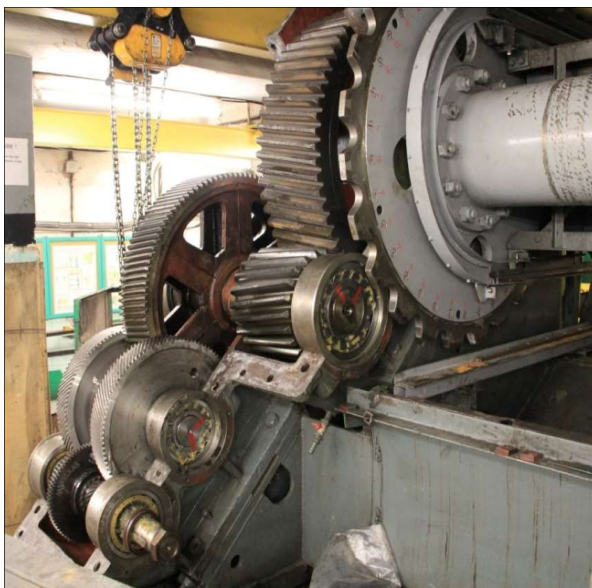
|                 |          |          |          |
|-----------------|----------|----------|----------|
| Обозначение     | $f_{БВ}$ | $f_{z1}$ | $f_{z2}$ |
| Частота, Гц     | 11       | 247      | 64       |
| Амплитуда, мм/с | 0,172    | 0,141    | 0,071    |

Рис. 11. Опорный спектр вибросигнала быстроходного вала ТЭ ЭТ-2М



|                 |          |          |          |           |  |
|-----------------|----------|----------|----------|-----------|--|
| Обозначение     | $f_{БВ}$ | $f_{z1}$ | $f_{z2}$ | $f_{r01}$ | Частоты, кратные $f_{r01}$<br>( $2x - 11x$ ) |
| Частота, Гц     | 11       | 260      | 65       | 25        | $n \cdot 25, n \in Z$                        |
| Амплитуда, мм/с | 1,662    | 2,338    | 1,113    | 0,882     | от 0,4 до 1,154                              |

Рис. 12. Спектр вибросигнала при дефекте подшипника быстроходного вала эскалатора ЭТ-2



а)

б)

Рис. 13. Разобранный привод тоннельного эскалатора

На основании метода доказательства статистических гипотез для независимых выборок было выявлено – максимальное расхождение результатов, полученных в ходе математического моделирования при построении математической модели колебательных процессов, и результатов, полученных экспериментально, во всем диапазоне исследуемых частот не превышает 9 %.

Таблица 5

| Наименование дефекта                  |                                   | Частоты гармоник при оценке спектра виброакустического сигнала (диагностические признаки)   |
|---------------------------------------|-----------------------------------|---|
| Дефекты элементов подшипников качения |                                   | рост амплитуд $f_z, f_r, k \cdot f_{ПК}, k = 1 \dots n, n \in Z$  |
| Дефекты зубчатых зацеплений           | Износ зубьев                      | рост амплитуд $f_z, f_r$ , усиление шумовых составляющих во всем частотном диапазоне, $n \cdot f_z, k \cdot f_r, k, n = 1 \dots m, m \in Z$   |
|                                       | Питтинг зубьев                    | рост амплитуд $f_z, f_r$ , флуктуация амплитуды зубозацепления, $f_z \pm k \cdot f_r, k = 1 \dots m, m \in Z$   |
|                                       | Разрушение зубьев                 | рост амплитуд $f_z, f_r$ , усиление шумовых составляющих во всем частотном диапазоне, флуктуация амплитуд $n \cdot f_z \pm k \cdot f_r, l \cdot f_r, l, n, k = 1 \dots m, m \in Z,$ |
|                                       | Боковой зазор зубчатых зацеплений | рост амплитуд $f_z, f_r, k \cdot f_r, k = 1 \dots m, m \in Z$   |
| Дисбаланс вращающегося элемента       |                                   | рост амплитуд $f_r$ , падающий ряд гармоник $k \cdot f_r, k = 1 \dots m, m \in Z$   |
| Обозначения:                          |                                   | $f_{ПК}$ – частота дефектного элемента подшипника качения;  |
|                                       |                                   | $f_z$ – частота пересопряжения зубьев дефектного зубчатого зацепления;  |
|                                       |                                   | $f_r$ – оборотная частота вращения вала;  |
|                                       |                                   | $k, n, m, l$ – переменные, принимающие целые значения;  |
|                                       |                                   | $Z$ – целые числа.  |

#### 4. Регрессионные зависимости параметров виброакустических сигналов, возбуждаемых элементами приводных групп, от наработки тоннельных эскалаторов.

Для оценки возможности дальнейшей эксплуатации ПГТЭ были использованы средства математической статистики, позволившие разработать процедуры прогнозирования изменения видов технических состояний. Для этой цели был выполнен корреляционно-регрессионный анализ уровней вибрации, используя данные измерений 2014-2017 гг. При определении видов технических состояний ПГТЭ, была собрана достаточная экспериментальная база для построения графика изменения уровней вибрации ПГТЭ типа ЭТ-2(М) в зависимости от их наработки.

Дополнительно, в пакете Microsoft Office, в программе Excel, используя стандартный метод статистического анализа – метод наименьших квадратов, был создан программный модуль на основе Visual Basic for Applications, благодаря которому была построена регрессионная модель прогнозирования изменения технического состояния от наработки эскалатора, при наличии дефекта одного из элементов ПГТЭ, а именно подшипника качения промежуточного вала (рис. 14).

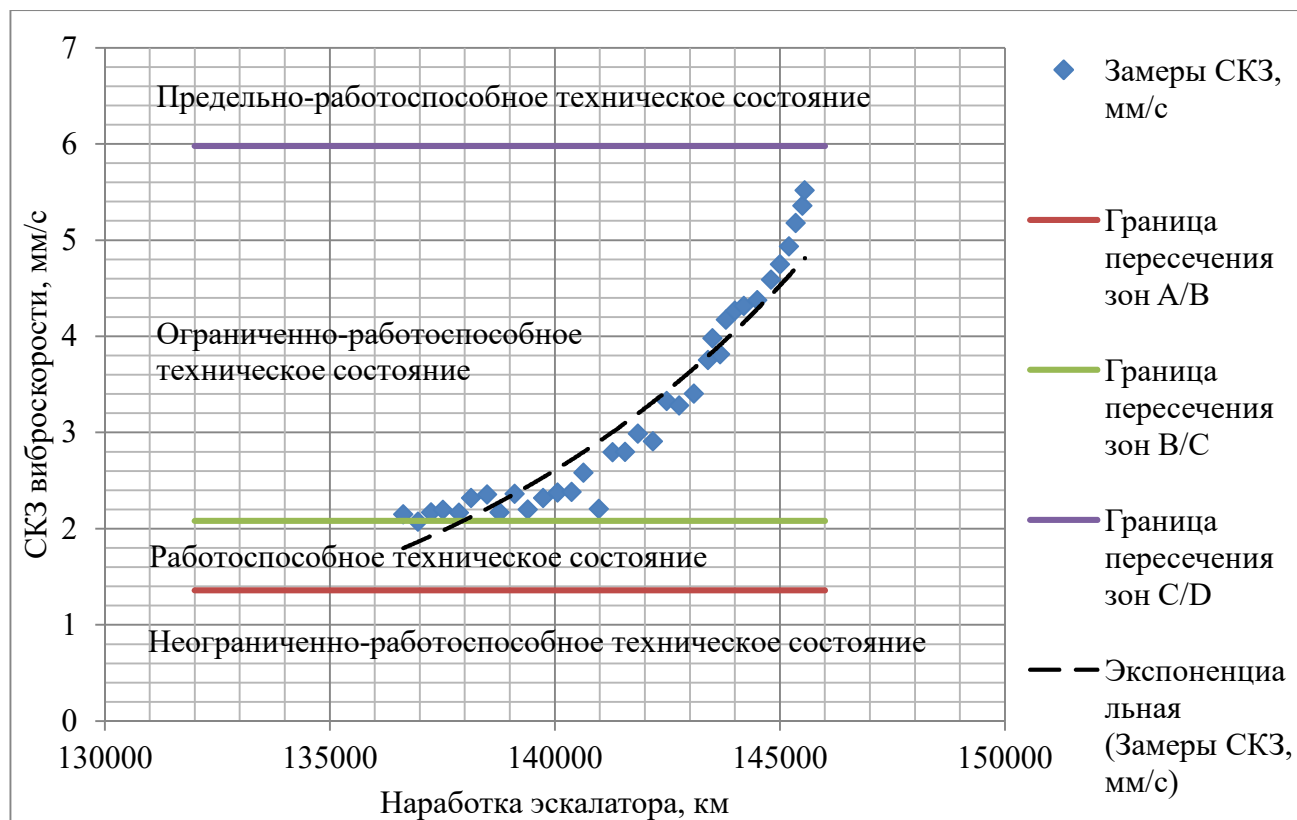


Рис. 14. Изменение СКЗ виброскорости от наработки эскалатора при растущем износе подшипника качения промежуточного вала

В таблице 6 представлены уравнения регрессионных моделей при интенсивном износе элементов приводной группы и при дефекте подшипника качения (рис. 14), а также их достоверности аппроксимации. Уравнения имеют вид экспоненциальных зависимостей. По величине коэффициентов экспоненциальной зависимости возможно прогнозировать изменение видов технических состояний.

Таблица 6

| Вид износа                                | Тип линии тренда | Уравнение линии тренда                          | Значение достоверности аппроксимации |
|---|------------------|---|--------------------------------------|
| Общий интенсивный износ элементов привода | Экспоненциальная | $y = 10^{-4} \cdot e^{7 \cdot 10^{-5} \cdot x}$ | $R^2 = 0,9695$                       |
| Дефект подшипника качения                 | Экспоненциальная | $y = 5 \cdot 10^{-7} \cdot e^{10^{-4} \cdot x}$ | $R^2 = 0,9104$                       |

Направлением дальнейшего исследования может стать накопление экспериментальных значений уровней вибрации от наработки и определение уравнений регрессии для всех возможных дефектов ПГТЭ.

### 5. Методика контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов на основе комплексного применения методов виброакустического диагностирования.

На основании выше сказанного, была разработана методика контроля технического состояния ПГТЭ на основе комплексного применения методов виброакустического диагностирования (рисунок 15), необходимая для оценки текущего технического состояния ПГТЭ, а также дефектации ее элементов, включающая в себя формирование системы информативных диагностических признаков элементов ПГТЭ (таб. 5), построение

эталонных изображений для каждого вида технических состояний ПГТЭ и разработку правил принятия принадлежности к тому или иному виду состояний.

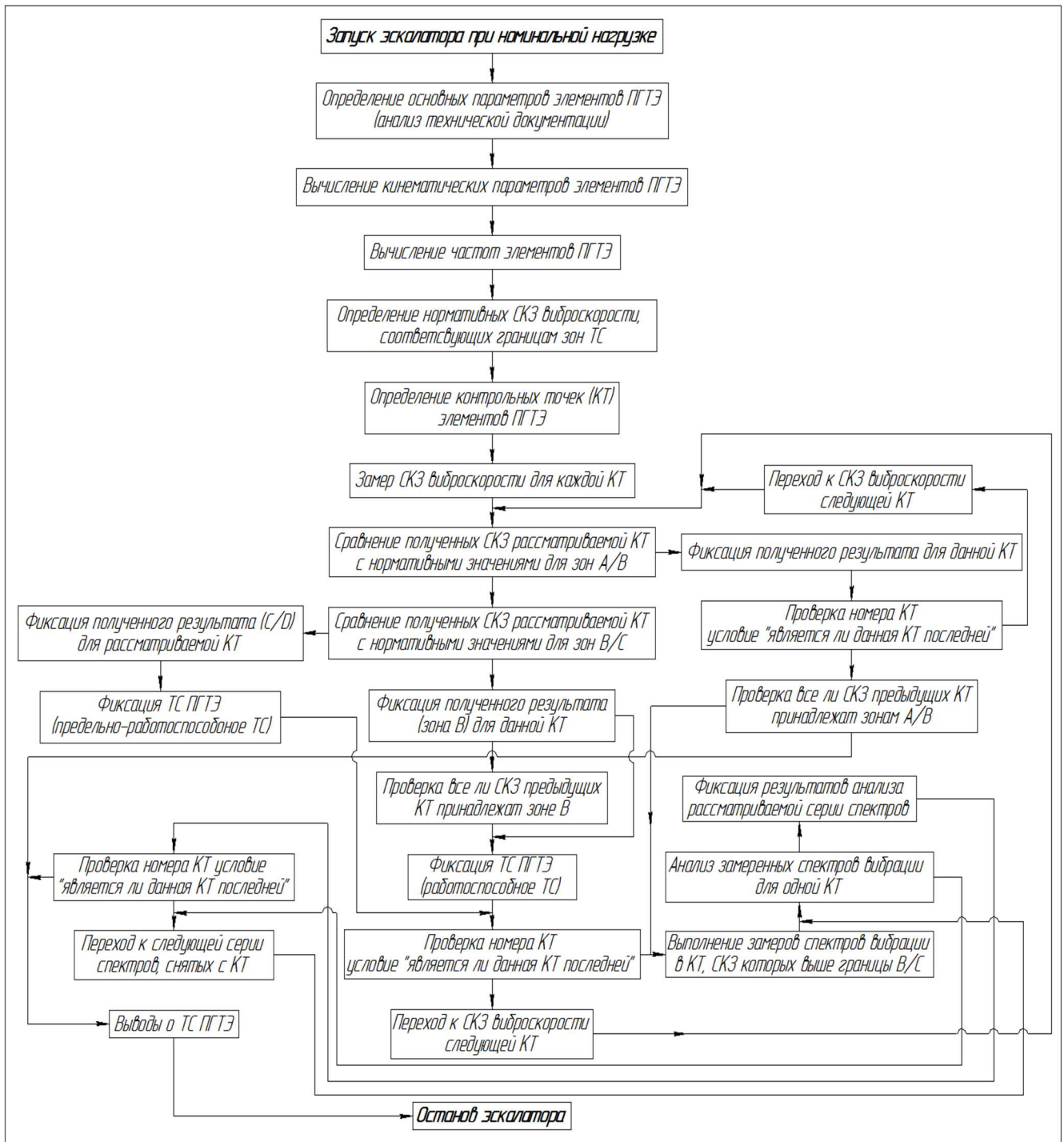


Рис. 15. Алгоритм контроля технического состояния ПГТЭ

В диссертационном исследовании приведены рекомендации по оформлению результатов контроля технического состояния ПГТЭ после применения методики, и доказана технико-экономическая эффективность применения разработанной методики, путем выполнения технико-экономического обоснования с расчетом показателей эффективности. В том числе был выполнен расчет комплексных показателей надежности, позволяющих выявить повышение надежности ТЭ путем контроля технического состояния

их основных механизмов, входящих в состав ПГТЭ, при рабочих режимах в процессе эксплуатации (таблица 7).

Таблица 7

| №<br>n/n | Наименование показателей   | Базовый<br>вариант | Проектный<br>вариант |
|----------|--|--------------------|----------------------|
| 1        | Годовая программа оценки ТС ПГТЭ, ед.                            | 48                 | 48                   |
| 2        | Инвестиции (капитальные вложения), т. руб                        | –                  | 391,06               |
| 3        | Трудоемкость оценки ТС ПГТЭ, нормо-час                           | 12,5               | 3,49                 |
| 4        | Прирост производительности труда, %                              | –                  | 258,2                |
| 5        | Прирост прибыли на годовую программу, т. руб.                    | –                  | 866,4032             |
| 6        | Срок окупаемости инвестиций, лет                                 | –                  | 0,451                |
| 7        | Годовой экономический эффект, т. руб.                            | –                  | 788,1912             |
| 8        | Коэффициент готовности ТЭ, $K_{Г}$                               | 0,98582            | 0,98916              |
| 9        | Коэффициент технического использования ТЭ, $K_{ТИ}$              | 0,98971            | 0,99213              |
| 10       | Вероятность работы ТЭ без перехода в опасное состояние, $P(T_c)$ | 0,999978           | 0,999994             |
| 11       | Показатель полноты диагностирования ПГТЭ, $D_{П}$                | 0,725              | 0,911                |
| 12       | Коэффициент глубины поиска дефекта ПГТЭ, $K_{ПГ}$                | 0,531              | 1                    |
| 13       | Коэффициент полноты проверки исправности ПГТЭ, $K_{ПП}$          | 0,597              | 1                    |
| 14       | Вероятность правильной идентификации дефекта ПГТЭ, $D_{Д}$       | 0,739525           | 0,966662             |

### Общие выводы.

На основании теоретических и экспериментальных исследований, выполненных в диссертационной работе, получены следующие основные результаты:

1. Выполнен анализ существующих методик контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов, установлены их недостатки, показана необходимость их модернизации путем применения методов виброакустического диагностирования, позволяющих проводить контроль технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов в процессе их функционирования.

2. Поставлены и решены задачи научно-обоснованного применения методов виброакустического диагностирования для контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов в процессе их функционирования, учитывающих специфику их работы.

3. Предложена математическая модель приводной группы тоннельного эскалатора, описывающая динамику колебательных процессов приводной группы эскалатора, посредством которой получены опорные спектры вибрационного сигнала, возбуждаемого элементами приводной группы, при бездефектном состоянии и заданных дефектах, в результате чего, путем сравнения опорных спектров, выявлены закономерности изменения диагностических параметров виброакустических сигналов в зависимости от моделируемых видов технических состояний, необходимые для дефектации элементов приводных групп тоннельных эскалаторов

4. Установлены среднеквадратичные значения виброскорости виброакустических сигналов, возбуждаемых элементами приводных групп тоннельных эскалаторов, уточняющие границы зон вибрационных состояний, соответствующих видам технических состояний приводных групп – неограниченно-работоспособное, работоспособное, ограниченно-работоспособное, предельно-работоспособное, обеспечивающие возможность

контроля вида технического состояния и оценку необходимости проведения дефектации элементов приводных групп.

5. Разработана система диагностических признаков основных возможных дефектов в элементах приводных групп, в соответствии с проведенной статистической оценкой причин аварийных отказов и внеплановых остановов тоннельных эскалаторов ГУП «Петербургский метрополитен» – зубчатых зацеплениях (абразивный износ, разрушение, питтинг зубьев, боковой зазор), подшипниках качения (износы различного вида элементов подшипников качения), валах (дисбаланс), необходимая для дефектации элементов приводных групп тоннельных эскалаторов методом спектрального анализа виброакустического сигнала, возбуждаемого приводной группой, и полученная на основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований по контролю технического состояния методами виброакустического диагностирования.

6. Получены регрессионные зависимости параметров виброакустических сигналов, возбуждаемых приводными группами тоннельных эскалаторов, от наработки эскалаторов, обеспечивающие возможность прогнозирования изменения видов технических состояний приводных групп во времени.

7. Полученные решения позволили разработать методику контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов с применением методов виброакустического диагностирования, обеспечивающую возможность контроля технического состояния приводных групп в процессе функционирования при номинальной нагрузке, эффективность которой показана путем оценки изменения показателей надежности тоннельных эскалаторов, показателей достоверности диагностирования приводных групп, эксплуатационных технико-экономических показателей.

8. Результаты работы реализованы на ведущих предприятиях по эксплуатации (ГУП «Петербургский метрополитен») и техническому надзору (ЗАО «СТЭК», ФГБОУ ВО ПГУПС) за тоннельными эскалаторами, что подтверждается актами о внедрении.

9. Результаты работы позволили разработать и запатентовать устройства контроля вибрации машин и механизмов, применение которых возможно в приводных группах тоннельных эскалаторов, а также разработать и зарегистрировать комплекс программ для ЭВМ, необходимый для технического диагностирования приводных групп тоннельных эскалаторов методами виброакустического контроля.

## **ОСНОВНЫЕ НАУЧНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ**

**Публикации в периодических научных изданиях, рекомендованных ВАК РФ:**

1. Спектральный анализ вибросигнала для определения технического состояния эскалаторных редукторов / Филин А. Н. // Механизация строительства. – 2016. – № 1. – С. 21-24.

2. Повышение безопасности подъемно-транспортных машин / Бардышев О. А., Бардышев А. О., Космачков С. А., Литвин Р. А., Филин А. Н. // Механизация строительства. – 2016. – № 2. – С. 5-8.

3. Определение уровней вибрации главных приводов тоннельных эскалаторов / Филин А. Н. // Науковедение. – 2017. - № 1. – С. 1-6.

**Патенты:**

4. Пат. 167483 Российская Федерация, МПК G 01 H 17/00. Устройство контроля вибрации редуктора / Филин А. Н.; заявитель и патентообладатель Филин А.Н. – № 2016101212; заявл. 18.01.2016; опубл. 19.12.2016, бюл. № 1. – 7 с.

5. Пат. 169944 Российская Федерация, МПК G 01 H 17/00. Устройство контроля вибрации редуктора / Филин А. Н.; заявитель и патентообладатель Филин А.Н. – № 2016145962; заявл. 23.11.2016; опубл. 07.04.2017, бюл. № 10. – 7 с.

6. Пат. 174229 Российская Федерация, МПК G 01 H 17/00. Устройство контроля вибрации редуктора / Филин А. Н., Коровина М. С., Попов В. А., Коровин С. К.; заявитель и патентообладатель Филин А.Н. – № 2017127790; заявл. 03.08.2017; опубл. 10.10.2017, бюл. № 28. – 7 с.

**Свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ:**

7. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2015619973. Программа расчета частот вращающихся элементов в редукторах моделей Т00167(м); Т00168(м), установленных на тоннельных эскалаторах [Текст] / Филин А. Н. – Заявка № 2015616724 от 21.07.2015; дата государственной регистрации 18.09.2015.

8. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016617047. Программа контроля вибрационного состояния главных электродвигателей тоннельных эскалаторов [Текст] / Филин А. Н. – Заявка № 2016614290 от 27.04.2016; дата государственной регистрации 23.06.2016.

9. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016611053. Программа контроля вибрационного состояния редукторов тоннельных эскалаторов ЭТ-2(М) по результатам измерений среднеквадратических значений виброскорости на невращающихся частях [Текст] / Филин А. Н. – Заявка № 2016611053 от 30.11.2015; дата государственной регистрации 26.01.2016.

**Публикации в прочих изданиях:**

10. Опыт работы экспертной организации с предприятиями КНР / Бардышев А. О., Куклев А. Н., Румянцев А. В., Сморгы Е. С., Филин А. Н. // Технадзор. – 2015. – № 11. – С. 648-649.

11. Определение зон вибрационных состояний электродвигателей тоннельных эскалаторов / Бардышев О. А., Филин А. Н. // Транспорт: проблемы, идеи, перспективы. – 2016. – Сборник трудов № LXXVI. – С. 295-303.

12. Анализ рисков подъемных сооружений и пути их снижения / Бардышев О. А., Бардышев А. О., Филин А. Н. // Вестник МАНЭБ. – 2017. – Том 22. № 1. – С. 39-44.