

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВО РГУПС)

На правах рукописи



Набоков Александр Евгеньевич

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ИНСТРУМЕНТАРИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ПРОЦЕССА РЕЗЬБООБРАБОТКИ И ШЛИЦЕФРЕЗЕРОВАНИЯ
ПУТЕМ СНИЖЕНИЯ УРОВНЯ ВИБРАЦИОННЫХ НАГРУЗОК**

Специальность 2.5.21 – Машины, агрегаты
и технологические процессы

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор
Яицков Иван Анатольевич

Ростов-на-Дону

2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ, ПОСВЯЩЕННЫХ ВИБРОАКУСТИКЕ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ И ОСОБЕННОСТЯМ НАРЕЗАНИЯ РЕЗЬБ И ФРЕЗЕРОВАНИЯ ШЛИЦЕВ	12
1.1 Фоновый акустический шум производственного помещения при эксплуатации металлообрабатывающих станков	15
1.2 Модели источников генерации шума при обработке металла резанием	21
1.3 Анализ влияния вибраций в системе «инструмент – заготовка»	24
1.4 Разновидности оборудования, применяемого для резьбообработки и шлицефрезерования	27
1.5 Выводы по главе	33
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕЗЬБООБРАБАТЫВАЮЩИХ И ШЛИЦЕФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ	35
2.1 Обоснования выбора моделей источника шума режущего инструмента резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станков	35
2.2 Расчет скоростей колебаний узла резания при обработке резьб резцом и фрезеровании шлицев	41
2.3 Моделирование виброакустической динамики шпиндельных узлов	44
2.4 Расчет скоростей колебаний источников шума консольно-закрепленных дисковых и гребенчатых фрез резьбообрабатывающих станков	47
2.5 Расчет скоростей колебаний узла резания шлицефрезерных станков	51
2.6 Влияние упруго-диссипативной опоры заготовок на вибрации при резьбообработке и шлицефрезеровании	61
2.7 Выводы по главе	69
3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ШУМА И ВИБРАЦИЙ ПРИ ОБРАБОТКЕ РЕЗЬБ И ФРЕЗЕРОВАНИИ ШЛИЦЕВ	71

3.1 Закономерности спектрального состава шума при резбообработке и шлицефрезеровании.....	72
3.2 Анализ спектров вибраций при выполнении технологического процесса обработки заготовок на резбообрабатывающих и шлицефрезерных станках	83
3.3 Выводы по главе.....	88
4 МЕРОПРИЯТИЯ, НАПРАВЛЕННЫЕ НА СНИЖЕНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ПРИ РЕЗБООБРАБОТКЕ И ШЛИЦЕФРЕЗЕРОВАНИИ	
4.1 Регрессионные зависимости диссипативной функции технологических систем	91
4.2 Расчет коробки скоростей полуавтоматического резбонарезного станка 5993 с улучшенными виброакустическими характеристиками	100
4.3 Система снижения уровней шума станков резбообработки и шлицефрезерования	110
4.4 Выводы по главе.....	114
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	116
ПРИЛОЖЕНИЕ А Акт внедрения.....	134

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

Машиностроительная отрасль предъявляет высокие требования к качеству и точности изготавливаемых деталей, что, в свою очередь, обуславливает применение высокопроизводительного и прецизионного оборудования. Высокочастотные колебания, возникающие в процессе резьбообработки и шлицефрезерования, являются серьезной проблемой, влияющей на безопасность и эффективность эксплуатации станочного оборудования. Сильные вибрационные воздействия не только снижают точность обработки и долговечность инструментов, но и создают аварийные нагрузки на несущие конструкции станка и фундамент, а также приводят к необратимым изменениям в микрогеометрии обрабатываемых поверхностей. В условиях высокоскоростной обработки вибрационные воздействия становятся критическим фактором, лимитирующим производительность, и даже незначительные колебания, накапливаясь, вызывают усталостные разрушения режущего инструмента. В данной работе рассматриваются актуальные проблемы разработки и внедрения эффективных методов снижения вибрационного воздействия при резьбообработке и шлицефрезеровании, что является актуальной задачей, решение которой направлено на обеспечение точности обработки деталей, а также эффективных и безопасных условий эксплуатации станков [1, 2]. Мероприятия по снижению вибрационного должны включать как технические решения по модернизации оборудования и оптимизации производственных процессов, так и организационные мероприятия, направленные на снижение уровня вибрационного воздействия.

Для того чтобы гарантировать безопасность работы оборудования и уменьшить уровень вибрационного воздействия в процессе нарезания резьбы и фрезерования шлицевых поверхностей, необходимо применять комплексный подход, который включает в себя превентивные меры, направленные на снижение уровня вибраций и шума. Обеспечение безопасной, надежной работы

оборудования повышает качество выпускаемой продукции, чем подкрепляет конкурентоспособность предприятия [3, 4].

В настоящее время остро стоит вопрос минимизации вибрационных нагрузок в процессах резьбообработки и шлицефрезерования, решение которого требует дальнейших исследований и разработки инновационных решений, основанных на комплексном подходе, учитывающем всю технологическую систему обработки. Разработка и внедрение таких решений позволят значительно повысить точность обработки, продлить срок службы оборудования, снизить уровень вибрационных нагрузок и, как следствие, уменьшить акустическое загрязнение. Это служит основанием для признания выбранной исследовательской темы актуальной с практической точки зрения, а также дает возможность сформулировать цели, задачи и определить объект вместе с предметом научной работы.

Степень разработанности темы исследования,

Высокочастотные колебания, возникающие в процессе резьбообработки и шлицефрезерования, представляют собой серьезную проблему, влияющую на точность обработки, срок службы оборудования и безопасность персонала. Они вызывают автоколебания в системе «станок – приспособление – инструмент – деталь», что приводит к волнистости и микротрещинам на обработанной поверхности. Даже при соблюдении всех режимов резания, вибрации снижают класс точности на один-два качества. Для прецизионных изделий такой брак делает деталь непригодной к эксплуатации.

Несмотря на значительное количество исследований в области виброзащиты, проблема снижения вибрационных нагрузок применительно к специфике резьбонарезных и шлицефрезерных станков остается недостаточно проработанной. Существующие исследования в основном посвящены изучению характеристик звукового излучения и вибраций и разработке методов их снижения, таких как балансировка вращающихся элементов, использование виброизоляторов, демпфирующих конструкций, оптимизацию режимов резания. Традиционные подходы к снижению вибрации в станках включают в себя

балансировку вращающихся элементов, использование виброизоляторов и демпфирующих материалов, а также оптимизацию режимов резания [5–18]. Однако при резьбообработке и шлицефрезеровании эти методы часто оказываются неэффективными из-за сложной геометрии инструмента, прерывистого характера резания и высоких скоростей. Недостаточно внимания уделяется вопросам оптимизации режимов обработки, выбору режущего инструмента и смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ) с целью снижения интенсивности вибрационного воздействия непосредственно в источнике возникновения.

Особую актуальность приобретает проблема снижения виброакустического воздействия при резьбообработке и шлицефрезеровании, которая требует дальнейших исследований и разработки инновационных решений, основанных на комплексном подходе, учитывающем всю технологическую систему обработки. Разработка и внедрение таких решений позволят значительно повысить точность обработки, продлить срок службы оборудования и обеспечить безопасные условия труда для персонала. Дальнейшие исследования в этой области должны быть направлены на разработку и внедрение инновационных технологий, которые обеспечат значительное повышение точности обработки поверхностей и срока службы оборудования, позволят снизить уровень акустического загрязнения.

Цель диссертационной работы: снижение уровня вибрационных нагрузок путем совершенствования инструментария технологического процесса резьбообработки и шлицефрезерования.

Основные **задачи** исследования, соответствующие данной цели:

- 1 Провести анализ работы станков при технологическом процессе нарезания резьб и шлицев для выявления основных факторов, оказывающих влияние на безопасные условия эксплуатации.

- 2 Представить теоретическое описание процессов генерации шума в колебательной системе резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станков, а также выявить первопричины возникновения шума, приводящие к повышенным

уровням шумового воздействия, которые превышают установленные санитарные требования в определенных частотных диапазонах.

3 Учитывая особенности технологического процесса вывести аналитические зависимости октавных уровней шума, применимые на этапе проектирования резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станков.

4 Выполнить экспериментальные исследования виброакустических характеристик станков, при различных технологических режимах, в условиях фактической работы.

5 Разработать конструктивные решения, направленные на уменьшение виброакустического возбуждения при эксплуатации резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станков, учитывая технологические режимы их работы.

Объектом исследования являются виброакустические параметры металлорежущих станков, а также их влияние на технологические режимы работы оборудования в процессах нарезания резьбы и фрезерования шлицев.

Предметом исследования являются особенности формирования частотного спектра виброакустических параметров, возникающих в ходе выполнения технологических операций по обработке резьбовых соединений и фрезерованию шлицев.

Соответствие темы диссертации паспорту научной специальности. Содержание диссертации соответствует паспорту научной специальности 2.5.21. Машины, агрегаты и технологические процессы, в пунктах:

– п. 2. Разработка и исследование технологических процессов механизации производства в соответствии с современными и перспективными требованиями, технологиями, показателями качества и надежности, промышленной и экологической безопасности;

– п. 7. Разработка и повышение эффективности методов технического обслуживания, монтажа/демонтажа, технологии ремонта, диагностики и мониторинга, охраны труда, промышленной и экологической безопасности на стадии эксплуатации машин, комплектов машин, транспортно-технологических

систем, агрегатов, механизированного (автоматизированного и роботизированного) технологического оборудования и инструмента;

– п. 8. Разработка методов расчета и проектирования систем, обеспечивающих безопасность функционирования при эксплуатации машин, комплектов машин, транспортно-технологических систем, агрегатов и технологических процессов;

– п. 9. Разработка нормативной базы проектирования, испытания, эксплуатации и утилизации машин, комплектов машин, транспортно-технологических систем, агрегатов, механизированного технологического оборудования и инструмента.

Научная новизна исследования состоит в следующем:

1 Установление взаимосвязи между параметрами динамических процессов, происходящих в зоне резания, и величиной вибрационных нагрузок.

2 Выведение аналитических зависимостей уровней звукового давления, учитывающих условия обработки, конструкцию станка, физико-механические свойства и форму режущего инструмента, а также обрабатываемых деталей.

3 Уточнение диссипативной функции, описывающей коэффициенты потерь колебательной энергии, принимая во внимание способ закрепления деталей и режущего инструмента для различных типов крепления (консольное, в центрах, на оправке) заготовок и режущего инструмента (фрезы гребенчатые, дисковые, червячные).

Теоретическая и практическая значимость результатов исследования заключается в следующем:

1 Теоретически обоснована возможность снижения интенсивности излучения звуковой энергии режущего инструмента и обрабатываемых деталей резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станков как источников возникновения вибраций. Систематизированы источники возникновения колебаний применительно к специфике резьбонарезных и шлицефрезерных операций, что позволило сформировать теоретическую базу для прогнозирования и управления вибрационными нагрузками.

2 Теоретически обоснован рациональный вариант конструктивных решений по снижению уровня вибрационных нагрузок при эксплуатации резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станков. Предложен подход, учитывающий взаимосвязь между параметрами динамических процессов в зоне резания, спектральным составом колебаний и эффективностью звукоизлучения.

3 На основании инженерных расчетов предложены технические решения, которые позволяют снизить уровни вибрационных нагрузок и шума при обеспечении необходимой производительности и безопасности функционирования резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станков.

4 Предложена инженерная методика расчета уровней звукового давления, которая помогает на этапе проектирования выбрать возможный уровень вибрационных нагрузок. В частности, предложенная конструкция коробки скоростей полуавтоматического резьбонарезного станка модели 5993, реализованная в двух- или трехваловом исполнении с использованием двухскоростного электродвигателя, обеспечивает снижение уровней звукового давления на 3–6 дБ за счет сокращения количества зубчатых зацеплений и подшипниковых узлов, что одновременно уменьшает металлоемкость корпуса.

Реализация результатов исследования

Результаты исследований снижения вибрационных нагрузок внедрены и испытаны на эффективность в производственных условиях при эксплуатации станков на Ростовском-на-Дону электровозоремонтном заводе АО «Желдорреммаш». Практическое внедрение разработанных мероприятий позволяет повысить долговечность режущего инструмента, стабильность точности обработки деталей и, как следствие, конкурентоспособность предприятия. Предложенные технические решения отличаются технологичностью, экономической доступностью и могут быть рекомендованы для широкого внедрения на предприятиях машиностроительного комплекса, осуществляющих операции резьбообработки и шлицефрезерования.

Методология и методы исследования

В рамках выполнения научной работы применялись теоретические модели, описывающие колебательные процессы в механических системах, фундаментальные правила конструирования оборудования и методы оценки его рабочих характеристик, а также инструментарий виброакустической динамики. Опытная часть исследования проводилась согласно регламентированным схемам замеров с использованием современных устройств, предназначенных для фиксации уровня шума и вибрационных параметров.

Положения, выносимые на защиту:

- 1 Анализ влияния условий эксплуатации на безопасность выполнения технологических процессов резбообработки и шлицефрезерования.
- 2 Технологические модели процессов виброакустической динамики резбообрабатывающих и шлицефрезерных станков.
- 3 Аналитические зависимости уровней звукового давления, создаваемого колебательной системой резбообрабатывающих и шлицефрезерных станков.
- 4 Результаты экспериментальных исследований спектров шума и вибрации резбообрабатывающих и шлицефрезерных станков.
- 5 Конструкции систем защиты от шума для резбообрабатывающих и шлицефрезерных станков.

Степень достоверности и апробация результатов исследования

Достоверность представленных результатов основана на сопоставлении итогов теоретических и экспериментальных исследований с применением современных методов исследований и математического аппарата, а также стандартной измерительной аппаратуры. Полученные результаты опираются на известные теоретические разработки и экспериментальные исследования других авторов.

Основные положения диссертации были представлены и рассмотрены в рамках Всероссийской национальной научно-практической конференции «Теория и практика безопасности жизнедеятельности» (Ростов-на-Дону, РГУПС, 2021, 2022, 2023, 2024; 2025 гг.); Девятого международного

экологического конгресса «Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов» ELPIT-2021 (Самара, Тольятти, 2021 г.); Международной научно-практической конференции «Перспективы развития локомотиво-, вагоностроения и технологии обслуживания подвижного состава» (Ростов-на-Дону, РГУПС, 2022, 2024, 2025 гг.); Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы и перспективы развития транспорта, промышленности и экономики России» (ТрансПромЭк-2024); Международной научно-практической конференции «Транспорт: наука, образование, производство» (Транспорт-2025).

Публикации материалов по теме исследования. Материалы, представленные в диссертационной работе и отражающие основные научные результаты исследования, опубликованы в 9 печатных работах, в том числе 6 – в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, входящих в перечень ВАК Минобрнауки РФ.

Структура и объем диссертации

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, общих выводов, списка литературы из 125 наименований, содержит 44 рисунка, 7 таблиц и изложена на 133 страницах машинописного текста. В приложение А работы вынесен акт внедрения на Ростовском –на –Дону Электровозоремонтном заводе АО «Желдорреммаш»

1 АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ, ПОСВЯЩЕННЫХ ВИБРОАКУСТИКЕ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ И ОСОБЕННОСТЯМ НАРЕЗАНИЯ РЕЗЬБ И ФРЕЗЕРОВАНИЯ ШЛИЦЕВ

Современная металлообрабатывающая промышленность предъявляет жесткие требования не только к производительности и точности станков, но и к безопасности их эксплуатации. Эффективность любого производственного процесса держится на надежности работы оборудования, так как сбои и простои станков неизбежно влекут за собой увеличение себестоимости продукции и, как следствие, снижение конкурентоспособности предприятия. Анализ существующих методов и средств обеспечения безопасности при эксплуатации металлообрабатывающих станков выявляет широкий спектр подходов, нацеленных на минимизацию рисков травматизма и профессиональных заболеваний. Эти методы охватывают как организационные мероприятия, так и технические решения, направленные на предотвращение опасных ситуаций в рабочей зоне. В частности, влияние технологических режимов обработки, типов режущего инструмента и состояния оборудования на спектральный состав и интенсивность вибраций и шума.

Вибрационные нагрузки представляют собой значимый фактор в процессе работы металлообрабатывающего оборудования. Они возникают в результате взаимодействия режущего инструмента с заготовкой, работы приводных механизмов, дисбаланса вращающихся частей и резонансных явлений в конструкции станка. Интенсивность вибраций зависит от множества параметров: скорости резания, подачи, глубины обработки, жесткости технологической системы, а также от износа инструмента и подшипниковых узлов. Даже незначительные колебания могут привести к ухудшению качества обработанной поверхности, увеличению погрешностей геометрических размеров деталей и сокращению срока службы дорогостоящего оборудования.

Наиболее критичными являются резонансные режимы, когда частота вынуждающей силы совпадает с собственной частотой колебаний элементов

станка или обрабатываемой детали. В таких условиях амплитуда вибраций многократно возрастает, что вызывает интенсивный износ направляющих, шпиндельных узлов и режущего инструмента. Особенно остро эта проблема стоит при высокоскоростной обработке и работе с тонкостенными или длинномерными заготовками, где жесткость системы снижена. Исследования показывают, что до 40 % отказов металлорежущих станков связано именно с вибрационными нагрузками, а не с естественным износом или ошибками оператора.

Недостаточная эффективность существующих методов снижения виброакустического воздействия в машиностроении обусловлена рядом факторов. Во-первых, сложно прогнозировать распространение вибраций и шума в производственных помещениях с учетом множества источников и отражающих поверхностей. Во-вторых, применяемые шумопоглощающие и виброизолирующие материалы имеют ограниченный срок службы и требуют регулярного обслуживания, что создает дополнительные эксплуатационные затраты. В-третьих, конструктивные решения, направленные на снижение шума и вибраций, иногда приводят к ухудшению других технических характеристик оборудования, например, к увеличению габаритов [19–21].

Современные методы борьбы с вибрациями включают как пассивные, так и активные способы гашения колебаний. К пассивным относятся установка виброопор и демпферов, использование инструмента с изменяемой геометрией режущей кромки, а также балансировка вращающихся масс. Активные системы, в свою очередь, основаны на применении адаптивных контроллеров, которые в реальном времени компенсируют возникающие возмущения. Например, системы с обратной связью способны снижать амплитуду вибраций на 60–80 %, что напрямую повышает точность обработки и производительность, что, в свою очередь, приведет к снижению количества ошибок, увеличению производительности и повышению конкурентоспособности предприятия на рынке. Влияние большинства факторов производственной среды успешно оптимизируется посредством внедрения современных технологических решений

[22–24]. Вместе с тем вопросы, касающиеся виброакустических воздействий, не утрачивают своей значимости и требуют пристального внимания как в научно-технической, так и в социально-экономической плоскостях. Успешное разрешение данной задачи способствует существенному повышению конкурентоспособности и уровня надежности эксплуатируемых технологических систем. Инвестиции в виброакустическую безопасность следует рассматривать как вклад в долгосрочное развитие и устойчивость машиностроительного производства.

Обзор научной литературы показывает, что вопросам виброакустической безопасности в сфере металлообработки посвящено большое количество исследований [6–71]. Улучшение акустической обстановки достигается путем внедрения организационно-технических мер, ориентированных на ослабление воздействия шума [28, 29] в процессе его распространения посредством использования защитных барьеров [30, 31]; применения экранирующих и звукопоглощающих элементов [32, 33], а также за счет снижения уровня шума непосредственно в источнике.

Проблемы уменьшения степени воздействия уровней шума и вибраций, возникающих в процессе работы металлообрабатывающих станков, рассматриваются в трудах таких исследователей, как И. А. Балыков [10, 34–36], Б. Ч. Месхи [13–15, 21, 37], С. Н. Панов [26, 38, 39], В. А. Замшин [8, 20, 40–42], А. Н. Чукарин [9, 11, 16, 43–49], В. Е. Досов [50–53], Т. А. Финоченко [18, 54–57], А. Е. Литвинов [58–65] и др.

Однако, несмотря на значительный объем исследований, посвященных виброакустической безопасности в металлообработке, проблема снижения шума и вибраций остается актуальной. Это обусловлено как непрерывным развитием технологий металлообработки, появлением новых, более мощных и скоростных станков, так и возрастающими требованиями к условиям труда и охраны окружающей среды. Эффективное решение данной проблемы требует комплексного подхода, включающего наряду с совершенствованием

существующих методов, разработку принципиально новых технических решений.

Одним из перспективных направлений исследований является разработка и внедрение активных систем шумоподавления и виброгашения, которые позволяют компенсировать генерируемые станком шумы и вибрации, снижая их уровень на рабочем месте. Другим важным направлением является разработка новых материалов и технологической оснастки, обладающих улучшенными вибродемпфирующими свойствами, что позволяет снизить уровень вибраций и, как следствие, уровень шума. Кроме того, значительный резерв снижения шума и вибраций заключается в оптимизации технологических процессов металлообработки, например режимов резания, выборе оптимальных инструментов и оснастки, а также применении смазочно-охлаждающих жидкостей с улучшенными вибродемпфирующими свойствами.

Таким образом, решение проблемы виброакустической безопасности в сфере металлообработки требует комплексного подхода, включающего как совершенствование существующих методов и технологий, так и разработку принципиально новых решений, основанных на использовании передовых материалов и технологий. Это позволит не только улучшить условия труда и снизить негативное воздействие на окружающую среду, но и повысить точность и производительность металлообрабатывающего оборудования.

1.1 Фоновый акустический шум производственного помещения при эксплуатации металлообрабатывающих станков

Фоновый акустический шум на производственных площадках, оснащенных металлообрабатывающими станками, представляет собой сложный и динамичный комплекс звуковых явлений. Его формирование обусловлено одновременной работой множества источников, таких как станки и агрегаты, а также вспомогательное оборудование – системы вентиляции, компрессоры, транспортные механизмы. Интегральное воздействие этих источников

формирует акустическую картину, характеризующуюся широким спектром частот и непостоянством уровней звукового давления [66].

Специфика металлообработки, включающая в себя резание, шлифовку, деформацию металла, оказывает существенное влияние на структуру фонового шума. Высокоскоростная работа режущего инструмента, соударения деталей, вибрации конструкций станков – все это генерирует интенсивные звуковые колебания в широком диапазоне частот, зачастую с выраженными пиками на определенных резонансных частотах. Характерным элементом фонового шума являются также аэродинамические шумы, возникающие при работе систем охлаждения и удаления стружки.

Совокупный уровень шума формируется из двух составляющих: из уровней прямого звука, исходящего от источников, и звуковых колебаний, отражающихся от различных окружающих поверхностей. В замкнутом пространстве снижение громкости звука происходит постепенно, по мере его столкновения с различными препятствиями и потери энергии при взаимодействии. Усугубляет ситуацию отражение звуковых волн от жестких поверхностей цеха – стен, пола, потолка, оборудования. Многократные отражения создают эффект реверберации, увеличивая продолжительность звучания и приводя к пространственному рассеиванию звуковой энергии. В результате даже относительно небольшие по мощности источники шума могут создавать значительный уровень общего фонового шума. Для уменьшения реверберации применяются звукопоглощающие материалы, которые устанавливаются на ограждающих конструкциях.

В ходе теоретического расчета и анализа шумовых характеристик требуется разделить акустическое пространство на две области – ближнюю и дальнюю. В ближней зоне преобладает прямой звук, и ее характеристики не зависят от размеров источника. Дальняя зона определяется граничными условиями, начинают проявляться, когда расстояние от расчетной точки (r) до источника превышает максимальный размер источника ($l_{\max}$). Акустическое поле в замкнутом объеме рассматривается как диффузное, то есть однородное по всем

направлениям. Степень диффузности этого акустического поля можно представить следующими выражениями [50, 53]:

$$f_{\text{диф}} = \frac{500}{\sqrt[3]{V}}, \quad (1.1)$$

где V – объем производственного помещения, м^3 .

На основе уровней прямого и отраженного звуков и учитывая диффузность звукового поля, интенсивность звука на рабочем месте рассчитывается по формуле:

$$I = I_{\text{пр}} + I_{\text{отр}}, \quad (1.2)$$

где $I_{\text{пр}}$ и $I_{\text{отр}}$ – интенсивность прямого и отраженного звука, $\text{Вт}/\text{м}^2$, соответственно.

Интенсивность прямого звука от работающего оборудования может быть оценена с помощью следующего выражения:

$$I_{\text{пр}} = \frac{\chi \cdot W \cdot \varphi}{2\pi r^2}, \quad (1.3)$$

где W – мощность источника звука, Вт ; χ – коэффициент, учитывающий особенности ближнего звукового поля; φ – коэффициент, отражающий направленность излучения источника; r – расстояние от источника до расчетной точки, м .

Для расчетов уровней звукового давления (L) наиболее удобным является уравнение, где L_w – уровень звуковой мощности источника шума, дБ ; K – коэффициент затухания ($K = 20$):

$$L = L_w - K \lg r + 10 \lg \varphi - 8. \quad (1.4)$$

В качестве отправной точки для расчетов принимаются уровни звукового давления ($L_{\text{ист}}$), создаваемого источником шума, определяемые согласно уравнению:

$$L = L_{\text{ист}} - 20 \lg r + 10 \lg \varphi - 8. \quad (1.5)$$

При оценке интенсивности отраженного звука ($I_{\text{отр}}$) необходимо учитывать характеристики помещения:

$$I_{\text{отр}} = \frac{4\psi W}{B_{\text{п}}}, \quad (1.6)$$

$$B_{\text{п}} = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i S_i}{1 - \alpha}, \quad \bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i S_i}{S_{\text{пом}}}, \quad (1.7)$$

где ψ – коэффициент, отражающий нарушение диффузности звукового поля; $B_{\text{п}}$ – постоянная характеристика помещения, м^2 [50, 53]; α_i – коэффициент поглощения звука, S_i и $S_{\text{пом}}$ – площадь i -й поверхности и общая площадь помещения соответственно, м^2 .

Общее воздействие прямого и отраженного акустического излучения, создаваемого оборудованием в контрольных точках производственного помещения на рабочем месте без шумозащитной системы, оценивается по формуле:

$$L = L_w + 10 \lg \left(\frac{\chi \Phi}{2\pi r^2} + \frac{4\psi}{B_{\text{п}}} \right) + 10 \lg K_{\gamma} - 8. \quad (1.8)$$

где K_{γ} – количество источников звука.

В большинстве случаев обеспечить требуемый уровень шумоподавления непосредственно в самом источнике шума оказывается невозможным. Этот факт приводит к необходимости установки звукоизолирующего ограждения, соответствующего требованиям по звукоизоляции и звукопоглощению. В случае размещения источника шума внутри ограждающей конструкции наблюдается неравномерность излучения от элементов конструкции, ориентированных под разными углами по отношению к точке измерения. Энергия, излучаемая стенами под углом 90° к контрольной точке измерения, составляет $j = 1/\pi$, а под углом 180° – $j = 1/2\pi$ [86].

Уровни шума (L) в производственном помещении, генерируемые работающим оборудованием, с учетом использования звукоизолирующих ограждений рассчитываются по формуле:

$$L = L_w + 10 \lg \left(\frac{\chi_{\text{огр}}}{2\pi r_i^2} + \frac{4\psi_{\text{огр}}}{A_{\text{огр}}} \right) + 10 \lg S_{\text{огр}} + 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0.1(3\text{И}_i + 10 \lg j_i)} - 8 +$$

$$+ 10 \lg \left(\frac{\chi}{2\pi r^2} + \frac{4\psi}{B} \right) + 10 \lg K_\gamma, \quad (1.9)$$

где L_w – уровень звуковой мощности источника, дБ; $A_{\text{огр}} = \alpha_{\text{огр}} \cdot S_{\text{огр}}$ – постоянная ограждения; $\alpha_{\text{огр}}$ – коэффициент звукопоглощения; $S_{\text{огр}}$ – площадь ограждающей конструкции, м²; r и r_i – расстояние от расчетной точки до источника и внутренней поверхности ограждения, м; 3И_i – звукоизоляция ограждающей конструкции, дБ; B – характеристика помещения, м².

Общая звукоизоляция (ЗИ) ограждающих конструкций определяется уравнением [89]:

$$\text{ЗИ} = \text{ЗИ}_\Pi - 10 \lg \left[S_\Pi + \sum_i^n S_i 10^{0.1(\text{ЗИ}_\Pi - \text{ЗИ}_i j_i)} \right] - 10 \lg S_\Pi, \quad (1.10)$$

где ЗИ_Π и S_Π – звукоизоляция (дБ) и площадь (м²) ограждающего экрана; ЗИ_i и S_i – звукоизоляция и площадь участков, отличающихся от экрана; n – количество участков, имеющих отличия от экрана.

Коэффициенты, учитывающие влияние ближнего звукового поля (χ) и отражающие нарушение диффузности акустического поля (ψ), определяются по графикам, приведенным на рисунках 1.1 и 1.2 [51, 71].

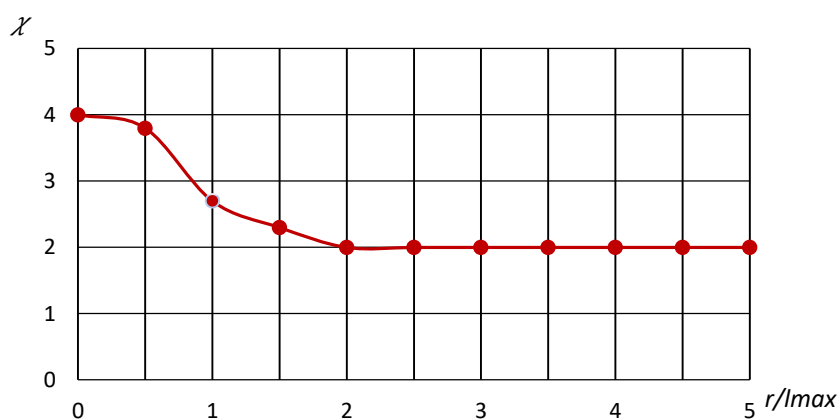


Рисунок 1.1 – Зависимость влияния звукового поля (χ) от расстояния

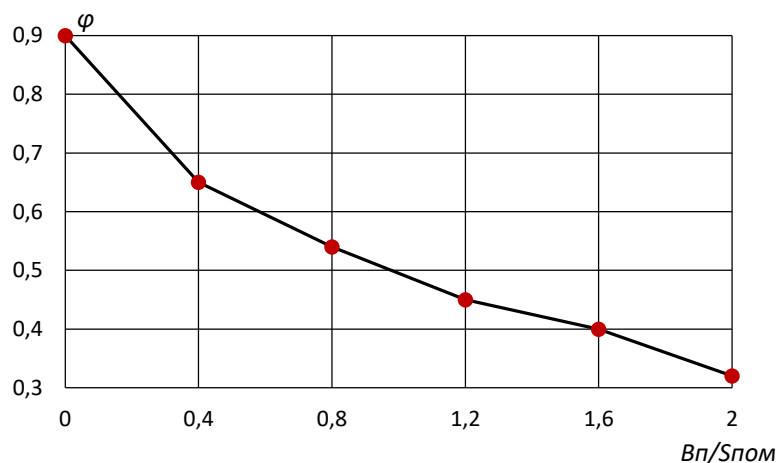


Рисунок 1.2 – Зависимость между нарушением диффузности звукового поля в помещении и соотношением постоянной помещения к его площади

Для прогнозирования уровней шума в контрольной точке производственного помещения при наличии данных о звуковой мощности оборудования (L_w), расчет осуществляется по формуле (1.9). В расчете учитываются характеристики помещения: расстояние от источника до рабочего места (r) и акустическая постоянная помещения ($B_{\text{п}}$). К параметрам ограждающих конструкций относятся их размеры, постоянная ограждения и звукоизоляция каждого элемента ($ЗИ_i$).

Для корректного прогнозирования также необходимо учитывать прямой и отраженный звук. Прямой звук распространяется непосредственно от источника шума к контрольной точке, в то время как отраженный звук достигает контрольной точки после отражения от стен, пола и потолка помещения. Постоянная помещения ($B_{\text{п}}$) характеризует акустические свойства помещения и влияет на уровень отраженного звука. Чем больше значение $B_{\text{п}}$, тем меньше влияние отраженного звука на общий уровень шума в контрольной точке.

Размеры ограждения и его расположение относительно источника шума и контрольной точки существенно влияют на эффективность снижения уровня шума.

Каждый элемент ограждения обладает своим показателем звукоизоляции ($ЗИ_i$), который определяет способность ограждения снижать уровень шума: при

увеличении этого показателя снижается количество акустической энергии, проходящей сквозь преграду.

Звуковая мощность и уровни звукового давления рассчитываются по формулам:

$$L_p = 20 \lg \frac{P}{2 \cdot 10^{-5}} \text{ и } L_w = 10 \lg \frac{W}{10^{-12}}. \quad (1.11)$$

Для эффективного снижения фонового акустического шума на производственных площадках целесообразно применение комплекса мер, включающих в себя как технические, так и организационные решения. К первым относятся установка шумозащитных экранов, применение звукопоглощающих облицовок на стенах и потолках, виброизоляция оборудования и использование глушителей для вентиляционных систем. Ко вторым – рациональное размещение оборудования, организация рабочих мест с учетом минимизации шумового воздействия, а также внедрение режимов труда и отдыха, предусматривающих снижение шумовой нагрузки на персонал [66].

1.2 Модели источников генерации шума при обработке металла резанием

Понимание механизмов генерации шума и разработка акустических моделей источников являются ключевыми для снижения уровня шума и повышения безопасности производства при металлообработке. В основу разработки мероприятий шумозащиты при эксплуатации металлорежущих станков положены исследования акустического фактора в источнике., в зависимости от чего выделяют основные типы шума, каждый из которых имеет свои характерные особенности и механизмы генерации:

- *Механический шум* обусловлен вибрацией и ударами элементов оборудования, таких как шпиндель, режущий инструмент (резак, фреза, сверло), зажимные устройства и детали станка. Вибрации возникают из-за несовершенства балансировки вращающихся элементов, люфтов в соединениях.

- *Аэродинамический шум* возникает из-за турбулентности воздушных потоков, создаваемых вращающимися элементами инструмента и станка, а также выбросом стружки под высоким давлением. Скорость движения воздуха и форма обтекаемых поверхностей определяют его интенсивность и спектральный состав.

- *Шум резания* обусловлен непосредственно взаимодействием режущего инструмента с материалом заготовки, а механизмы его генерации включают:

- *шум скольжения* возникает из-за трения между режущей кромкой инструмента и поверхностью обрабатываемой детали. характер трения (сухое, граничное, жидкостное) оказывает существенное влияние на уровень шума;

- *шум деформации* обусловлен деформацией материала детали в зоне резания, что приводит к вибрации и, как следствие, к шумовому излучению;

- *шум скалывания* возникает при образовании стружки под действием режущей силы. тип стружки (сливная, ступенчатая, надломленная) влияет на его интенсивность и частотный спектр;

- *Резонансный шум* возникает, если частота вибраций (частота вращения инструмента или частота прохождения зуба фрезы) совпадает с собственной частотой колебаний элементов системы «станок – инструмент – заготовка», что приводит к усилению вибраций и, как следствие, к увеличению уровня шума.

Для эффективного снижения уровня шума при обработке металла резанием необходима разработка математических моделей, описывающих источники шума. Эти модели должны учитывать, как физические процессы, происходящие в зоне резания, так и характеристики оборудования и материалов. Таким образом, необходимыми для расчетов являются мощность источника звука (W) и звуковое давление (P). На основе работ [8, 10, 73] были получены выражения для заготовок:

– точечный источник

$$P = 0,65 \frac{f_i v S}{r}, \quad W = 10^{-3} (S f_i v)^2; \quad (1.12)$$

– балка ограниченной длины малого волнового размера ($kR < 1$).

$$P = 2,4 \cdot 10^{-4} \frac{v}{2l} (f_i S)_1^2, \quad W = 3 \cdot 10^{-7} \left(\frac{v}{l} \right)^2 (S f_i)_1^4; \quad (1.13)$$

– балка ограниченной длины большого волнового размера ($kR > 1$)

$$P = 9,5 (f_i S l)^{0,5} \frac{v}{r}, \quad W = 0,65 v^2 l f_i S; \quad (1.14)$$

– поршневой излучатель – закрепленная в центре круглая пластина

$$P = 1,3 \frac{f_i v S}{r}, \quad W = 0,024 (S f_i v)^2; \quad (1.15)$$

– ограниченная пластина – пластина, имеющая конечные размеры

$$W = 4,4 \cdot 10^2 S v^2 j, \quad (1.16)$$

где f_i – собственная частота колебаний, Гц; S – площадь излучающей поверхности, м²; v – скорость колебаний, м/с; r – расстояние от источника звука до расчетной точки, м; l – длина детали, м; k – волновое число, 1/м; R – размер поперечного сечения заготовки, м; j – коэффициент излучения звука.

Собственные частоты колебаний источников, генерирующих звук (f_i) определяются по формулам [72,73]:

– для балки консольно закрепленной:

$$f_i = \frac{(2k-1)^2}{2l^2} \pi \sqrt{\frac{EJ}{m_0}}; \quad (1.17)$$

– для балки на двух опорах:

$$f_i = \frac{\pi k^2}{2l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m_0}}; \quad (1.17)$$

– для пластины:

$$f_{mn} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{Eh^2}{12\rho(1-\mu^2)}} \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right), \quad (1.19)$$

где l – длина балки, м; l_1 и l_2 – длина и ширина пластины, м; h – толщина пластины, м; k – коэффициент, определяющий соответствующую форму колебания; E – модуль упругости материала, Па; J – момент инерции поперечного сечения, м⁴; m_0 – распределенная масса, кг/м; ρ – плотность

материала, кг/м^3 ; μ – коэффициент Пуассона; m и n – постоянные, определяющие соответствующую форму колебания.

Генерация шума при обработке металла резанием – сложный и многофакторный процесс. Разработка адекватных моделей источников шума и применение эффективных методов снижения шума являются ключевыми для обеспечения безопасных условий труда. Акустические характеристики, появляющиеся в ходе технологических операций нарезания резьбы и шлицевого фрезерования, отличаются от типичных, так как представляют собой сложную акустическую картину, обусловленную как конструкцией инструмента и характером его взаимодействия с материалом, так и параметрами технологического режима. Шум, возникающий при резьбонарезании и шлицевом фрезеровании, включает в себя множество компонентов, генерируемых различными механизмами: вибрациями инструмента и заготовки, трением, ударами, аэродинамическими явлениями и резонансными эффектами в конструкции станка. Интенсивность и спектральный состав каждого из этих компонентов варьируются в зависимости от скорости резания, подачи, глубины врезания и физических свойств обрабатываемого материала.

Сложность моделирования шума при нарезании резьбы и шлицевом фрезеровании обусловлена несколькими факторами. Во-первых, сами процессы являются динамическими, с постоянным изменением геометрии режущего инструмента и заготовки. Во-вторых, взаимодействие режущего инструмента с материалом заготовки вызывает не только шум, обусловленный вибрацией, но и шум, возникающий при разрушении материала, трении и ударах. В-третьих, геометрия станка и окружающей среды влияет на распространение и отражение звуковых волн, создавая сложную картину интерференции и усиления звука.

1.3 Анализ влияния вибраций в системе «инструмент – заготовка»

Анализ влияния колебаний в системе «инструмент – заготовка» является критически важным для обеспечения высокой точности и качества обработки.

Возникновение колебаний, как правило, связано с динамической неустойчивостью системы, обусловленной взаимодействием сил резания, жесткости конструкции станка и характеристиками процесса обработки. Эти колебания могут проявляться в различных формах, включая вынужденные и автоколебания, каждая из которых имеет свои причины и последствия.

Генерация звука в системе «инструмент – заготовка» создает шум в рабочей зоне операторов станков. Вынужденные колебания возникают под воздействием внешних периодических сил, например дисбаланса вращающихся частей станка или вибраций, передающихся от окружающего оборудования. Они проявляются в виде определенной частоты, соответствующей частоте возбуждающей силы, и могут вызывать шероховатость поверхности, отклонения размеров и повышенный износ инструмента. С другой стороны, автоколебания возникают в результате взаимодействия сил резания и упругих свойств системы. Их частота обычно зависит от собственных частот колебаний конструкции станка и может приводить к серьезным проблемам, таким как поломка инструмента или непоправимый дефект обрабатываемой детали. Переход от механических трансмиссий к бесступенчатым системам, работающим на основе гидравлики или электричества, значительно уменьшает вибрационные потоки, которые передаются на корпусные детали от узлов привода, что, в свою очередь, снижает уровень корпусного шума. В подобной системе колебания возбуждаются технологической нагрузкой и могут быть смоделированы как волноводы с распределенной массой, а интеграция различных подсистем в единую замкнутую технологическую структуру происходит через зону резания и выражается в виде силового воздействия.

В процессе резания появляются различия в технологической нагрузке, перемещающейся вдоль заготовки с заданной скоростью, в то время как координата приложения нагрузки к резцу сохраняется фиксированной. Сила резания сосредоточена в зоне резания, которая по своим размерам значительно меньше, чем система «инструмент – заготовка», и может быть представлена в виде [74]:

$$P_{y(z)} = P_{yz} \delta(x - x_0), \quad (1.20)$$

где $P_{y(z)}$ – компоненты силы резания (радиальная и тангенциальная), Н [75]; $\delta(x - x_0)$ – дельта-функция, смещенная от начала координат, где $x = S \cdot t$ – координата приложения нагрузки (м), зависящая от скорости подачи (S , м/с) и времени воздействия (t , с).

Согласно собственным формам колебаний дельта-функция может быть разложена в ряд Фурье:

$$\delta(x - x_0) = \sum_{k=1}^{\infty} C_k \varphi(x), \quad (1.21)$$

где C_k – коэффициент разложения; $\varphi(x)$ – функция, которая соответствует краевым условиям закрепления заготовки или инструмента. Отсюда получаем коэффициенты разложения

$$C_k = \frac{2}{l} \int_0^1 \delta(x - x_0) \varphi(x) dx = \frac{2}{l} \varphi(x_0). \quad (1.22)$$

Исходя из этого сила резания (P) описывается следующим выражением:

$$\tilde{P} = P_{y(z)} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{2}{l} \varphi(x) \varphi(St), \quad (1.23)$$

где $P_{y(z)}$ – сила резания согласно нормативам режима резания [70, 73]. Сила резания при наружном продольном и поперечном точении, растачивании, отрезании, прорезании пазов определяется как:

$$P_{z,y,x} = 10 C_p t_p^x S_0^{y^*} V^n K_{mp} \cdot K_{\varphi p} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp}, \quad (1.24)$$

где t_p – глубина резания, мм; S_0 – скорость резания, мм/об; V – скорость резания, м/мин; C_p , x^* , y^* , n^* – величины, зависящие от конкретных условий резания [70]; K_{mp} – коэффициент зависящий от обрабатываемого материала; $K_{\varphi p}, K_{\gamma p}, K_{\lambda p}, K_{rp}$ – коэффициенты, учитывающие геометрию резца [71, 76, 77].

Для снижения влияния колебаний на процесс обработки необходимо применять комплекс мер, направленных на повышение жесткости конструкции станка, демпфирование колебаний и оптимизацию параметров резания.

Управление системой «инструмент – заготовка» позволяет значительно повысить производительность и качество обработки, снизить износ инструмента и повысить конкурентоспособность предприятия.

1.4 Разновидности оборудования, применяемого для резьбообработки и шлицефрезерования

Объекты, выбранные для изучения, представляют собой широкий спектр станков, предназначенных для выполнения операций нарезания резьбы и шлицефрезерования. Эти станки играют ключевую роль в машиностроении, обеспечивая производство деталей с высокой точностью и повторяемостью. Функциональное предназначение этих станков определяется необходимостью создания резьбовых соединений различного типа и шлицевых соединений, обеспечивающих передачу крутящего момента.

Типология станков для нарезания резьбы и шлицефрезерования включает в себя множество разновидностей, отличающихся конструктивными особенностями, принципом действия и областью применения. К данной категории относят токарно-винторезные станки, специализированные резьбонарезные станки (например, гайконарезные и трубные), оборудование для шлифования резьбовых поверхностей, а также фрезерные станки для обработки шлицев, различающиеся по конструктивному исполнению. Каждый тип станков имеет свои преимущества и ограничения, определяющие его эффективность для выполнения конкретных задач.

При резьбонарезании используются различные методы: точение, нарезание плашками и метчиками, фрезерование резьбовыми фрезами и шлифование. Каждый метод имеет свою область применения, основанную на требуемой точности, типе резьбы и материале заготовки. При шлицефрезеровании основными являются методы копирования и обкатки, позволяющие получать шлицы различной формы и размеров. Выбор метода определяется требованиями к детали и производственной программой.

Применяемые станки делятся по степени автоматизации: от универсальных станков с ручным управлением до станков с числовым программным управлением (ЧПУ), обеспечивающих высокую производительность и точность обработки. Важным аспектом является изучение конструктивных особенностей этих станков, включая системы управления, приводы и механизмы подачи, а также системы контроля и измерения.

Основными типами резьбообрабатывающих станков являются токарные, резьбонарезные, резьбошлифовальные и резьбофрезерные. Резьбонарезные станки специализируются на нарезании резьбы метчиками или плашками. Технические характеристики наиболее распространенных моделей таких станков и полуавтоматов приведены в таблице 1.1 [76].

Таблица 1.1 – Технические характеристики резьбонарезных и резьбофрезерных станков

Параметр	Модели станков				
	5991	5993	5994	5Б64	5Б65
Шаг нарезаемой резьбы, мм	0,75– 2	1,0–3,0	3–6	(6)	(6)
Наибольший и наименьший установочные диаметры изделия, мм	6–36	12–56	12–76	125	200
Длина детали, мм	200	200	560	50	50
Частота вращения шпинделя инструмента, об/мин	1,5–8,33	0,75–4,16	19–90	63–1000	50–630
Мощность, кВт	0,8	0,8	4	7,5	11
Масса, кг	1260	1350	2270	3900	4800

Станки моделей 5991 (рисунок 1.3, а), 5993 (рисунок 1.3, б) и 5994 (рисунок 1.3, в) представляют собой резьбонарезные полуавтоматы, предназначенные для нарезания наружной цилиндрической резьбы на болтах, стержнях, трубах и т. д. Нарезание наружной резьбы производится с помощью вращающейся резьбонарезной головки с плоскими гребенками. Заготовка закрепляется в тисках на каретке, а вращающаяся резьбонарезная головка на шпинделе нарезает резьбу. Конструкция резьбонарезного полуавтомата напоминает токарный станок упрощенной конструкции без задней бабки и с кареткой вместо суппорта.

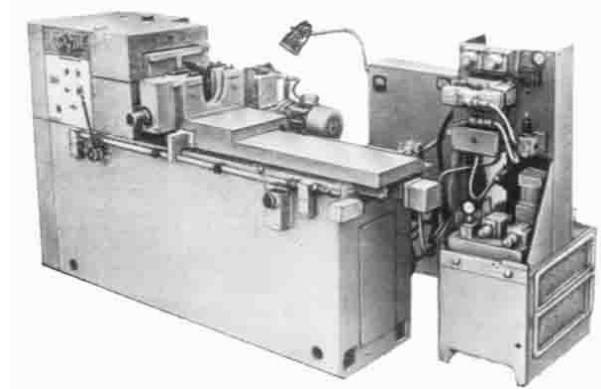
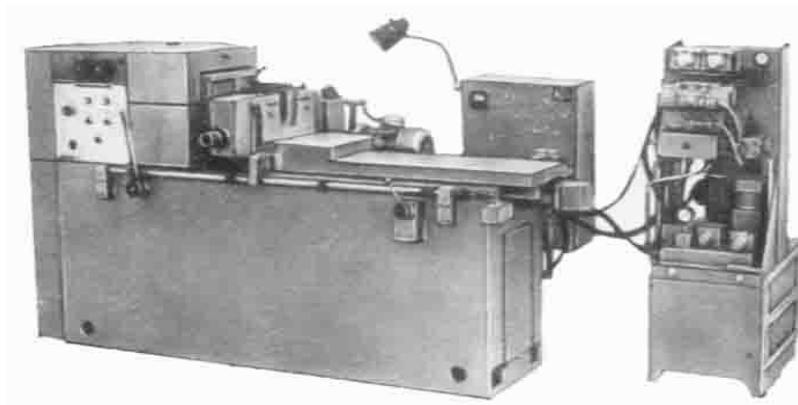
*а**б**в*

Рисунок 1.3 – Полуавтоматы резьбонарезные:
а – модель 5991; *б* – модель 5993; *в* – модель 5994

Станки моделей 5Б64 и 5Б65 (рисунок 1.4) используют как резьбофрезерные полуавтоматы.

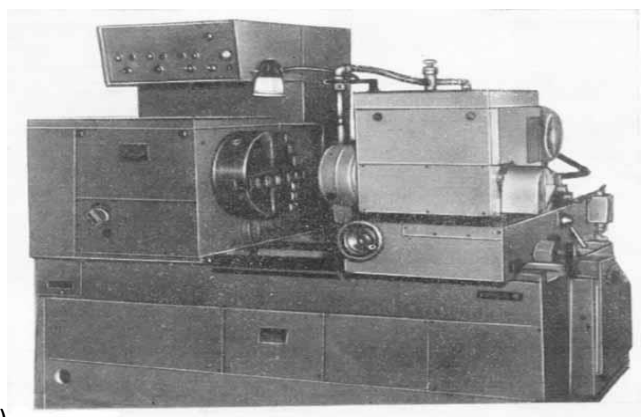
*а)**б)*

Рисунок 1.4 – Полуавтоматы резьбонарезные моделей: *а* – 5Б64; *б* – 5Б65

Гамма применяемых станков по степени автоматизации весьма широка: от универсальных станков с ручным управлением до станков с числовым программным управлением (ЧПУ), обеспечивающих высокую производительность и точность обработки.

Станок 5350А (рисунок 1.5), предназначенный для шлицефрезерных работ, представляет собой высокоточное оборудование, которое широко используется в машиностроении. Его конструкция (рисунок 1.6) и функциональные возможности позволяют эффективно обрабатывать прямозубые и эвольвентные шлицы на валах, а также зубья шестерен, выполненных заодно с валом, и другие детали, обеспечивая высокую производительность и качество обработки.



Рисунок 1.5 – Полуавтомат шлицефрезерный модели 5350А

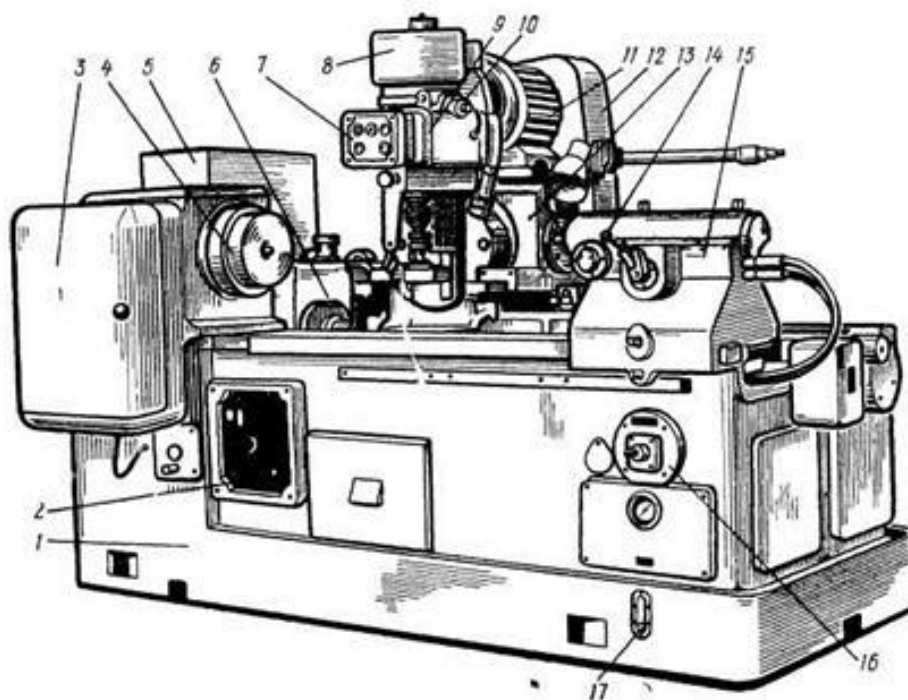


Рисунок 1.6 – Конструкция полуавтомата шлицефрезерного модели 5350А:

- 1 – станина; 2 – пульт управления; 3 – делительная коробка; 4 – шпиндель изделия; 5 – электрошкаф; 6 – коробка подачи; 7 – верхний пульт; 8 – маховик; 9 – фрезерная головка; 10 – квадрат осевого перемещения фрезы; 11 – главный привод; 12 – кожух сменных шкивов; 13 – каретка; 14 – рукоятка перемещения пиноли; 15 – задняя бабка; 16 – фильтр гидравлики; 17 – маслоуказатель гидравлики

Технические характеристики шлицефрезерного станка приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Технические характеристики шлицефрезерного станка

Наименование параметра	5350
Наибольший диаметр изделия, устанавливаемый над станиной, мм	500
Наименьшее расстояние между осями изделия и фрезы, мм	40–140
Расстояние между центрами, мм	750, 1000, 1500, 2000
Наибольшая длина фрезерования, мм	675, 925, 1425, 1925
Количество нарезаемых шлицев (зубьев), мм	4–36
Наибольший диаметр фрезы, мм	140
Пределы чисел оборотов фрезерного шпинделя, об/мин	80–250
Электродвигатель главного привода, кВт	6,5
Масса станка, кг	3800

Управление станком осуществляется с помощью электромеханических релейных схем. Наличие индикаторов и контрольных приборов обеспечивает визуальный контроль параметров процесса обработки. Шлицефрезерная головка станка имеет возможность поворота, что позволяет обрабатывать шлицы под различными углами. Предусмотрены регулировки скорости вращения фрезы и скорости подачи заготовки, что позволяет оптимизировать процесс обработки для различных материалов и размеров шлицев.

Фрезерование шлицев и зубьев шестерен производится червячной шлицевой фрезой по методу обкатывания, аналогично нарезанию зубьев на зубофрезерных станках. Фрезе сообщается вращательное движение и движение подачи, а обрабатываемому изделию – только вращательное движение.

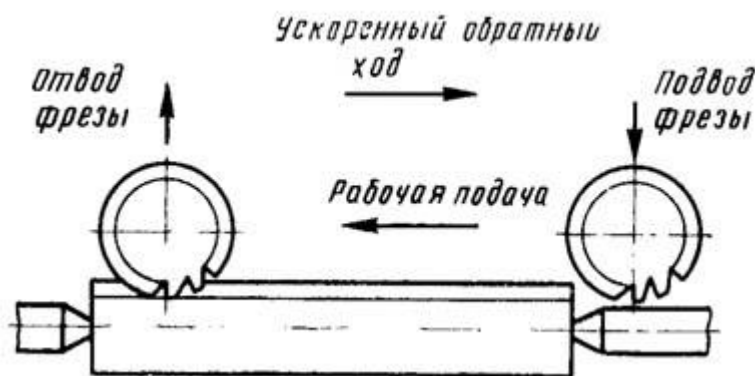


Рисунок 1.7 – Автоматический цикл шлицефрезерного станка 5350А

Подвод фрезы к изделию и включение рабочей подачи в начале цикла, а также отвод фрезы от изделия, выключение рабочей подачи и перемещение пиноли задней бабки осуществляются с помощью гидравлики. Перемещение каретки с фрезой для возврата в исходное положение после окончания фрезерования осуществляется с помощью отдельного электродвигателя.

По направляющим станины перемещается фрезерная бабка, закрепленная соответственно размерам детали, которая несет шпиндель червячной фрезы (рисунок 1.8). Она перемещается относительно детали вдоль ее оси (в зависимости от длины детали) и перпендикулярно к ней (в зависимости от диаметра детали).

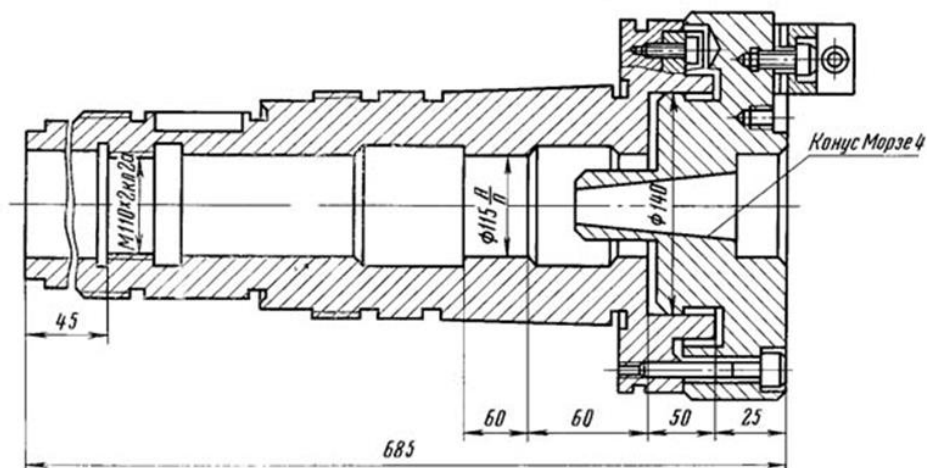


Рисунок 1.8 – Эскиз шпинделя заготовки станка модели 5350А

В целом станок 5350А является проверенным и эффективным решением для шлицефрезерных работ. Его надежность, универсальность и простота эксплуатации делают его ценным активом любого металлообрабатывающего предприятия, позволяя решать широкий спектр задач по изготовлению деталей с высоким качеством и производительностью.

1.5 Выводы по главе

В результате анализа теоретических и экспериментальных исследований в области обеспечения безопасных условий эксплуатации металлообрабатывающего оборудования можно сделать следующие выводы:

1 Безопасность эксплуатации является критически важным фактором в современной промышленности, поскольку напрямую влияет на производительность, качество продукции и конкурентоспособность предприятия.

2 Тщательно исследованы механизмы возникновения шума, производимого токарными, фрезерными, сверлильными, шлифовальными и заточными станками.

3 Виброакустическая безопасность представляет собой комплексную задачу, а существующие методы снижения виброакустического воздействия имеют ряд ограничений, связанных со сложностью прогнозирования

распространения шума в производственном помещении и вероятным уменьшением производительности техники.

4 При обработке металлов возникают различные шумы, которые можно разделить на главные категории: шумы, обусловленные механическими процессами, шумы, возникающие из-за движения воздуха, шумы, сопровождающие процесс резания, и резонансные шумы.

5 Проведены исследования виброакустической динамики акустической системы «заготовка – инструмент» при различных типах токарной обработки, на их основании разработаны советы по минимизации шумового воздействия.

6 Современное оборудование для резьбообработки и шлицефрезерования представлено широким спектром станков с различной степенью автоматизации: от универсальных с ручным управлением до станков с ЧПУ, что позволяет обеспечить высокую производительность и точность обработки. Однако закономерности формирования акустического шума и вибраций, генерируемых этими станками, характеризуются недостаточной изученностью.

7 Таким образом, проведенный анализ показал, что проблема обеспечения безопасных условий эксплуатации металлообрабатывающего оборудования требует комплексного подхода, включающего как совершенствование существующих методов, так и разработку инновационных технических решений. Реализация предложенных направлений исследований позволит повысить эффективность производства и улучшить условия труда операторов станков.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕЗЬБООБРАБАТЫВАЮЩИХ И ШЛИЦЕФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ

В рамках теоретических исследований, целью которых является установление и математическое описание зависимостей между параметрами технологического процесса резьбообразования и шлицефрезерования и генерируемым шумом, особое внимание уделяется моделям, учитывающим динамические характеристики системы «станок – приспособление – инструмент – деталь». Анализ колебаний элементов этой системы, вызванных прерывистым характером резания, нелинейностями в контактных зонах и переменными силами резания, представляется критически важным для последующей идентификации информативных признаков, указывающих на износ инструмента, образование стружки и другие факторы, влияющие на качество обработки.

Математическая модель должна включать в себя описание процесса резания как дискретной системы с учетом времени и передачи энергии между режущими кромками инструмента и поверхностью обрабатываемой детали; учитывать различные типы сил резания (тангенциальную, радиальную и осевую), а также влияние параметров режущего инструмента на характеристики акустического излучения. При этом следует исходить из предположения, что акустический сигнал формируется как суперпозиция волн, генерируемых различными источниками – контактом инструмента с деталью, трением стружки о поверхность инструмента и разрушением материала в зоне резания.

2.1 Обоснования выбора моделей источника шума режущего инструмента резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станков

Процесс фрезерования наружных и внутренних резьб широко применяется в производстве и в основном осуществляется дисковыми и групповыми (гребенчатыми) фрезами. Компоновка резьбофрезерных, резьбонарезных и

шлицефрезерных станков, способы установки режущего инструмента и обрабатываемых изделий фактически обосновывают расчетные схемы акустических характеристик основных источников шумообразования. На рисунке 2.1 представлена расчетная схема технологического процесса фрезерования наружной резьбы на резьбофрезерном станке гребенчатой фрезой.

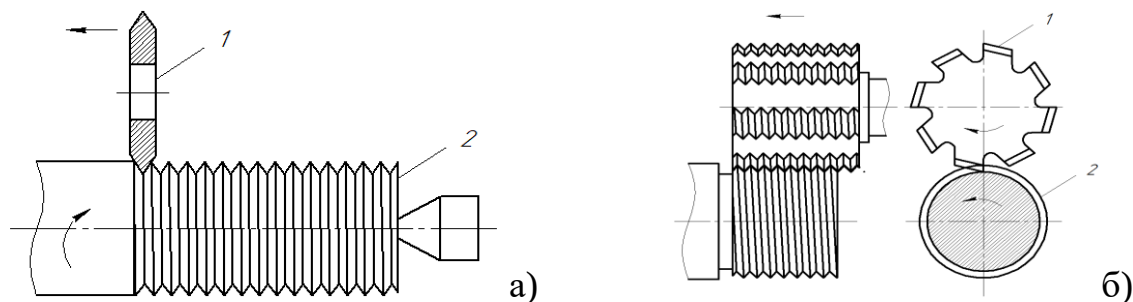


Рисунок 2.1 – Расчетная схема фрезерования наружной резьбы:

1 – гребенчатая фреза; 2 – заготовка

На рисунке 2.2 представлена расчетная схема фрезерования внутренней резьбы полый заготовки гребенчатой фрезой.

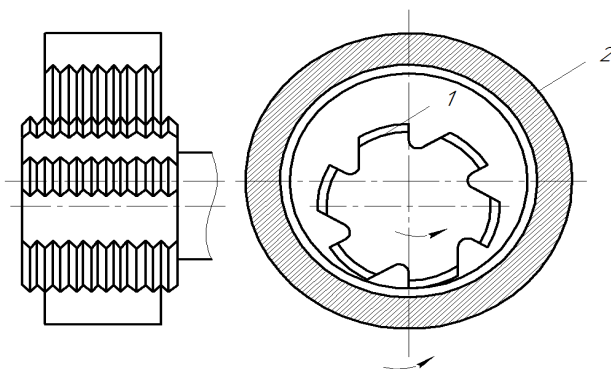


Рисунок 2.2 – Расчетная схема фрезерования внутренней резьбы:

1 – гребенчатая фреза; 2 – заготовка

Для фрезерования резьб с крупным шагом и резьб на длинных заготовках применяются дисковые фрезы. Схема для расчета процесса нарезания резьбы на длинных заготовках представлена на рисунке 2.3.

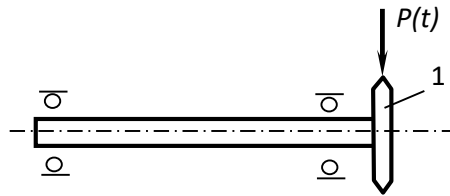


Рисунок 2.3 – Схема для расчета процесса нарезания резьбы на длинных заготовках: 1 – дисковая фреза

При скоростном нарезании резьбы применяются резец, армированный твердым сплавом. На рисунке 2.4 представлена расчетная схема режущего инструмента, применяемого на токарных резьбонарезных станках.

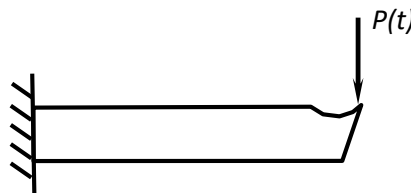


Рисунок 2.4 – Расчетная схема режущего инструмента:

$P(t)$ – сила резания

На рисунке 2.5 представлена схема, применяемая для технологического процесса при нарезании шлицев, фрезеровании и точении резьбы на длинных заготовках.

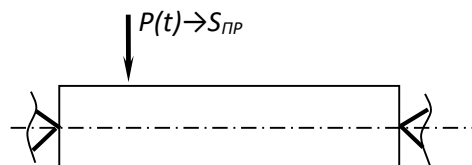


Рисунок 2.5 – Расчетная схема обработки длинной заготовки при нарезании шлицев, фрезеровании и точении резьбы:

$P(t)$ – сила резания; $S_{пр}$ – продольная подача

Резьбы возможно нарезать червячной резьбовой фрезой соответствующего профиля и шага. На рисунке 2.6 представлена расчетная схема узла резания шлицефрезерного станка.

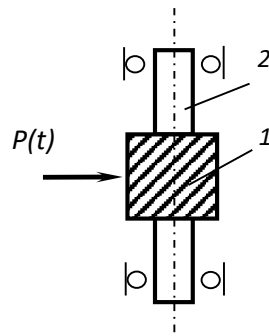


Рисунок 2.6 – Расчетная схема узла резания шлицефрезерных станков:

1 – червячный резец; 2 – держатель (оправка)

Необходимо четко разграничивать источники шума: шум, возникающий при работе режущей кромки (вибрации, ударные нагрузки), шум, генерируемый двигателем или приводом, и шум, распространяющийся по конструкции станка и окружающим поверхностям. Таким образом, для адекватной демонстрации воздействия этих источников целесообразно использовать несколько типов моделей, позволяющих визуализировать и количественно оценить вклад каждого из них. В соответствии со способами закрепления режущего инструмента и деталей, а также их геометрическими размерами выбраны представленные ниже акустические модели источников:

- *точечный источник* – червячные и гребенчатые фрезы, резьбовые резцы и обрабатываемые заготовки;
- *круглая пластина, зафиксированная в центре*, – дисковые фрезы при нарезании резьб;
- *цилиндр ограниченной длины* – оправки червячных фрез при фрезеровании шлицев, обрабатываемые длинные заготовки, закрепляемые в центре.

Зависимости, определяющие звуковое давление (P), акустическую мощность (N) и их уровни с учетом исследований, приведенных в работах [9, 10, 82–85], были преобразованы к следующему виду:

- *Червячные и гребенчатые фрезы, заготовки при нарезании резьбы гребенчатыми фрезами*

$$P = 4 \cdot 10^{-4} \frac{D^3 \omega^2 V_K \cos \theta}{r},$$

$$L_P = 20 \lg \frac{V_K \cos \theta}{r} + 40 \lg f_c + 60 \lg D + 60, \text{ дБ};$$

$$L_N = 60 \lg D + 40 \lg f_c + 40 \lg V_K + 52, \text{ дБ}, \quad (2.1)$$

$$N = 1,2 \cdot 10^{-10} D^6 f_c^4 V_K^2.$$

где D – диаметр источника, м;

ω – показатель периодичности образования стружки, цикл/с;

V_K – скорость колебательных движений, м/с;

θ – угол распространения излучения;

r – расстояние от источника до расчетной точки, м;

f_c – собственная частота колебаний источника, Гц.

Собственные частоты колебаний источников определяются следующими зависимостями:

– для гребенчатой фрезы и обрабатываемой заготовки при нарезании резьбы гребенчатыми фрезами

$$f_c = \sqrt{\frac{c}{m + \left(\frac{l}{l_1}\right)^3 \rho F}}, \quad (2.2)$$

где

$$c = \frac{E J_x}{l^3},$$

E и J_x – модуль упругости и момент инерции, Па и м⁴, соответственно.

l и l_1 – длина шпинделя и фрезы или консольной части инструмента, м;

m – масса консольной части, т. е. заготовки или гребенчатой фрезы, кг;

ρ и F – плотность и площадь поперечного сечения шпинделя, кг/м³ и м², соответственно;

– для червячной фрезы на оправке при фрезеровании шлицев

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m + 0,25 \rho_0 F_0}}, \quad (2.3)$$

где

$$c = \frac{40EJ_x}{l_\phi^3},$$

l_ϕ – длина фрезы, м.

• *Дисковые фрезы для фрезерования резьб с крупным шагом и на длинных заготовках*

$$\begin{aligned} P &= 3 \cdot 10^3 \frac{D \cdot h \cdot V_K \cdot k}{r}, \\ L_P &= 20 \lg \frac{D \cdot h \cdot V_K \cdot k}{r} + 164, \text{ дБ}; \\ N &= 0,1(D \cdot h \cdot V_K \cdot k)^2, \\ L_N &= 20 \lg DhV_K k + 110, \text{ дБ}. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Собственные частоты колебаний, характерные для источников при эксплуатации дисковых фрез определяются как

$$f_c = \frac{3 \cdot 10^3 \cdot k \cdot h}{D}, \quad (2.5)$$

где h – толщина режущего элемента, м;

k – коэффициент, учитывающий значения собственных частот колебаний;

D – диаметр источника, м.

• *Резцы с резьбовым креплением*

$$\begin{aligned} P &= 7,6 \cdot \frac{S_{\text{сеч}} f_c V_K}{r}, \\ L &= 20 \lg \frac{S_{\text{сеч}} f_c V_K}{r} + 112, \\ N &= 20 \lg S_{\text{сеч}} f_c^2 V_K^2 + 118, \end{aligned} \quad (2.6)$$

где $S_{\text{сеч}}$ – площадь поперечного сечения резца, м².

Для резьбовых резцов собственные частоты колебаний вычисляются следующим образом:

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m + 0,23\rho S_{\text{сеч}}}}, \quad (2.7)$$

где

$$c = \frac{3EJ_x}{l_p^3},$$

l_p – длина резца, м.

• *Заготовки, закрепляемые в центрах, при нарезании резьбы и фрезеровании шлицев*

$$P = 35 \cdot V_K \cdot D \sqrt{\frac{f_c}{r}};$$

$$L_p = 20 \lg V_K \cdot D + 10 \lg \frac{f_c}{r} + 125;$$

$$N = 9,4 (D \cdot V_K)^2 l \cdot f_c;$$

$$L_N = 20 \lg D V_K + 10 \lg l f_c + 130. \quad (2.8)$$

В зависимости от того, как соотносятся изгибные жёсткости деталей и опорных элементов, выделяются два основных подхода: расчёт по схеме абсолютно жёстких опор и расчёт по схеме упругого основания.

– *шарнирно-опертая заготовка и заготовка на упруго-диссипативных опорах*

$$f_c = 1,5 \left(\frac{k}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{\rho F}}; \quad (2.9)$$

– *для стальных заготовок, применяется схема расчёта, обусловленная их высокой изгибной жёсткостью и сравнительно низким внутренним демпфированием*

$$f_c = 8 \cdot 10^3 d \left(\frac{k}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J}{F}}. \quad (2.10)$$

Сам процесс вычисления шумовых спектров в итоге сводится к последовательному выполнению нескольких операций. Сначала для каждого источника – будь то заготовка, опора или приводной механизм – определяются собственные частоты, на которых возможны резонансные явления. Затем для каждой из этих частот вычисляется скорость колебаний, используя соответствующие уравнения движения с учётом конкретной схемы опирания. После этого полученные значения скоростей переводятся в уровни звукового

давления или интенсивности шума, используя стандартные соотношения, связывающие колебательную скорость поверхности с акустической мощностью излучения. На заключительном этапе выполняется суммирование уровней в пределах каждой октавы,

2.2 Расчет скоростей колебаний узла резания при обработке резьб резцом и фрезеровании шлицев

Расчетные схемы виброакустических характеристик при нарезании резьб резцом при резьбообработке и шлицефрезеровании практически идентичны и заключаются в аналитическом задании силового воздействия. Согласно нормативам [77, 87] режимов резания при нарезании резьбы резцами сила и скорость резания, мощность резания определяются следующими зависимостями:

$$P_z(t) = P_p(1 + 0,3 \sin \omega t), \quad (2.11)$$

$$P_p = \frac{10C_p p^{y^*}}{i^{n^*}} k_p,$$

где C_p , y^* , n^* , k_p – коэффициенты, задаваемые по данным [87];

p – шаг резьбы, мм;

ω – частота стружкообразования, р/с;

i – число рабочих ходов.

При нарезании вращающимися головками:

– *трапецеидальной фрезы*:

$$N = \frac{28 \cdot S^{1,2} \cdot S_z^{0,6} \cdot z^{0,3} \cdot V_p^{0,8}}{d^{0,7}}, \quad (2.12)$$

– *треугольной резьбы*:

$$N = \frac{100 \cdot S^{0,5} \cdot S_z^{0,4} \cdot z^{0,5} \cdot V_p^{0,3}}{d^{0,7}}, \quad (2.13)$$

$$V_p = \frac{C_v \cdot k_v \cdot 1,7 \cdot 10^{-2}}{T^m \cdot S_z^{x^*} \cdot S_z^{y^*}},$$

где T – период стойкости, мин;

$C_v, k_v, m, x^*, y^*, n^*, k_p$ – коэффициенты, задаваемые по нормативам режимов резания [87];

S – продольная подача, мм/мин;

S_z – подача на один зуб фрезы, мм/зуб;

d – диаметр фрезы, мм.

При резьбо- и шлицефрезеровании сила резания задается по формулам (2.1), (2.4)

$$P_{z,y}(t) = P_p \cos \left[0,1nz^*t - (q-1)\frac{2\pi}{z^*} \right]; \quad (2.14)$$

$$P_p = \frac{10 \cdot C_p \cdot t_p^{x^*} \cdot S_z^{y^*} \cdot B^{n^*} \cdot z^*}{D^{q^*} \cdot n^{w^*}} k_{mP},$$

где $C_p, x^*, y^*, n^*, q^*, w^*$ – эллиптические коэффициенты;

t_p – глубина резания, мм;

S_z – подача на один зуб фрезы, мм/зуб;

B – ширина фрезерования, мм;

z^* – число зубьев фрезы;

n – частота вращения фрезы, об/мин.

Расчет спектров шума, в данном случае, сводится к определению скоростей колебаний на собственных частотах источников и суммированию соответствующих уровней по октавам. Такой подход обусловлен тем, что в большинстве практических задач, связанных с оценкой акустической обстановки в помещениях или на промышленных площадках, доминирующий вклад вносят именно резонансные явления, а не широкополосная случайная вибрация. Расчетные схемы виброакустических характеристик при обработке резьб резцом и шлицефрезеровании практически идентичны и учитывают все возможные варианты условий обработки и параметры технологического процесса.

2.3 Моделирование виброакустической динамики шпиндельных узлов

Операции для нарезания резьб выполняются с использованием режущих инструментов и с учетом желаемого качества поверхности и необходимой точности размеров изделия. Основными источниками вибраций в шпиндельных узлах станков являются дисбаланс вращающихся частей, дефекты подшипников качения, зубчатые передачи (при их наличии), а также переменные силы резания, возникающие в процессе обработки детали. Шпиндельные узлы металлообрабатывающего оборудования различного функционального назначения конструктивно имеют компоновку колебательной системы «шпиндель – режущий инструмент» [9, 10] – рисунок 2.7.

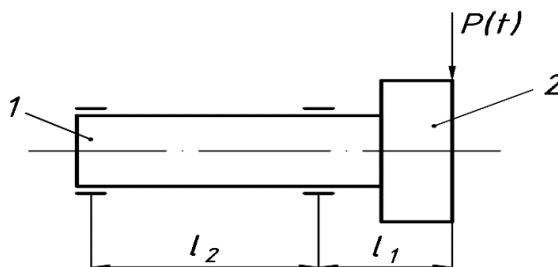


Рисунок 2.7 – Расчетная схема виброакустических характеристик узла резания:

1 – шпиндель; 2 – режущий инструмент; $P(t)$ – сила резания, Н;
 l – протяжённость заготовки или вылета режущего инструмента, м

Представленная расчётная схема применима ко всему ряду фрезерных станков. В случае вертикально-фрезерных станков ось вращения шпинделя расположена в вертикальной плоскости, однако это не вносит изменений в процесс расчета виброакустических характеристик резьбофрезерных и шлицефрезерных станков. Одинаковый подход к расчету виброакустических характеристик объясняется следующими обстоятельствами:

Во-первых, принципиальная структура колебательной системы «шпиндель – инструмент» остаётся неизменной независимо от ориентации оси вращения, поскольку динамические свойства данной системы определяются жёсткостью и массой её элементов, а не их пространственным положением.

Во-вторых, сила резания воздействует на консольную часть режущего инструмента, причем точка её приложения не изменяется в течение реализации всего технологического цикла;

В-третьих, для указанных станков при технологических процессах строгания и долбления сила резания раскладывается на P_x , P_y , P_z .

Таким образом, несмотря на конструктивные различия, связанные с расположением шпинделя, расчёт виброакустических характеристик для рассматриваемой группы станков выполняется по единой методике, что подтверждает корректность применения представленной на рисунке 2.7 схемы ко всем указанным типам оборудования. Различия между этими моделями состоят в задании силового воздействия и акустической модели источника шума. Для универсальных фрезерных и резбифрезерных станков открытым источником являются фрезы. В зависимости от соотношения частоты колебания и радиуса в качестве акустической модели:

- при $R < \frac{56}{f_R}$ принимается точечный источник;
- при $R \geq \frac{56}{f_R}$ – используется поршневой излучатель,

где R – радиус источника шума, м;

f_R – собственные частоты колебаний, Гц.

На основании данных работ [73–77] звуковое давление и уровни звукового давления представлены зависимостями, которые приведены к виду:

– для точечного источника

$$P = 0,18 \frac{V_k f_k}{r} R^2;$$

$$L_p = 20 \lg \frac{V_k f_k}{r} + 40 \cdot \lg R + 59; \quad (2.15)$$

– для поршневого излучателя

$$P = 0,09 \frac{V_k f_k}{r} R^2;$$

$$L_p = 20 \lg \frac{V_k f_k}{r} + 40 \lg R + 53, \quad (2.16)$$

где r – расстояние от источника до расчетной точки, м;

R – радиус источника шума, м;

V_K – скорость собственных частот колебаний, м/с;

f_R – собственные частоты колебаний, Гц.

Для технологических процессов фрезерования и строгания сила резания определяется по координатным осям Oz и Oy . В связи с этим колебательная скорость также определяется в направлении данных осей, а в зависимости от уровней звукового давления подставляется среднеквадратичное значение. Тогда для исследуемых объектов, система дифференциальных уравнений колебаний определяется следующим образом:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 z}{df^2} + E \frac{dz}{df} + cz = P_z(t), \\ m \frac{d^2 y}{df^2} + E \frac{dy}{df} + cy = P_y(t), \end{cases} \quad (2.17)$$

где E – суммарный коэффициент сопротивления, кг/с;

m – масса источника шума, кг;

c – жесткость узла, Н/м.

Используя данные о звуковом давлении и его уровнях (2.15), (2.16), систему уравнений (2.17) приведем к следующему виду (для операции фрезерования):

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z}{df^2} + 0,6f_R \frac{dz}{df} + 6,3f_R^2 z &= \frac{P_z}{m} \cos \left[0,1nzt - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]; \\ \frac{d^2 y}{df^2} + 0,6f_R \frac{dy}{df} + 6,3f_R^2 y &= \frac{0,4P_z}{m} \cos \left[0,1nzt - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]. \end{aligned} \quad (2.18)$$

Результаты моделирования используются для оптимизации конструкции шпиндельного узла с целью снижения уровня вибраций и шума, повышения его динамической жесткости и улучшения качества обработки деталей. Путем анализа собственных частот и форм колебаний конструкторы могут выявлять слабые места в конструкции и вносить изменения, направленные на смещение резонансных частот за пределы рабочего диапазона. Кроме того, моделирование

позволяет оценивать эффективность различных демпфирующих материалов и конструкций, используемых для гашения вибраций.

2.4 Расчет скоростей колебаний источников шума консольно-закрепленных дисковых и гребенчатых фрез резбообрабатывающих станков

Дисковые и гребенчатые фрезы устанавливаются на консольной части инструментального шпинделя (см. расчетные схемы на рисунках 2.1–2.3). Для рассматриваемых расчетных схем, характеризуемых достаточно высокочастотным спектром собственных форм колебаний, векторное уравнение движения записывается в следующем виде:

$$\bar{F}_и + \bar{F}_д + \bar{F}_у + \bar{P}_р = 0, \quad (2.19)$$

где $\bar{F}_и$, $\bar{F}_д$, $\bar{F}_у$, $\bar{P}_р$ – это соответственно, силы инерции, демпфирования, упругости и резания.

Составляющие сил резания в направлении осей координат Oz и Oy имеют различные величины, поэтому:

$$\bar{F}_и = -m \left[\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} \bar{i} + \frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial t^2} \bar{k} \right], \quad (2.20)$$

где $\bar{i}$ и $\bar{k}$ – единичные орты, направленные вдоль осей Y и Z (соответственно);
 y и z – перемещения резца по осям Y и Z ;

m – масса резца, кг.

$$\bar{F}_д = \varepsilon \left[\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} \bar{i} + \frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial t^2} \bar{k} \right],$$

$$\bar{F}_у = j \left[y(x,t) \bar{i} + z(x,t) \bar{k} \right],$$

где j – жесткость заготовки или инструмента, Н/м;

ε – обобщенный коэффициент демпфирования, который определяется известной зависимостью [67, 13,79]:

$$\varepsilon = \frac{2m}{T} \delta_0,$$

где m – масса инструмента, кг;

T – период колебания, с;

δ_0 – логарифмический декремент колебаний, имеющий величину $\delta_0 = 0,32$ для фрезерных и шлифовальных оправок [67, 13, 79]

Для такой схемы скорости колебаний можно определить из уравнения:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + \eta_{об} \frac{dz}{dt} + Cz = P_z(t), \quad m \frac{d^2 y}{dt^2} + \eta_{об} \frac{dy}{dt} + Cy = 0,4P_z(t),$$

где C – жесткость, Н/м;

$\eta_{об}$ – обобщенный коэффициент сопротивления, который, по данным работ [67, 79], определяется зависимостью:

$$\eta_{об} = \frac{2m}{T} \delta_0.$$

Для резьбообрабатывающих станков следует учесть составляющие силы резания в направлении осей координат Oz и Oy , соотношение сил резания $P_y = 0,4P_z$, а также механические характеристики режущего инструмента. Тогда дифференциальные уравнения колебаний в направлении осей координат примут вид:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z}{dt^2} + \frac{10^{-2}k}{R^3 h^{1,5}} \frac{dz}{dt} + 2 \cdot 10^6 \frac{1}{R^2 h} z &= \frac{4 \cdot 10^{-5} P_z}{R^2 h} \cos \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right], \\ \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{10^{-2}k}{R^3 h^{1,5}} \frac{dz}{dt} + 2 \cdot 10^6 \frac{1}{R^2 h} z &= \frac{1,6 \cdot 10^{-5} P_z}{R^2 h} \cos \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]. \end{aligned}$$

Решения уравнений вынужденных колебаний получены в следующем виде:

$$z = \frac{4 \cdot 10^{-5} P_z \cos \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]}{\sqrt{\left[2 \cdot 10^6 \frac{1}{R^2 h} - (0,1nz^*)^2 \right]^2 + \frac{10^{-4}k}{R^6 h^3}}},$$

$$y = \frac{1,6 \cdot 10^{-5} P_z \cos \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]}{\sqrt{\left[2 \cdot 10^6 \frac{1}{R^2 h} - (0,1nz^* t)^2 \right]^2 + \frac{10^{-4} k}{R^6 h^3}}}.$$

Значения скорости колебаний в направлении осей Oz и Oy получены в следующем виде:

$$|V_z| = \frac{4 \cdot 10^{-6} P_z nz^* \sin \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]}{\sqrt{\left[2 \cdot 10^6 \frac{1}{R^2 h} - (0,1nz^* t)^2 \right]^2 + \frac{10^{-4} k}{R^6 h^3}}},$$

$$|V_y| = \frac{1,6 \cdot 10^{-6} P_z nz^* \sin \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]}{\sqrt{\left[2 \cdot 10^6 \frac{1}{R^2 h} - (0,1nz^* t)^2 \right]^2 + \frac{10^{-4} k}{R^6 h^3}}}.$$

Уровни звукового давления и звуковой мощности определяются среднеквадратичными значениями скоростей колебаний:

$$V_k = \frac{4,3 \cdot 10^{-6} P_z nz^* \sin \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]}{\sqrt{\left[2 \cdot 10^6 \frac{1}{R^2 h} - (0,1nz^* t)^2 \right]^2 + \frac{10^{-4} k}{R^6 h^3}}} + \frac{9 \cdot 10^{-12} P_z l^3}{R^5 h^{0,5}} \sin \frac{1,4 \cdot 10^3}{Rh^{0,5}} t.$$

Для резьбонарезного резца уравнения колебаний получены в следующем виде:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + 7,5 \cdot 10^3 \epsilon \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \delta_0 \frac{dz}{dt} + 5,6 \cdot 10^6 \epsilon^2 \left(\frac{2k-1}{2l} \right)^4 z = \frac{1,3 \cdot 10^{-4} P_z (1 + 0,3 \sin \omega t)}{\epsilon l^2},$$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 7,5 \cdot 10^3 \epsilon \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \delta_0 \frac{dy}{dt} + 5,6 \cdot 10^6 \epsilon^2 \left(\frac{2k-1}{2l} \right)^4 y =$$

$$= \frac{1,3 \cdot 10^{-4} P_y (1 + 0,3 \sin \omega t)}{\epsilon l^2}. \quad (2.21)$$

Выполнив аналогичные преобразования и учитывая, что при нахождении постоянных общего решения C_1 и C_2 прогиб резца определяется формулами при

$t = 0$: $y(z) = \frac{P_{yz} l^3}{3EJ}$ и $y'(z') = 0$, получим выражения скоростей колебаний

$$|V_z| = \left| -\frac{1,5 \cdot 10^{-8} P_z \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \sin 7,5 \cdot 10^3 \epsilon \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 +}{\epsilon^3} + \frac{3,8 \cdot 10^{-5} P_z}{\epsilon^2 l} \cdot \frac{\omega \cos \omega t}{\sqrt{\left(5,6 \cdot 10^6 \epsilon^4 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right)^2 + 1,4 \cdot 10^6 \omega^2 \epsilon^4 \delta_0^2 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2}} \right|,$$

$$|V_y| = \left| -\frac{1,5 \cdot 10^{-8} P_y \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \sin 7,5 \cdot 10^3 \epsilon \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 +}{\epsilon^3} + \frac{3,8 \cdot 10^{-5} P_y}{\epsilon^2 l} \cdot \frac{\omega \cos \omega t}{\sqrt{\left(5,6 \cdot 10^6 \epsilon^4 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right)^2 + 1,4 \cdot 10^6 \omega^2 \epsilon^4 \delta_0^2 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2}} \right|.$$

Для практических расчетов следует определять не изменение уровней звукового давления во времени, а их максимальное значение в течение времени обработки ($0 \leq t \leq \frac{l_u}{S_{\pi}}$, где l_u – протяженность резьбы, м; S_{π} – продольная скорость подачи, м/с):

$$V_{k \max} = \sqrt{\left(\frac{dz}{dt} \right)_{\max}^2 + \left(\frac{dy}{dt} \right)_{\max}^2} \quad (2.22)$$

Анализ акустических свойств системы «фреза – заготовка» фрезерных станков подразумевает определение величин амплитуд колебаний на резонансных частотах источников возбуждения. В качестве подтверждения теоретических расчетов проводились экспериментальные исследования в производственных условиях. Измерения дают возможность получить фактические значения частот вибраций в различных точках станка и режущего инструмента, а теоретическое моделирование – установить собственные частоты

колебаний системы. В ходе экспериментов были получены следующие результаты: подтверждены теоретические расчеты частот собственных колебаний; определены фактические уровни звукового давления в различных точках рабочей зоны; выявлены резонансные частоты систем «фреза – обрабатываемая заготовка»; зафиксированы зависимости уровня шума от режимов резания. Сопоставление результатов экспериментальных исследований и теоретического моделирования позволяет получить более полное представление о динамических процессах, происходящих при резьбообработке. Важным аспектом анализа является выявление резонансных частот, на которых амплитуда вибраций значительно возрастает, что может приводить к неустойчивости процесса резания и возникновению автоколебаний. Предотвращение резонансных явлений достигается путем изменения параметров режима резания, конструкции инструмента или станка, а также путем применения демпфирующих элементов.

2.5 Расчет скоростей колебаний узла резания шлицефрезерных станков

Силовые воздействия процесса фрезерования имеют гармонический характер, поэтому решение уравнения колебаний целесообразно представлять в виде гармонической функции [80]. Тогда уравнение, определяющее функцию $f(t)$, запишем в следующем виде:

$$\begin{cases} f''_{kz}(t) + \left(\frac{k}{R_\Phi}\right)^2 \frac{6,3 \cdot 10^6}{l_\Phi} f_{kz} = \frac{4P_z \cdot 10^{-5}}{R_\Phi^2 l_\Phi} \cos\left[0,1nz^*t - (q-1)\frac{2\pi}{z^*}\right], \\ f''_{ky}(t) + \left(\frac{k}{R_\Phi}\right)^2 \frac{6,3 \cdot 10^6}{l_\Phi} f_{ky} = \frac{1,6P_z \cdot 10^5}{R_\Phi^2 l_\Phi} \cos\left[0,1nz^*t - (q-1)\frac{2\pi}{z^*}\right]. \end{cases} \quad (2.23)$$

Решение данной системы в отношении модуля наибольшей величины скоростей колебаний получено в следующем виде:

$$V_k = \frac{4,3P_z \cdot 10^5 nz^*}{R_\phi^2 l_\phi} \sum_{k=1}^{k^*} \left[\left(\frac{k}{R_\phi} \right)^2 \frac{6,3 \cdot 10^6}{l_\phi} - (0,01nz^*) \right]^{-1},$$

где l_ϕ – длина фрезы;

k^* – количество собственных частот колебаний фрезы в нормируемом диапазоне частот.

Скорости колебаний оправки червячной фрезы как системы с распределенной массой определены для трех условий закрепления: шарнирно-опертого, жестко защемленного стержня и на упругоподатливых опорах – исходя из уравнения:

$$\frac{EJ \partial^4 z(y)}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 z(y)}{\partial t^2} = 1,3 \cdot 10^{-4} P_{z,y} \delta(x - x_0),$$

где E и J – модуль упругости (Па) и момент инерции (m^4) оправки;

ρ и F – плотность (kg/m^3) материала и площадь поперечного сечения (m^2);

$\delta(x - x_0)$ – дельта-функция в координате x_0 .

Для круглого стального стержня в зависимости от краевых условий закрепления и учитывая, что координата силового воздействия не изменяется в течение времени обработки, получены следующие уравнения и их решения относительно модуля скоростей колебаний и с учетом эффективного коэффициента потерь колебательной энергии (η).

Для условий шарнирного закрепления

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z}{dt^2} + 10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right) z &= \frac{3 \cdot 10^{-4} P_z}{d_0^2 l} \cos \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right], \\ \frac{d^2 y}{dt^2} + 10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right) y &= \frac{1,2 \cdot 10^{-4} P_z}{d_0^2 l} \cos \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right], \end{aligned} \quad (2.24)$$

$$V_k = \sqrt{\left(\frac{dz}{dt} \right)_{\max}^2 + \left(\frac{dy}{dt} \right)_{\max}^2} = \frac{3,2 \cdot 10^{-5} P_z nz^*}{d_0^2 l} \cdot \sum_{k=1}^{k^*} \frac{\left[10^6 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01(nz^*)^2 \right]}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01(nz^*)^2 \right]^2 + 10^{14} d_0^4 \left(\frac{k}{l} \right)^8},$$

где d_0 – диаметр оправки, м;

l – её длина, м.

Для условий жесткого закрепления заготовок при фрезеровании внутренней резьбы уравнение колебаний заготовки для условий консольного закрепления определяется следующим образом

$$\begin{cases} \frac{d^2 z_1}{dt^2} + 8 \cdot 10^8 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 z_1 = \frac{7,5 \cdot 10^{-5} P_z}{d_0^2 l} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right], \\ \frac{d^2 y_1}{dt^2} + 8 \cdot 10^8 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 y_1 = \frac{3 \cdot 10^{-5} P_z}{d_0^2 l} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]; \end{cases} \quad (2.25)$$

$$\begin{cases} \frac{d^2 z_2}{dt^2} + 1 \cdot 10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 z_2 = -\frac{2,3 \cdot 10^{-4} P_z}{d_0^2 l} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right], \\ \frac{d^2 y_2}{dt^2} + 1 \cdot 10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 y_2 = -\frac{1 \cdot 10^{-5} P_z}{d_0^2 l} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]; \end{cases} \quad (2.26)$$

$$|V_{kz}|_{\max} = \frac{10^{-5} P_z n z^*}{d_0^2 l} \left| \begin{aligned} & \sum_{k=1}^{k^*} \frac{7,5 \left[8 \cdot 10^8 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]}{\left[8 \cdot 10^8 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]^2 + 6,4 \cdot 10^{17} d_0^4 \eta^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} - \\ & - \frac{23 \left[10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]^2 + 10^4 d_0^4 \eta^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} \end{aligned} \right|,$$

$$|V_{ky}|_{\max} = \frac{10^{-5} P_z n z^*}{d_0^2 l} \left| \left(\frac{\sum_{k=1}^{k^*} \frac{3 \left[8 \cdot 10^8 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]}{\left[8 \cdot 10^8 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]^2 + 6,4 \cdot 10^{17} d_0^4 \eta^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} - \frac{10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 0,01 (n z^*)^2 \right]^2 + 10^4 d_0^4 \eta^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} \right) \right|,$$

$$V_{k \max} = \sqrt{(V_{ky \max})^2 + (V_{kx \max})^2}. \quad (2.27)$$

Для условий упруго-диссипативного закрепления. При фрезеровании внутренней резьбы уравнения колебаний заготовки для условий консольного закрепления определяются следующим образом:

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} + 6 \frac{E J_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 z_1 = \frac{1,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right],$$

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} + 6 \frac{E J_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l} \right)^4 z_2 = \frac{1,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right],$$

$$\frac{d^2 z_3}{dt^2} + 6 \frac{E J_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l} \right)^4 z_3 = \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right],$$

$$\frac{d^2 z_4}{dt^2} + 6 \frac{E J_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l} \right)^4 z_4 = \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right],$$

$$\frac{d^2 z_5}{dt^2} + 6 \frac{E J_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 z_5 = \frac{2,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right],$$

$$\frac{d^2 y_1}{dt^2} + 6 \frac{E J_y}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 y_1 = \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right],$$

$$\frac{d^2 y_2}{dt^2} + 6 \frac{E J_y}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l} \right)^4 y_2 = \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1 n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right],$$

$$\frac{d^2 y_3}{dt^2} + 6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l} \right)^4 y_3 = \frac{2,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right],$$

$$\frac{d^2 y_4}{dt^2} + 6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l} \right)^4 y_4 = \frac{2,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right],$$

$$\frac{d^2 y_5}{dt^2} + 6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 y_5 = \frac{10^{-5} P_z}{\rho F} \cos \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right].$$

Аналогичным образом задаются уравнения колебаний при нарезании внутренней резьбы резьбовым резцом (с учетом аналитического выражения сил резания):

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 z_1 = \frac{1,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t),$$

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l} \right)^4 z_2 = \frac{1,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t),$$

$$\frac{d^2 z_3}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l} \right)^4 z_3 = \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t),$$

$$\frac{d^2 z_4}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l} \right)^4 z_4 = \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t),$$

$$\frac{d^2 z_5}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 z_5 = \frac{2,6 \cdot 10^{-5} P_z}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t),$$

$$\frac{d^2 y_1}{dt^2} + 6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 y_1 = \frac{1,6 \cdot 10^{-5} P_y}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t),$$

$$\frac{d^2 y_2}{dt^2} + 6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l} \right)^4 y_2 = \frac{1,6 \cdot 10^{-5} P_y}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t),$$

$$\frac{d^2 y_3}{dt^2} + 6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l} \right)^4 y_3 = \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_y}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t),$$

$$\frac{d^2 y_4}{dt^2} + 6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l} \right)^4 y_4 = \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_y}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t),$$

$$\frac{d^2 y_5}{dt^2} + 6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 y_5 = \frac{2,6 \cdot 10^{-5} P_y}{\rho F} (1 + 0,3 \sin \omega t).$$

Решения уравнений в виде модулей действительных частей скоростей колебаний определяются по формулам:

– для технологического процесса нарезания резьбы резьбовым резцом

$$|\operatorname{Re}\{V_{kz_1}\}| = \left| \begin{aligned} & \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^2 \sin 2,45 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^2 t + \frac{4,8 \cdot 10^{-6} P_z \omega}{\rho F} \times \\ & \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 - (0,1) \right] \cos \omega t}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{10k-1}{l} \right)^8} \end{aligned} \right|,$$

$$|\operatorname{Re}\{V_{kz_2}\}| = \left| \begin{aligned} & \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k+1}{l} \right)^2 \sin 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l} \right)^2 + \frac{4,8 \cdot 10^{-6} P_z \omega}{\rho F} \times \\ & \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right] \cos \omega t}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{6k+1}{l} \right)^8} \end{aligned} \right|,$$

$$|\operatorname{Re}\{V_{kz_3}\}| = \left| \begin{aligned} & \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k-1}{l} \right)^2 \sin 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l} \right)^2 + \frac{10^{-6} P_z \omega}{\rho F} \times \\ & \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right] \cos \omega t}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{6k-1}{l} \right)^8} \end{aligned} \right|,$$

$$\begin{aligned}
|\operatorname{Re}\{V_{kz_4}\}| &= \left| \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 \sin 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 + \frac{10^{-5}P_z \omega}{\rho F} \times \right. \\
&\quad \left. \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - \omega^2\right] \cos \omega t}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - \omega^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{2k+1}{l}\right)^8} \right|, \\
|\operatorname{Re}\{V_{kz_5}\}| &= \left| \sum_{k=1}^{k^*} -\frac{0,8P_z l^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 \sin 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 + \frac{7,8 \cdot 10^{-6}P_z}{\rho F} \times \right. \\
&\quad \left. \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 - \omega^2\right] \cos \omega t}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 - \omega^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{2k-1}{l}\right)^8} \right|.
\end{aligned}$$

Аналогичными зависимостями определяются скорости колебаний в направлении оси Oy (с учетом замены P_z на P_y и J_z на J_y)

$$\operatorname{Re} V_k = \sqrt{\sum_1^5 (\operatorname{Re} V_{kz})^2 + (\operatorname{Re} V_{ky})^2}$$

– для условий фрезерования

$$\begin{aligned}
|\operatorname{Re}\{V_{kz_1}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} \frac{0,8P_z l^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^2 t + \frac{1,6 \cdot 10^{-6}P_z n z^*}{\rho F} \times \\
&\quad \times \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}\right]}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{10k-1}{l}\right)^8}, \\
|\operatorname{Re}\{V_{kz_2}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} \frac{0,8P_z l^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^2 t + \frac{1,6 \cdot 10^{-6}P_z n z^*}{\rho F} \times \\
&\quad \times \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}\right]}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{6k+1}{l}\right)^8},
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
|\operatorname{Re}\{V_{kz_3}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} \frac{0,8P_z l^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^2 t + \frac{6,4 \cdot 10^{-6} P_z n z^*}{\rho F} \times \\
&\times \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}\right]}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{6k-1}{l}\right)^8}, \\
|\operatorname{Re}\{V_{kz_4}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} \frac{0,8P_z l^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 t + \frac{6,4 \cdot 10^{-6} P_z n z^*}{\rho F} \times \\
&\times \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}\right]}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{2k+1}{l}\right)^8}, \\
|\operatorname{Re}\{V_{kz_5}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} \frac{0,8P_z l^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 t + \frac{2,6 \cdot 10^{-6} P_z n z^*}{\rho F} \times \\
&\times \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}\right]}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{2k+1}{l}\right)^8}, \\
|\operatorname{Re}\{V_{ky_1}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} \frac{0,8P_z l^3}{EJ_y} \cdot \sqrt{\frac{EJ_y}{\rho F}} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_y}{\rho F}} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^2 t + \frac{6,4 \cdot 10^{-6} P_z n z^*}{\rho F} \times \\
&\times \frac{\left[6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}\right]}{\left[6 \frac{EJ_y}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_y}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{10k-1}{l}\right)^8}, \\
|\operatorname{Re}\{V_{ky_2}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} \frac{0,8P_z l^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^2 t + \frac{1,6 \cdot 10^{-6} P_z n z^*}{\rho F} \times \\
&\times \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}\right]}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{6k+1}{l}\right)^8},
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
|\operatorname{Re}\{V_{ky_3}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} \frac{0,8P_z l_{\text{д}}^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^2 t + \frac{2,6 \cdot 10^{-5} P_z n z^*}{\rho F} \times \\
&\times \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}\right]}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{6k-1}{l}\right)^8}, \\
|\operatorname{Re}\{V_{ky_4}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} \frac{0,8P_z l_{\text{д}}^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 t + \frac{6,4 \cdot 10^{-6} P_z n z^*}{\rho F} \times \\
&\times \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}\right]}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{2k+1}{l}\right)^8}, \\
|\operatorname{Re}\{V_{ky_5}\}| &= \sum_{k=1}^{k^*} \frac{0,8P_z l_{\text{д}}^3}{EJ_z} \cdot \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 \sin 2,45 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 t + \frac{10^{-5} P_z n z^*}{\rho F} \times \\
&\times \frac{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right] \sin \left[0,1n z^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*}\right]}{\left[6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 - (0,1n z^*)^2\right]^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{2k-1}{l}\right)^8}, \\
|\operatorname{Re}\{V_{kz}\}| &= \sum_1^5 |\operatorname{Re}\{V_{kz_i}\}|; \\
|\operatorname{Re}\{V_{ky}\}| &= \sum_1^5 |\operatorname{Re}\{V_{ky_i}\}|; \\
\operatorname{Re}\{V_k\} &= \sqrt{\sum_1^5 (\operatorname{Re} V_{kz})^2 + (\operatorname{Re} V_{ky})^2},
\end{aligned}$$

где $l_{\text{д}}$ — длина консольной части детали, м.

При нарезании резьбы на токарном резьбонарезном станке с учетом специфики задания силового воздействия получены следующие

дифференциальные уравнения и их решения относительно действительной части скоростей колебаний:

– применительно к варианту *шарнирного закрепления заготовки*:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + 6 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 z = \frac{0,64 P_z}{\rho d^2 l} \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{\pi k S_n}{l} t + 0,15 \left[\sin \left(\frac{\pi k S_n}{l} + \omega \right) t + \sin \left(\frac{\pi k S_n}{l} - \omega \right) t \right],$$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 6 d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 y = \frac{0,64 P_y}{\rho d^2 l} \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{\pi k S_n}{l} t + 0,15 \left[\sin \left(\frac{\pi k S_n}{l} + \omega \right) t + \sin \left(\frac{\pi k S_n}{l} - \omega \right) t \right],$$

$$|V_{kz}| = \frac{0,64 P_z}{\rho d^2 l} \left(\sum_{k=1}^{k^*} \frac{\left[6 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l} \right)^2 \right] \frac{\pi k S_n}{l} \cos \frac{\pi k S_n}{l} t}{\left[6 d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l} \right)^2 \right]^2 + 36 d^4 \eta^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} + \right. \\ \left. + 0,15 \frac{\left[6 d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l} + \omega \right)^2 \right] \left(\frac{\pi k S_n}{l} + \omega \right) \cos \left(\frac{\pi k S_n}{l} t + \omega \right) t}{\left[6 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l} + \omega \right)^2 \right]^2 + 36 d^4 \left(\frac{E}{\rho} \right)^2 \eta^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4} \right),$$

$$|V_{ky}| = \frac{0,64 P_y}{\rho d^2 l} \left(\sum_{k=1}^{k^*} \frac{\left[6 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l} \right)^2 \right] \frac{\pi k S_n}{l} \cos \frac{\pi k S_n}{l} t}{\left[6 d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l} \right)^2 \right]^2 + 36 d^4 \eta^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} + \right. \\ \left. + 0,15 \frac{\left[6 d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l} + \omega \right)^2 \right] \left(\frac{\pi k S_n}{l} + \omega \right) \cos \left(\frac{\pi k S_n}{l} t + \omega \right) t}{\left[6 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi k S_n}{l} + \omega \right)^2 \right]^2 + 36 d^4 \left(\frac{E}{\rho} \right)^2 \eta^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4} \right);$$

– для условий *жесткого закрепления заготовки*:

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} + 5 \cdot 10^2 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 z_1 = \frac{0,04 P_z}{\rho d^2 l} \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{3 \pi k V}{l} t - 3 \sin \frac{\pi k V}{l} t +$$

$$+ 0,15 \left[\sin \left(\frac{3 \pi k V}{l} + \omega \right) t + \sin \left(\frac{3 \pi k S_n}{l} - \omega \right) t \right] - 0,45 \left[\sin \left(\frac{\pi k V}{l} + \omega \right) t + \sin \left(\frac{\pi k V}{l} - \omega \right) t \right],$$

$$\begin{aligned}
\frac{d^2 z_2}{dt^2} + 6 \cdot \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 z_2 = & - \frac{0,12 P_z}{\rho d^2 l} \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{3\pi k V}{l} t - 3 \sin \frac{\pi k V}{l} t + \\
& + 0,15 \left[\sin \left(\frac{3\pi k V}{l} + \omega \right) t + \sin \left(\frac{3\pi k S_n}{l} - \omega \right) t \right] - 0,45 \left[\sin \left(\frac{\pi k V}{l} + \omega \right) t + \sin \left(\frac{\pi k V}{l} - \omega \right) t \right], \\
\frac{d^2 y_1}{dt^2} + 5 \cdot 10^2 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 y_1 = & \frac{0,04 P_y}{\rho d^2 l} \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{3\pi k V}{l} t - 3 \sin \frac{\pi k V}{l} t + \\
& + 0,15 \left[\sin \left(\frac{3\pi k V}{l} + \omega \right) t + \sin \left(\frac{3\pi k S_n}{l} - \omega \right) t \right] - 0,45 \left[\sin \left(\frac{\pi k V}{l} + \omega \right) t + \sin \left(\frac{\pi k V}{l} - \omega \right) t \right], \\
\frac{d^2 y_2}{dt^2} + 6 \cdot \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 y_2 = & - \frac{0,12 P_z}{\rho d^2 l} \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{3\pi k V}{l} t - 3 \sin \frac{\pi k V}{l} t + \\
& + 0,15 \left[\sin \left(\frac{3\pi k V}{l} + \omega \right) t + \sin \left(\frac{3\pi k S_n}{l} - \omega \right) t \right] - 0,45 \left[\sin \left(\frac{\pi k V}{l} + \omega \right) t + \sin \left(\frac{\pi k V}{l} - \omega \right) t \right].
\end{aligned}$$

В результате на основе разработанных подходов к расчету вибраций и шума шлицефрезерных станков с различными условиями закрепления выведены зависимости скоростей колебаний режущего инструмента и заготовки и получены системы дифференциальных уравнений второго порядка для каждого из вариантов.

2.6 Влияние упруго-диссипативной опоры заготовок на вибрации при резьбообработке и шлицефрезеровании

Применение упруго-диссипативных опор особенно актуально при обработке тонкостенных или длинномерных заготовок, которые наиболее подвержены вибрациям. В этих случаях традиционные методы повышения жесткости технологической системы часто оказываются недостаточными или невозможными. Оптимизация параметров упруго-диссипативной опоры, таких как жесткость упругого элемента и коэффициент демпфирования диссипативного элемента, является важным шагом для достижения максимального эффекта снижения вибраций.

Влияние упруго-диссипативной опоры заготовок на вибрации при резьбообработке и шлицефрезеровании требует глубокого понимания динамики системы «станок – приспособление – инструмент – заготовка». При обработке резьбы и шлицев длинномерных заготовок для снижения вибраций и соответственно уровней давления целесообразно на столах станков устанавливать на всю длину заготовки опору, обладающую повышенной вибропоглощающей способностью. Этот способ технологически возможен вследствие очень низких частот вращения обрабатываемых изделий. Схема расчета скоростей колебаний приведена на рисунке 2.8.

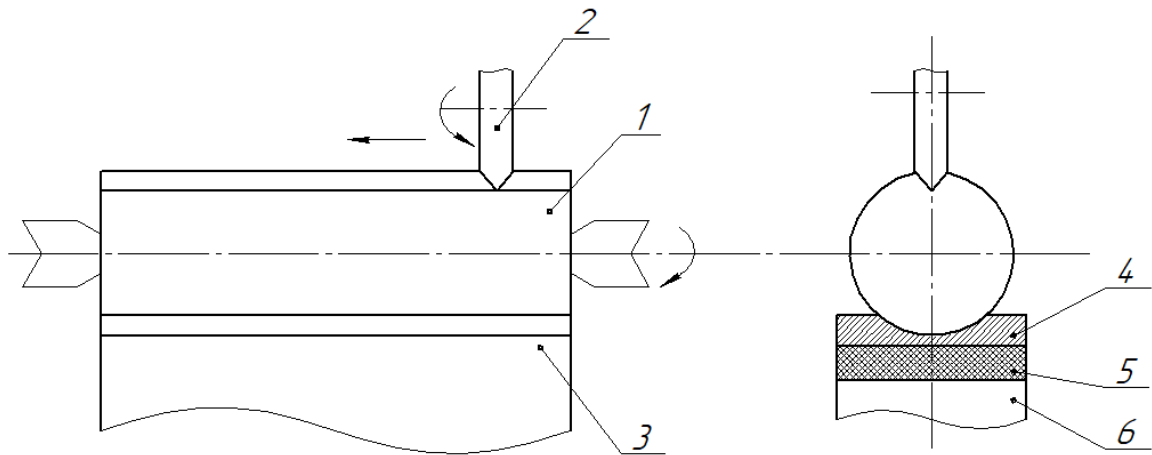


Рисунок 2.8 – Схема расчета колебаний заготовок с промежуточной опорой:

1 – заготовка; 2 – фреза; 3 – промежуточная опора; 4 – наружная обойма опоры;
5 – демпфирующий слой; 6 – основание опоры

Дифференциальные уравнения колебаний для условий шарнирного закрепления заготовок при резьбофрезеровании в данном случае определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} & \frac{d^2 z}{dt^2} + 24d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 y + \frac{1,3j_{n1}}{\rho d^2} y = \\ & = \frac{0,32\rho}{\rho l d^2} \sum \sin \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right) t + \varphi \right] + \sin \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) t - \varphi \right]; \\ & \frac{d^2 y}{dt^2} + 24d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 y + \frac{1,3j_{n1}}{\rho d^2} y = \end{aligned}$$

$$= \frac{1,3\rho}{\rho l d^2} \sum \sin \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right) t + \varphi \right] + \sin \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) t - \varphi \right]. (2.28)$$

Модуль скоростей колебаний определяется зависимостью

$$\begin{aligned} |R_e\{V_k\}| = & \left| \frac{1,3P}{\rho d^2 l} \sum \frac{\left[24 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right)^2 \right] \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right)}{\left[24 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK_c \right)^2 \right]^2 + \left[24 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 \eta_1 + \frac{1,3j_{np}\eta_2}{\rho d^2} \right]^2} \times \right. \\ & \times \cos \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right) t + \varphi \right] + \\ & \left. + \frac{\left[24 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right)^2 \right] \times \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) t - \varphi \right] \cos \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) t - \varphi}{\left[24 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right)^2 \right]^2 + \left[24 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 \eta_1 + \frac{1,3j_{n1}\eta_2}{\rho d^2} \right]^2} \right| \times \\ & \times \sin \frac{\pi k x}{l} = |V_k(t)| \cdot \sin \frac{\pi k x}{l}, \end{aligned}$$

где η_1 – коэффициент потерь колебательной энергии технологической системы заготовки;

η_3 – коэффициент потерь колебательной энергии основания;

j_{n1} – приведенная жесткость системы «заготовка – опора», Н/м.

$$\begin{aligned}
& |\operatorname{Re}\{V_{k2}\}| = \\
& = \left| \frac{1,3P}{\rho d^2 l} \sum 3 \frac{\left[2 \cdot 10^3 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^*\right)^2 \right] \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^*\right)}{\left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^*\right)^2 \right]^2 + \left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 \eta_1 + \frac{1,3j_{np}\eta_2}{\rho d^2} \right]^2} \times \right. \\
& \times \cos \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right) t + \varphi \right] + \\
& + \frac{\left[2 \cdot 10^3 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^*\right)^2 \right] \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) \cos \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) t - \varphi \right]}{\left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^*\right)^2 \right]^2 + \left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 \eta_1 + \frac{1,3j_{n1}\eta_2}{\rho d^2} \right]^2} + \\
& + \frac{\left[2 \cdot 10^3 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{3\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^*\right)^2 \right] \left[\left(\frac{3\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right) \cos \left(\frac{3\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right) t + \varphi \right]}{\left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{3\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^*\right)^2 \right]^2 + \left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 \eta_1 + \frac{1,3j_{n1}\eta_2}{\rho d^2} \right]^2} \\
& + \frac{\left[2 \cdot 10^3 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^*\right)^2 \right] \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) \cos \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) t - \varphi \right]}{\left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^*\right)^2 \right]^2 + \left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 \eta_1 + \frac{1,3j_{n1}\eta_2}{\rho d^2} \right]^2} \times \\
& \times \sin \frac{3\pi k x}{l} = |V_k(t)| \cdot \sin \frac{3\pi k x}{l}.
\end{aligned}$$

Скорости колебаний, соответствующие собственным частотам, служат основой для вычисления показателей уровней звукового давления или акустической мощности, представляют собой сумму:

$$|\operatorname{Re}\{V_{k1}\}| = |\operatorname{Re}\{V_{k1}\}| + |\operatorname{Re}\{V_{k2}\}|.$$

Для условий упруго-диссипативных опор дифференциальные уравнения колебаний и скорости колебаний определяется следующими соотношениями:

$$\begin{aligned}
& \frac{d^2 y_1}{dt^2} + 24d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 y_1 + \frac{1,3j_{n1}}{\rho d^2} y_1 = \\
& = \frac{1,3\rho}{\rho l d^2} \sum 3 \left\{ \cos \left[\left(\frac{\pi k S_3}{l} + 0,1nK^* \right) t + \varphi \right] + \cos \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) t - \varphi \right] \right\} + \cos \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + \right. \right. \\
& \left. \left. + 0,1nK^* \right) t + \varphi \right] + \cos \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) t - \varphi \right];
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{d^2 y_2}{dt^2} + 2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 y_2 + \frac{1,3j_{n1}}{\rho d^2} y_2 = \\
& = \frac{1,3\rho}{\rho l d^2} \sum 3 \left\{ \cos \left[\left(\frac{\pi k S_3}{l} + 0,1nK^* \right) t + \varphi \right] + \cos \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) t - \varphi \right] \right\} + \cos \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right) t + \varphi \right] + \cos \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) t - \varphi \right];
\end{aligned}$$

$$|\text{Re}\{V_{k1}\}| =$$

$$\begin{aligned}
& = \left| \frac{1,3P}{\rho d^2 l} \sum 3 \frac{\left[24 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right)^2 \right] \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right)}{\left[24 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right)^2 \right]^2 + \left[24 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 \eta_1 + \frac{1,3j_{np} \eta_2}{\rho d^2} \right]^2} \times \right. \\
& \times \sin \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right) t + \varphi \right] + \\
& + \frac{\left[24 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right)^2 \right] \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) \cos \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) t - \varphi \right]}{\left[24 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right)^2 \right]^2 + \left[24 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 \eta_1 + \frac{1,3j_{n1} \eta_2}{\rho d^2} \right]^2} + \\
& + \frac{\left[24 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{3\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right)^2 \right] \left[\left(\frac{3\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right) \cos \left(\frac{3\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right) t + \varphi \right]}{\left[24 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{3\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right)^2 \right]^2 + \left[24 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 \eta_1 + \frac{1,3j_{n1} \eta_2}{\rho d^2} \right]^2} + \\
& + \left. \frac{\left[24 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right)^2 \right] \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) \cos \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) t - \varphi \right]}{\left[24 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right)^2 \right]^2 + \left[24 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 \eta_1 + \frac{1,3j_{n1} \eta_2}{\rho d^2} \right]^2} \right| \times \\
& \cos \frac{\pi k x}{l} = |V_k(t)| \cdot \cos \frac{\pi k x}{l};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& |\operatorname{Re}\{V_{k2}\}| = \\
& = \left| \frac{1,3P}{\rho d^2 l} \sum_3 \frac{\left[2 \cdot 10^3 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^*\right)^2 \right] \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^*\right)}{\left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^*\right)^2 \right]^2 + \left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 \eta_1 + \frac{1,3j_{np}\eta_2}{\rho d^2} \right]^2} \times \right. \\
& \times \sin \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right) t + \varphi \right] + \\
& + \frac{\left[2 \cdot 10^3 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^*\right)^2 \right] \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) \cos \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) t - \varphi \right]}{\left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^*\right)^2 \right]^2 + \left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 \eta_1 + \frac{1,3j_{n1}\eta_2}{\rho d^2} \right]^2} + \\
& + \frac{\left[2 \cdot 10^3 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{3\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^*\right)^2 \right] \left[\left(\frac{3\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right) \cos \left(\frac{3\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^* \right) t + \varphi \right]}{\left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{3\pi k S_{np}}{l} + 0,1nK^*\right)^2 \right]^2 + \left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 \eta_1 + \frac{1,3j_{n1}\eta_2}{\rho d^2} \right]^2} \\
& + \frac{\left[2 \cdot 10^3 \frac{E}{\rho} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^*\right)^2 \right] \left[\left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) \cos \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^* \right) t - \varphi \right]}{\left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 + \frac{1,3j_{np}}{\rho d^2} - \left(\frac{\pi k S_{np}}{l} - 0,1nK^*\right)^2 \right]^2 + \left[2 \cdot 10^3 d^2 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l}\right)^4 \eta_1 + \frac{1,3j_{n1}\eta_2}{\rho d^2} \right]^2} \times \\
& \times \cos \frac{3\pi k x}{l} = |V_k(t)| \cdot \cos \frac{3\pi k x}{l};
\end{aligned}$$

$$|\operatorname{Re}\{V_{k1}\}| = |\operatorname{Re}\{V_{k1}\}| + |\operatorname{Re}\{V_{k2}\}|.$$

Аналогичным образом определяются скорости колебаний заготовок и уровни шума шлицевых валов при их шлифовании. Разница заключается только в задании коэффициентов, т. е.

$$\begin{aligned}
\frac{d^2 Y_{1i}}{dt^2} + 6 \frac{EJ}{\rho F} \left(\frac{k}{l}\right)^4 y_{1i} + \frac{j_{n1}}{\rho F} y_{1i} &= \frac{2P(t)}{M}, \\
\frac{d^2 Y_{2i}}{dt^2} + 5 \cdot 10^2 \frac{EJ}{\rho F} \left(\frac{k}{l}\right)^4 y_{2i} + \frac{j_{n1}}{\rho F} y_{2i} &= \frac{2P(t)}{M},
\end{aligned}$$

где M – масса шлицевого вала, кг;

$P(t)$ – определяется аналогичным образом для трех вариантов закрепления.

Полученные зависимости позволяют выполнить инженерные расчеты ожидаемых уровней шума для всей гаммы заготовок, обрабатываемых на резьбо- и шлицешлифовальных станках, и для различных параметров технологических

процессов шлифования. Действительно в аналитических зависимостях учтены все геометрические параметры заготовок (такие как длина, момент инерции), физико-механические (такие как модуль упругости, плотность и, что особенно ценно, эффективный коэффициент потерь колебательной энергии как самого изделия, так и промежуточной опоры) и технические параметры (такие как глубина резания, подача, а также способы закрепления заготовок). Следует отметить, что спектральный состав шума в основном определяется геометрическими, физико-механическими параметрами изделий и способами закрепления. Интенсивность звукового излучения определяется как вышеуказанными параметрами заготовок, так и технологическими режимами шлифования, такими как глубина резания, подача, коэффициент зернистости шлифовального круга, которые являются постоянными величинами для различных заготовок не только геометрических размеров, но и материалов. В этой связи для технических расчетов шума определены изменения уровней звукового давления для различных сочетаний глубины резания $\left(\Delta t_p = \frac{t_{pi}}{t_{pi+1}}\right)$, подачи $\left(\Delta S_p = \frac{S_i}{S_{i+1}}\right)$, зернистости круга $\left(\Delta K_3 = \frac{t_{3i}}{t_{3i+1}}\right)$ и его частоты вращения $\left(\Delta n = \frac{n_i}{n_{i+1}}\right)$.

$$\Delta L_n = 20 \lg \Delta n_i; \quad \Delta L_t = 10 \lg \Delta t; \quad \Delta L_S = 11 \lg \Delta S_i; \quad \Delta L_{K_3} = 20 \lg \Delta n_{K_3}.$$

При вычислении октавных значений звукового давления на каждой резонансной частоте колебательной системы выполняется их сложение по числу собственных частот, которые попадают в границы соответствующих октавных полос. Далее представлен теоретический расчёт резонансных частот для стальных заготовок, отличающихся сочетаниями диаметров и длин, в соответствии с их паспортными параметрами. Расчёты выполнены для случая, когда заготовка закреплена шарнирно по концам, а диапазон рассматриваемых частот ограничен значением 11 200 Гц, что является верхним пределом полосы пропускания девятой октавы.

Следует отметить, что только подобные расчеты позволяют на этапе проектирования определить ожидаемые уровни шума, сравнить их с предельно допустимыми и определить величины превышений в соответствующих октавах. Только на этой основе на этапе проектирования могут быть обоснованы конструкции систем снижения уровней шума до санитарных норм на рабочих местах операторов. ;

- 1) $d \times l = 0,2 \cdot 0,5:$
 $f_k = 16 \cdot 10^2 k^2$ (Гц); $f_i = 1600$; $f_2 = 6400$;
- 2) $d \times l = 0,125 \cdot 0,36:$
 $f_k = 9,6 \cdot 10^2 k^2$; $f_i = 960$; $f_2 = 3340$; $f_3 = 8640$;
- 3) $d \times l = 0,2 \cdot 1,5:$
 $f_k = 1,8 \cdot 10^2 k^2$; $f_i = 1800$; $f_2 = 7200$;
- 4) $d \times l = 0,033 \cdot 0,28:$
 $f_k = 4 \cdot 10^2 k^2$; $f_i = 400$; $f_2 = 1600$; $f_3 = 3600$; $f_4 = 6400$; $f_5 = 10000$;
- 5) $d \times l = 0,32 \cdot 1:$
 $f_k = 6,4 \cdot 10^2 k^2$; $f_i = 640$; $f_2 = 2560$; $f_3 = 5760$; $f_4 = 10240$;
- 6) $d \times l = 0,02 \cdot 0,09:$
 $f_k = 4 \cdot 10^2 k^2$; $f_i = 4000$;
- 7) $d \times l = 0,2 \cdot 0,71:$
 $f_k = 8 \cdot 10^2 k^2$; $f_i = 800$; $f_2 = 3200$; $f_3 = 7200$;
- 8) $d \times l = 0,1 \cdot 0,7:$
 $f_k = 4 \cdot 10^2 k^2$; $f_i = 400$; $f_2 = 1600$; $f_3 = 3600$; $f_4 = 6400$; $f_5 = 10000$;
- 9) $d \times l = 0,2 \cdot 2:$
 $f_k = 100 k^2$; $f_i = 100$; $f_2 = 400$; $f_3 = 900$; $f_4 = 1600$; $f_5 = 2500$;
 $f_6 = 3600$; $f_7 = 4900$; $f_8 = 6400$; $f_9 = 8100$; $f_{10} = 10000$;
- 10) $d \times l = 0,2 \cdot 0,71:$
 $f_k = 8 \cdot 10^2 k^2$; $f_i = 800$; $f_2 = 3200$; $f_3 = 7200$;
- 11) $d \times l = 0,2 \cdot 1,4:$
 $f_k = 200 k^2$; $f_i = 200$; $f_2 = 800$; $f_3 = 1800$; $f_4 = 3200$; $f_5 = 5000$;

$$f_6 = 7200; f_7 = 9800;$$

$$12) \quad d \times l = 0,1 \cdot 0,7:$$

$$f_k = 4 \cdot 10^2; f_i = 400; f_2 = 1600; f_3 = 3600; f_4 = 6400; f_5 = 10000;$$

$$13) \quad d \times l = 0,1 \cdot 1,4:$$

$$f_k = 100 k^2; f_i = 100; f_2 = 400; f_3 = 900; f_4 = 1600; f_5 = 2500;$$

$$f_6 = 3600; f_7 = 4900; f_8 = 6400; f_9 = 9100; f_{10} = 10000;$$

$$14) \quad d \times l = 0,3 \cdot 2:$$

$$f_k = 1,5 \cdot 10^2 = 150k^2; f_i = 150; f_2 = 600; f_3 = 1350; f_4 = 2400;$$

$$f_5 = 3750; f_6 = 5400; f_7 = 7350; f_8 = 9600;$$

$$15) \quad d \times l = 0,3 \cdot 4:$$

$$f_k = 37,5k^2; f_i = 37,5; f_2 = 150; f_3 = 338; f_4 = 600; f_5 = 938;$$

$$f_6 = 1350; f_7 = 1838; f_8 = 2400; f_9 = 3038; f_{10} = 3750;$$

$$f_{11} = 4538; f_{12} = 5400; f_{13} = 6338; f_{14} = 7350; f_{15} = 8438;$$

$$f_{16} = 9600; f_{17} = 10838.$$

Таким образом, результаты проведенных в настоящей главе теоретических исследований послужат основой для разработки алгоритмов обработки акустических сигналов с целью диагностики и мониторинга состояния резьбообрабатывающих и шлицефрезерных устройств. Полученные зависимости между параметрами технологического процесса и акустическими параметрами позволят оптимизировать режимы резания, снизить вероятность возникновения дефектов и повысить эффективность использования оборудования.

2.7 Выводы по главе

На основании проведенных теоретических исследований формирования акустических параметров резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станков можно сделать следующие выводы:

1 При идентификации и анализе колебательной системы резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станков, определяемой

компоновкой станков, и их узлов резания были теоретически выявлены источники шумообразования, отличающиеся повышенным уровнем излучения звука, и получены расчетные схемы виброакустических характеристик.

2 Модели источников шума были детально проанализированы и классифицированы в зависимости от типа режущего инструмента и способа закрепления заготовок. Выделены основные типы акустических моделей: точечный источник – для червячных и гребенчатых фрез; круглая пластина – для дисковых фрез; цилиндр ограниченной длины – для оправок и длинных заготовок.

3 Полученные расчетные схемы скоростей колебаний источников шума систем «режущий инструмент – обрабатываемая заготовка» и «шпиндель – режущий инструмент» при обработке резьб резцом и шлицефрезеровании практически идентичны и учитывают все возможные варианты условий обработки и параметры технологического процесса. Описание процессов формирования акустических параметров позволило установить зависимости между параметрами технологического процесса и генерируемым шумом.

4 Спектральный анализ показал, что основными источниками шума в шпиндельных узлах являются дисбаланс вращающихся частей, дефекты подшипников, переменные силы резания, зубчатые передачи.

5 Получен расчет акустических характеристик для системы «режущий инструмент – обрабатываемая заготовка» шлицефрезерных станков и определены силы резания при различных видах обработки, а также скорости колебаний на собственных частотах и уровне звукового давления в октавных полосах.

6 Проведенные теоретические исследования создали основу для дальнейшего экспериментального изучения и разработки практических рекомендаций по снижению виброакустического воздействия при резьбообработке и шлицефрезеровании.

3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ШУМА И ВИБРАЦИЙ ПРИ ОБРАБОТКЕ РЕЗЬБ И ФРЕЗЕРОВАНИИ ШЛИЦЕВ

Экспериментальные исследования проводились в условиях реальной эксплуатации резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станков на предприятиях и включали следующие этапы [81-87]:

1 Оценка условий труда, цель которой заключалась в идентификации опасных и вредных производственных факторов.

2 Изучение и анализ закономерностей частотного распределения акустических характеристик и выявление частотных диапазонов, в которых активные уровни звукового давления превышают допустимые нормативы, а также количественная оценка данных превышений.

3 Анализ закономерностей формирования спектров вибраций, регистрируемых не только на рабочих местах станочников, но и в основных элементах виброакустической системы исследуемого оборудования.

Экспериментальные исследования проводились на участках, специализирующихся на производстве резьбовых и шлицевых изделий, с учетом разнообразия применяемого оборудования и технологических процессов, с охватом различных типов станков, режимов обработки и используемых смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ).

Настоящее исследование базируется на серии акустических измерений, проведенных на различных промышленных предприятиях, использующих резьбообрабатывающие и шлицефрезерные станки. Измерение уровней шума проводилось в соответствии с СН 2.2.4/2.1.8.562-96. «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» [88] и ГОСТ ISO 9612-2016 «Акустика. Измерения шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерений на рабочих местах» [89]. Измерения проводились на рабочих местах станочников в период выполнения основных технологических операций. Экспериментальные испытания проводились с использованием прецизионных шумомеров и анализаторов спектра,

измерительных комплексов ОКТАВА-110А, ОКТАВА-101ВМ и «Ассистент» научно-производственного центра «Охрана труда» ОНИИЦ научно-исследовательской части ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», который аккредитован в государственной системе Росаккредитации на проведение подобных измерений [90-96].

Шумомер устанавливался на высоте 1,5 м от пола и на расстоянии не менее 1 м от оборудования и других отражающих поверхностей. Измерения проводились в течение не менее 5 минут, после чего определялись эквивалентный и максимальный уровни звука. Особое внимание уделялось регистрации широкополосного шума, а также выявлению доминирующих частотных составляющих, соответствующих различным источникам шума в процессе обработки.

3.1 Закономерности спектрального состава шума при резбообработке и шлицефрезеровании

Процесс фрезерования наружных и внутренних резб широко применяется в машиностроительном производстве. При обработке различных заготовок уровни звука станков составили: 78–83 дБА у резбообрабатывающих станков модели 5991; 80–84 дБА у станков модели 5994; 83–88 дБА у станков моделей 5993 и 5Б63; 85–89 дБА у станка модели 5Б65; 82–88 дБА у резбообрабатывающих станков модели 5Б64; 86–92 дБА у шлицефрезерного станка модели 5350А; 86–90 дБА у резботокарного станка 1622.

Анализ спектров шума для всех вышеуказанных станков выполнен для условий холостого хода станка и наиболее шумоактивного режима реализации технологического процесса. Следует отметить, что теоретически рассчитанные данные в разнице уровней звука при максимальных и минимальных скоростях вращения больше, чем экспериментальные. В частности, у станка 5991 теоретическое значение составляет $\Delta l = 10 \lg 500/90 = 7$ дБА, у станка 5994 $\Delta l = 10 \lg 90/16 = 7,5$ дБА [96, 97].

У резьбообрабатывающих станков моделей 5991 (рисунок 3.1) и 5994 (рисунок 3.2) уровни звукового давления холостого хода ниже санитарных норм во всем нормированном диапазоне частот [97].

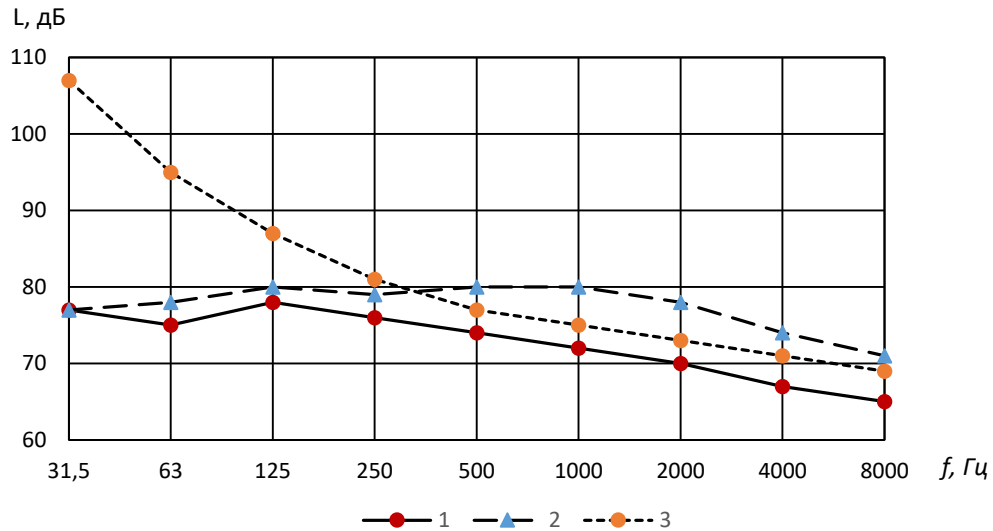


Рисунок 3.1 – Спектры шума станка модели 5991:

1 – холостой ход; 2 – рабочий режим; 3 – предельно допустимые значения

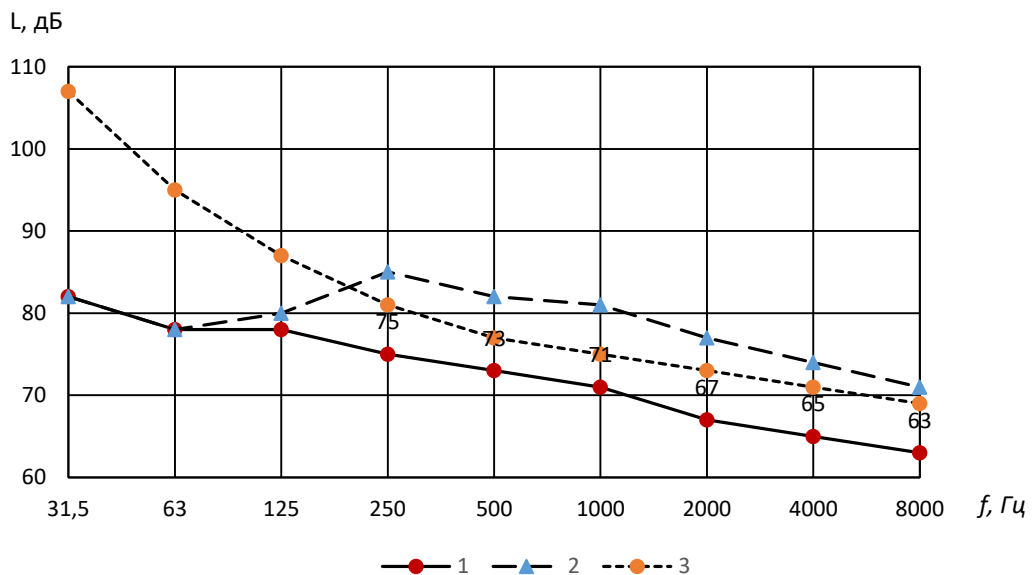


Рисунок 3.2 – Спектры шума станка модели 5994:

1 – холостой ход; 2 – рабочий режим; 3 – предельно допустимые значения

Уровни звукового давления при реализации технологического процесса выше санитарных норм шума в интервале 500–8000 Гц, в частности в пятой октаве на 3 дБ, в шестой на 5 дБ, в седьмой на 5 дБ, в восьмой на 2 дБ.

При нарезании резьбы уровни звукового давления у станка модели 5994 выше, чем у станка модели 5991, несмотря на то что частота вращения режущего инструмента существенно ниже. Это объясняется мощностью привода главного движения, которая практически в два раза больше, поэтому и сила резания значительно больше. Причем звуковая мощность возрастает не только вследствие мощности привода, а еще и потому, что с увеличением частоты вращения сила резания уменьшается. Следует отметить также расширение активного диапазона спектра шума, так как превышение уровней звукового давления начинается с четвертой октавы и составляет 3 дБ. В пятой – девятой октавах уровни звукового давления выше предельно допустимых на 5, 7, 5, 3 и 3 дБ соответственно.

Станок резьбообрабатывающий модели 5993 оснащен шестиступенчатой коробкой скоростей, звуковое излучение которой создает повышенные уровни звукового давления на холостом ходу (рисунок 3.3) в широкой полосе частот 250–8000 Гц.

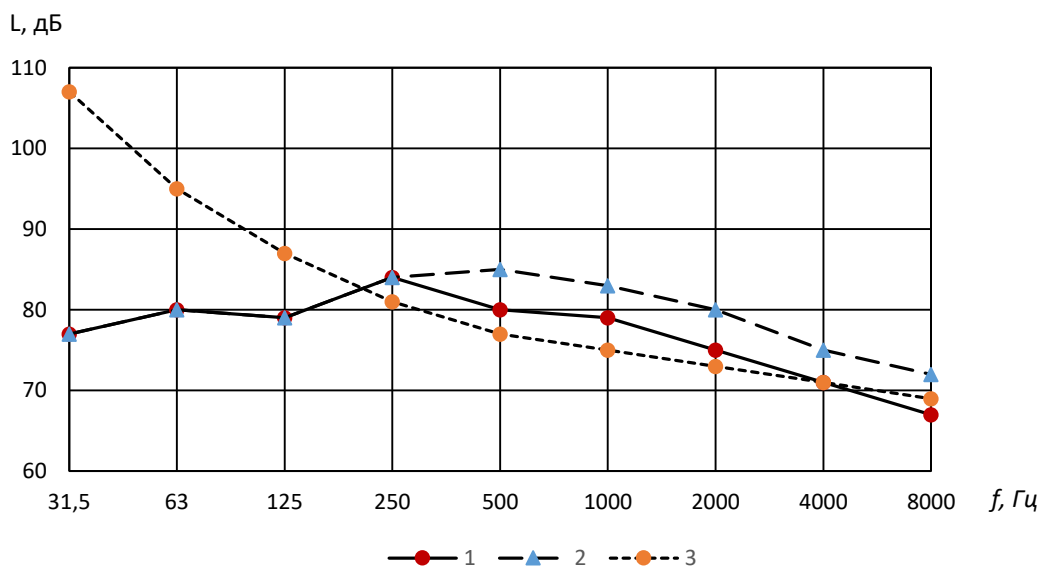


Рисунок 3.3 – Спектры шума станка модели 5993:

1 – холостой ход; 2 – рабочий режим; 3 – предельно допустимые значения

Величины превышений составляют 3 дБ в четвертой октаве, 4 дБ в пятой и шестой, 2 дБ – в седьмой. В восьмой октаве уровень звукового давления холостого хода находится на предельно допустимой границе. Подобная картина складывается не случайно: она отражает специфику работы механизма, в котором преобладают среднечастотные составляющие, а высокочастотные компоненты гасятся за счет конструктивных особенностей корпуса и системы охлаждения. Однако сам факт наличия превышений в четырех из восьми стандартных октавных полос уже свидетельствует о том, что штатный режим эксплуатации агрегата не соответствует требованиям акустической безопасности.

Анализ спектральных характеристик показывает, что наибольшая энергия сосредоточена в диапазоне 500–2000 Гц, где как раз и фиксируются максимальные отклонения от допустимых норм. Причина кроется в резонансных явлениях, возникающих при взаимодействии вращающихся элементов с неподвижными направляющими. В частности, в пятой и шестой октавах (соответственно 1000–2000 Гц и 2000–4000 Гц) наблюдается устойчивое усиление колебаний, связанное с частотой собственных колебаний подшипникового узла.

Звуковое излучение заготовок и режущего инструмента увеличивает уровни звукового давления на рабочих местах станочников на 5 дБ в интервале 500–8000 Гц. Таким образом, величины превышений уровней звукового давления над санитарными нормами составляют 8 дБ в пятой октаве, 9 дБ в шестой, 7 дБ в седьмой, 4 дБ – в восьмой и 4 дБ в девятой.

Станки резьбообрабатывающие моделей 5Б63, 5Б64, 5Б65 имеют развитый зубчатый привод, в котором изменение частот вращения достигается за счет сменных зубчатых колес. При идентичной кинематической структуре эти станки существенно различаются по скоростным и силовым характеристикам. Наиболее высокоскоростным является станок модели 5Б63, у которого максимальная частота вращения режущего инструмента достигает 2500 оборотов в минуту. Анализ результатов измерений, проведённых в производственных условиях,

показал, что уровни звукового давления, генерируемые станком 5Б63 превышают санитарные нормы в высокочастотном диапазоне спектра, а именно в полосах от 500 до 8000 Гц. (рисунок 3.4).

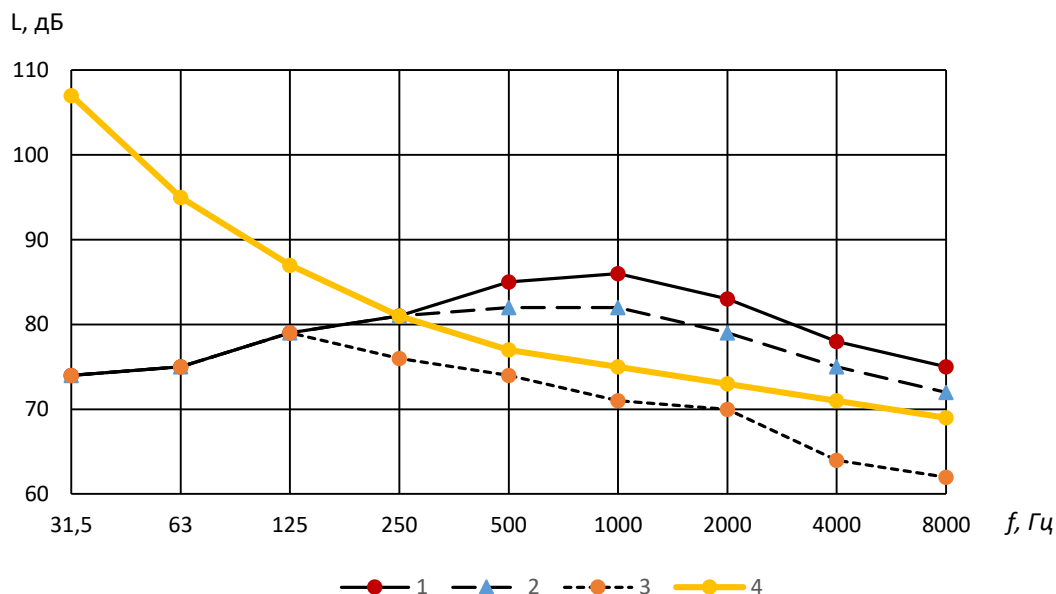


Рисунок 3.4 – Шумовые характеристики станка модели 5Б63:

1 – спектр шума при эксплуатации; 2 – спектр шума при работе без нагрузки;
3 – спектр шума шпиндельной бабки изделия; 4 – предельно допустимые значения

Анализ спектральных кривых показывает, что наибольший вклад в общий шумовой фон вносит именно режим эксплуатации, когда в работе участвуют все основные механизмы станка. В этом случае превышение допустимых граничных норм наблюдается не только на средних частотах, но и в области низкочастотных колебаний, что указывает на наличие выраженных вибрационных процессов, передающихся от приводных систем на корпусные детали. Следует отметить, что сам по себе спектр шума при работе без нагрузки уже демонстрирует повышенные значения относительно санитарных требований, однако они не столь критичны, как при полной загрузке узлов. Это позволяет сделать вывод о том, что основная проблема акустической эмиссии связана с резанием, а не с холостым ходом механизмов. Акустическое воздействие при эксплуатации проявляется в увеличении уровней шума (в сравнении с акустическими

характеристиками при холостом режиме работы) на 3–4 дБ в области средних и высоких частот 500–8000 Гц.

Уровни холостого хода станка модели 5Б64 существенно ниже, чем у 5Б63, и превышают санитарные нормы фактически только в четвертой октаве на 3 дБ, на 6 дБ в пятой октаве и на 4 дБ в шестой октаве (рисунок 3.5). Объясняется этот факт тем, что частота вращения шпинделя режущего инструмента в 2,5 раза меньше, чем у станка 5Б63 (теоретическое значение уменьшения уровня шума составляет 4 дБ, что достаточно точно соответствует экспериментальным данным).

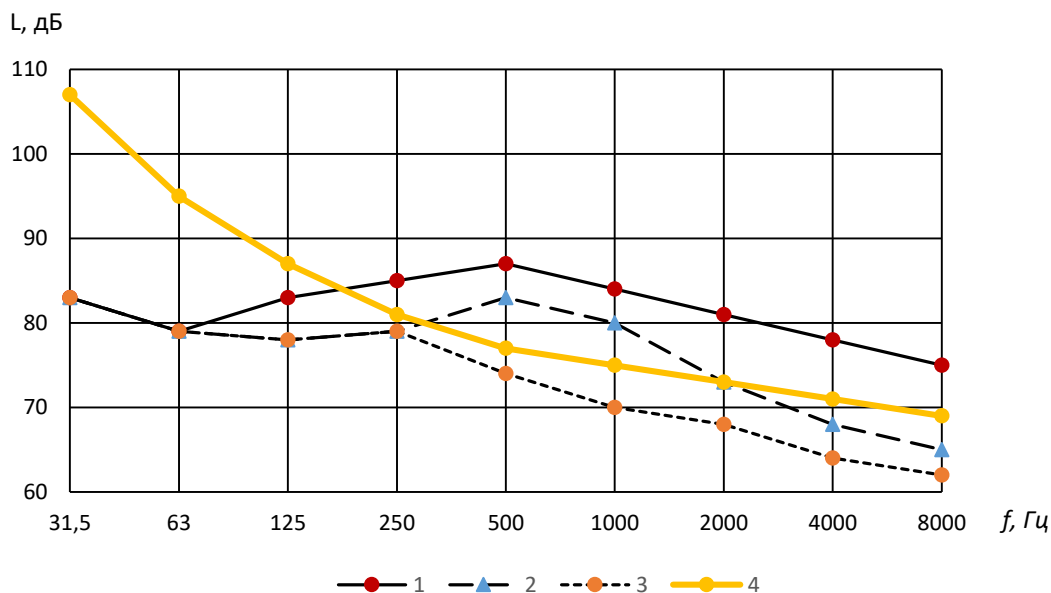


Рисунок 3.5 – Шумовые характеристики станка модели 5Б64:

1 – спектр шума при эксплуатации; 2 – спектр шума при работе без нагрузки;
3 – спектр шума шпиндельной бабки изделия; 4 – предельно допустимые значения

При обработке деталей наблюдается превышение уровней звукового давления на 3–4 дБ относительно станка 5Б63. В диапазоне с четвертой по восьмую октаву эти показатели выходят за пределы санитарных норм на 4–10 дБ. Подобная ситуация обусловлена тем, что мощность привода используемого

оборудования в 3–4 раза выше, что в свою очередь ведет к росту сил резания при нарезании резьбы фрезерованием.

Наименее скоростным и, следовательно, наименее шумным в холостом режиме работы является станок 5Б65, частота вращения фрезы которого составляет 300 об/мин (теоретическое значение уменьшения уровня шума составляет 2 дБ). Уровни шума холостого хода (рисунок 3.6) превышают нормативы на 2–4 дБ в интервале 500–8000 Гц.

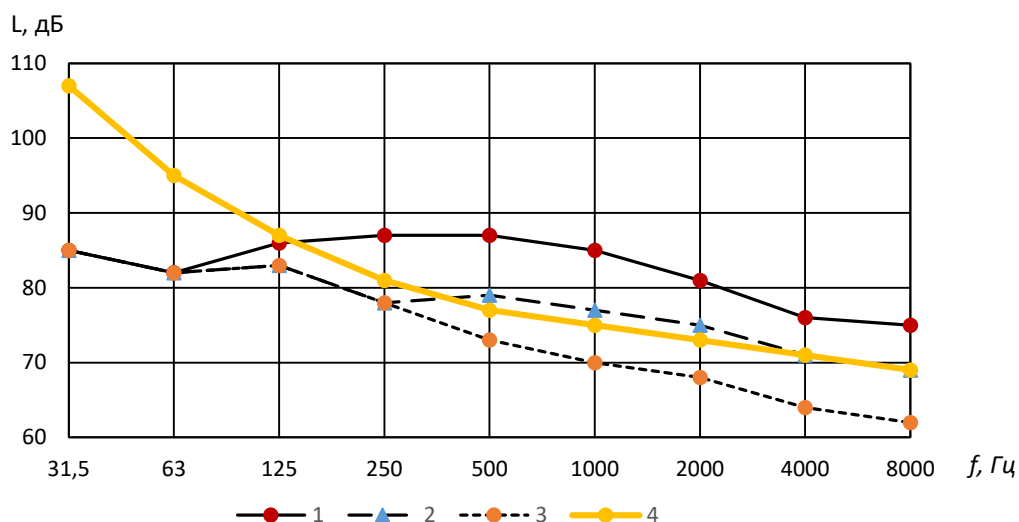


Рисунок 3.6 – Шумовые характеристики станка модели 5Б65:

- 1 – спектр шума при эксплуатации; 2 – спектр шума при работе без нагрузки;
3 – спектр шума шпиндельной бабки изделия; 4 – предельно допустимые значения

Следует отметить, что по уровням звукового давления этот станок модели 5Б65 является наиболее шумным в этой группе станков вследствие большей мощностью привода (11 кВт). Превышения уровней звукового давления составляет 6 дБ в четвертой октаве, 12 дБ – в пятой, 10 дБ – в шестой, 11 дБ – в седьмой, 10 дБ – в восьмой и 7 дБ – в девятой. Следует также отметить, значительное увеличение уровней звукового давления при обработке резьб (в сравнении с холостым режимом), достигающее 7–9 дБ.

Анализ спектров шума, представленных на рисунках 3.7–3.9, позволяет выявить основные источники шума при нарезании длинных резьб на станке 1622. К ним относятся шум вращения шпинделя, шум от взаимодействия инструмента с обрабатываемой деталью, шум от вибрации конструкции станка и шум от системы охлаждения. При врезании резца уровни звукового давления возрастают, однако не превышают допустимые значения. Наиболее интенсивный шум образуется при нарезании резьбы в режимах, близких к расчетным. В этих режимах скорости резания и подачи являются оптимальными, что обеспечивает максимальную производительность и качество резьбы. Вследствие низких частот вращения уровни звукового давления при холостом режиме ниже нормативов (см. рисунок 3.7).

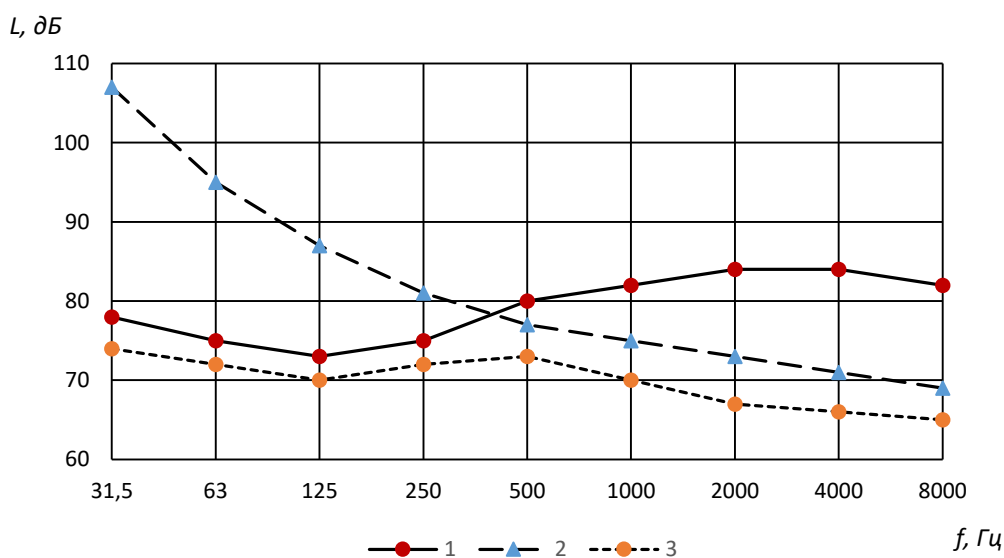


Рисунок 3.7 – Спектры шума станка модели 1622:

1 – рабочий режим при нарезании резьбы M20×300;

2 – предельно допустимые уровни; 3 – холостой режим

При выполнении операции нарезания резьбы структура шумового спектра претерпевает заметные изменения, переходя в область средних и высоких частот. Зафиксировано превышение уровней звукового давления в диапазоне с пятой по девятую октаву включительно. Наименьшее превышение отмечено в пятой октаве — всего 2 дБ, что по сути сопоставимо с погрешностью измерительного

оборудования в условиях действующего производства. В шестой октаве наблюдается превышение на 7 дБ, в седьмой — на 12 дБ, в восьмой — также на 12 дБ, а в девятой — на 13 дБ. Важно подчеркнуть, что при подобных режимах нарезания резьбы распределение звуковой энергии в частотном интервале 1000–8000 Гц оказывается более равномерным по сравнению с процессом фрезерования резьбы.

При нарезании резьбы М 50×400 уровни звукового давления на 2–2,5 дБ выше, чем в предыдущем случае (см. рисунок 3.8). Это объясняется увеличением площади контакта режущего инструмента с заготовкой и, как следствие, повышением силы резания. Усиление вибраций также вносит вклад в общий шумовой фон, особенно на низких частотах. Кроме того, большая глубина резания при нарезании крупной резьбы способствует более интенсивному возбуждению колебаний в станке и заготовке.

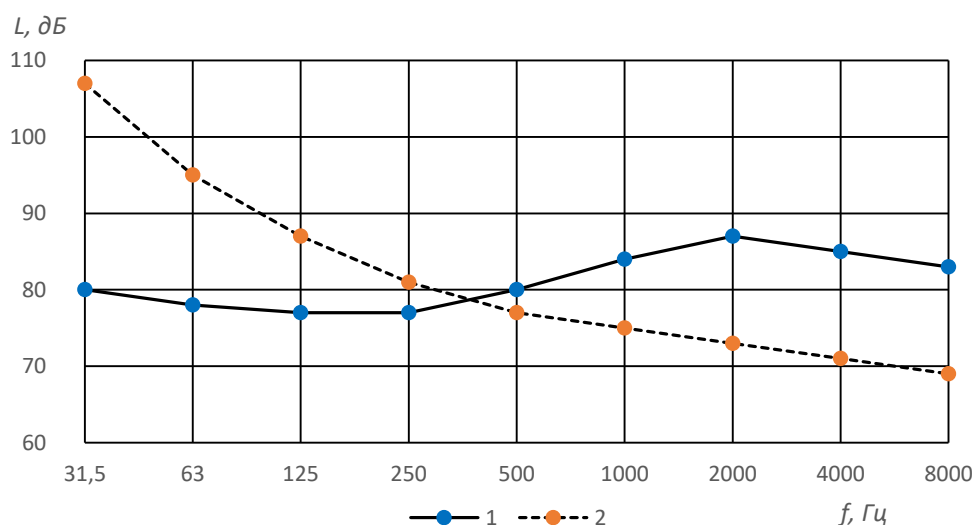


Рисунок 3.8 – Спектры шума станка модели 1622 при нарезании резьбы М50×400:

1 – рабочий режим при нарезании резьбы; 2 – предельно допустимые уровни

Превышения уровней звукового давления составляют 3 дБ в пятой октаве, 9 дБ в шестой, 14 дБ в седьмой, восьмой и девятой октавах. Важно отметить, что на уровни звукового давления оказывает влияние и материал заготовки. Так, при нарезании резьбы на заготовках из высокопрочных сталей наблюдается

увеличение шумового загрязнения по сравнению с обработкой мягких металлов, таких как алюминий или медь. Это связано с тем, что твердые материалы более эффективно передают вибрации и генерируют больше шума при деформации.

При нарезании резьбы М 85×1600 уровни звукового давления достигают значений 88 дБ (см. рисунок 3.9). В этом случае превышения уровней звукового давления составляют 7 дБ в пятой октаве, 12 дБ в шестой, 14 дБ – в седьмой, 15 дБ – в восьмой и 16 дБ в девятой.

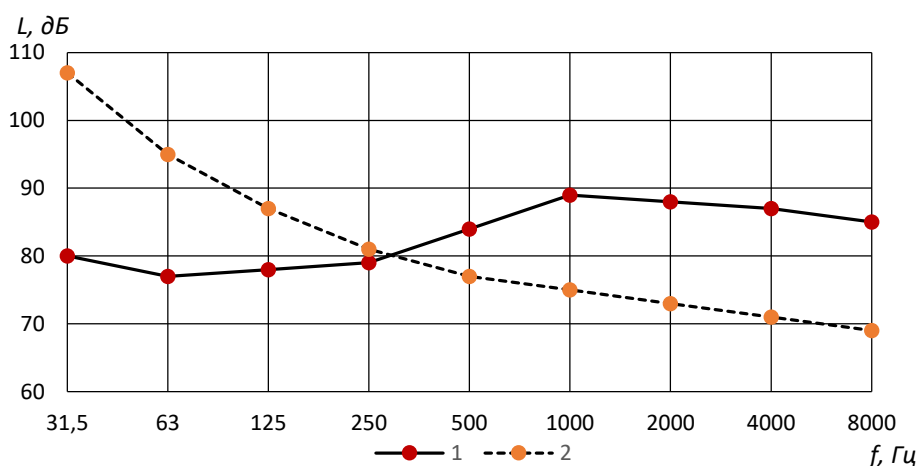


Рисунок 3.9 – Спектры шума при нарезании резьбы М85×1600:

1 – рабочий режим; 2 – предельно допустимые уровни

Следует отметить, что влияние диаметра и длины обрабатываемых на станке 1622 заготовок на интенсивность звукового излучения в значительной степени соответствует условиям токарной обработки проходными резцами. Технологические параметры процесса влияют на уровень звукового давления, оптимизация режимов резания, таких как скорость резания, подача и глубина резания, может существенно снизить шум.

Аналогичные результаты получены для условий фрезерования шлицев на длинных заготовках (рисунок 3.10). Шлицефрезерный станок модели 5350А предназначен для обработки прямых шлицевых валов, цилиндрических косозубых шестерен, зубчатых валов и цилиндрических зубчатых колес, конических шлицевых валов и ступенчатых шлицевых валов, а также

зубофрезерной обработки для двух или более шлицев с разным числом зубьев. В частности, амплитуда колебаний фрезерной головки в радиальном направлении уменьшается на 20–25 %, что приводит к повышению точности обработки и снижению шероховатости поверхности шлицев.

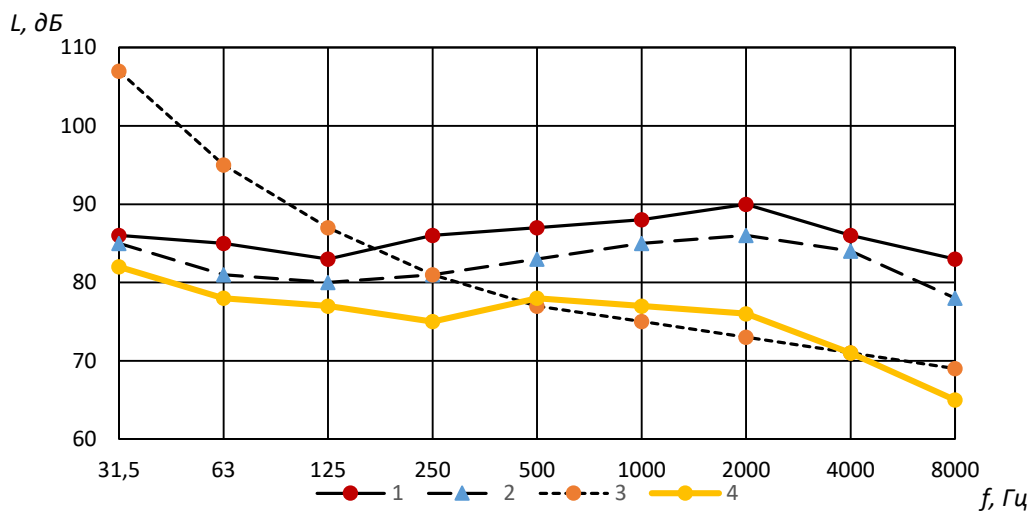


Рисунок 3.10 – Спектры шума станка модели 5350А при фрезеровании шлицев:

1 – длиной 1600 мм; 2 – длиной 800 мм; 3 – предельно допустимые уровни;
4 – холостой режим

Результаты измерений силы резания в процессе фрезерования шлицев с применением системы демпфирования показали снижение её максимальных значений на 10–15 %. Это свидетельствует о более стабильном процессе резания и снижении нагрузки на инструмент, что, в свою очередь, способствует увеличению срока его службы.

Уровни звукового давления холостого хода станка модели 5350А превышают предельно допустимые значения на 2–3 дБ в шестой-седьмой октавах, что связано с звуковым излучением фрезерной бабки (рисунок 3.11).

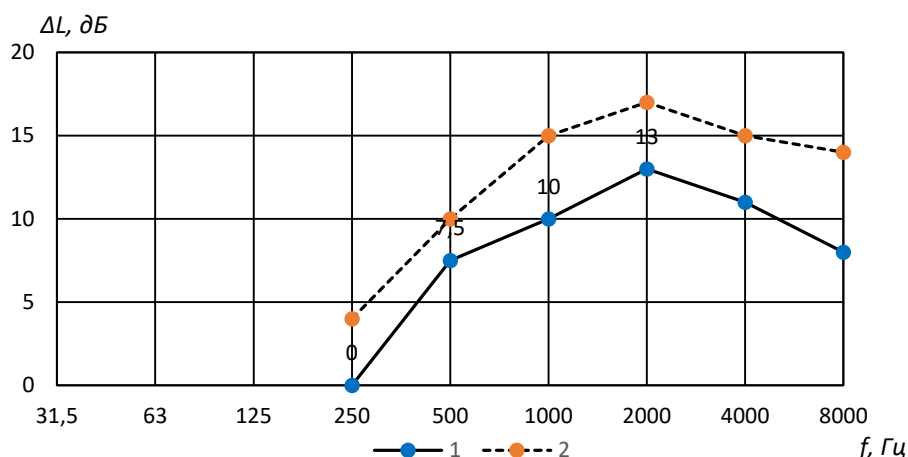


Рисунок 3.11 – Превышение уровней звукового давления станка 5350А при фрезеровании шлицев:

1 – длиной 800 мм; 2 – длиной 1600 мм

Для реализации технологического процесса фрезерования шлицев превышение уровней звукового давления достигает 13 дБ на заготовках длиной 800 мм и 17 дБ у заготовок длиной 1600 мм. Разница в уровнях звукового давления, обусловленная длинами заготовок, аналогична вышеописанным закономерностям. Эти превышения создают значительную акустическую нагрузку на операторов и персонал, находящийся в непосредственной близости от зоны обработки. Длительное воздействие такого уровня шума может привести к профессиональным заболеваниям слуха, снижению концентрации внимания и увеличению риска ошибок при выполнении производственных задач.

3.2 Анализ спектров вибраций при выполнении технологического процесса обработки заготовок на резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станках

Экспериментальные исследования вибрационных спектров элементов, входящих в единую колебательную систему резьбо- и шлицефрезерных станков, были направлены на определение скрытого соотношения между звуковым излучением различных источников и итоговыми акустическими параметрами,

которые формируются непосредственно в рабочей области при обработке заготовок [14,44,47,51]. В рамках исследования применялась многоканальная система измерений, которая обеспечивала одновременную регистрацию колебательных процессов в ключевых точках: на элементах корпуса, в узлах трансмиссии, на шпиндельном блоке и непосредственно в области резания. Акцент в анализе делался не на величинах виброускорений как таковых, а на их спектральном составе и фазовых взаимосвязях, поскольку данные параметры позволяют установить, какой вклад вносит каждый конструктивный узел в суммарную акустическую картину технологического процесса.

Необходимость проведения измерений спектров вибраций объясняется следующими обстоятельствами. При анализе шумовых спектров фиксируются суммарные октавные уровни звукового давления, создаваемые всеми работающими источниками одновременно. В подобной ситуации разделить вклад отдельных источников и установить их приоритетность по уровню генерируемого шума не представляется возможным. В отличие от этого, при замерах вибрации пьезодатчик закрепляется на конкретной поверхности, подверженной колебаниям [98, 99]. Сравнение октавных спектров шума и спектров вибраций в нормируемом частотном диапазоне звуковых частот и позволяет косвенно ранжировать источники акустического излучения по степени влияния на формирование звукового поля в зоне проведения технологического процесса обработки. Следует отметить, что измерялись октавные уровни вибрации в диапазоне частот 31,5–8000 Гц. Высокая вибрация не только снижает точность обработки, но и негативно сказывается на сроке службы станка, приводя к преждевременному износу подшипников, шпинделя и других важных компонентов. Для подтверждения правильности допущений о формировании процессов шумообразования и доминирующих источниках шума проводились и измерения вибраций в нормируемом диапазоне звуковых частот. Спектр вибраций на коротких заготовках, обрабатываемых на резьбообрабатывающих станках 5991, 5993, 5994, 5Б63, 5Б64, и 5Б65, имеет

высокочастотный характер (рисунок 3.12). Максимальные уровни вибраций сосредоточены в седьмой – девятой октавах.

Наиболее высокие уровни вибраций зафиксированы на корпусе фрезерных бабок станков 5Б63 (рисунок 3.13).

Уровни вибраций на корпусе фрезерной бабки станка модели 5Б63 достигают 87 дБ, у станка моделей 5Б64 и 5Б65 – 83 дБ, а у станка 5993 – 78 дБ. Уровни вибраций бабок изделий на вышеуказанных станках не превышают 72–73 дБ (рисунок 3.14).

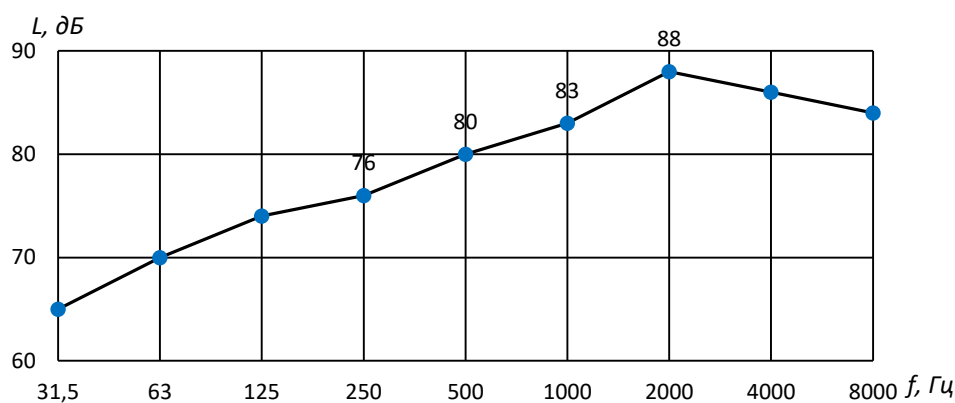


Рисунок 3.12 – Вибрационный спектр, полученный при обработке коротких заготовок

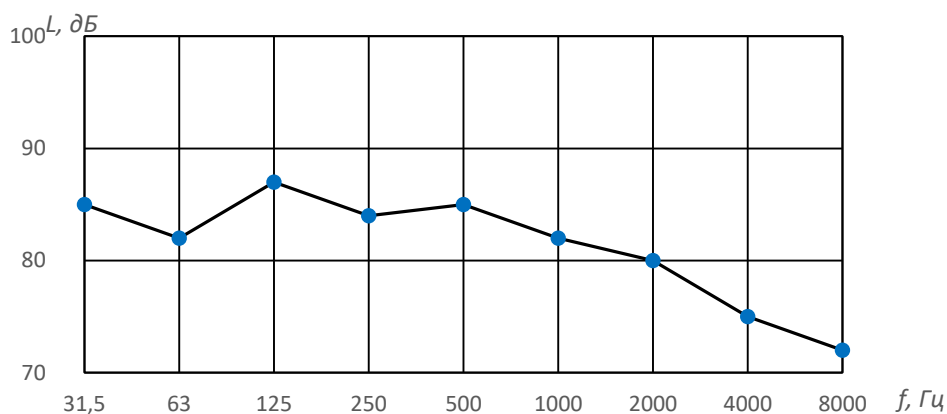


Рисунок 3.13 – Спектральные характеристики вибраций, регистрируемые на корпусах шпиндельных узлов станков моделей 5Б63, 5Б64, 5933

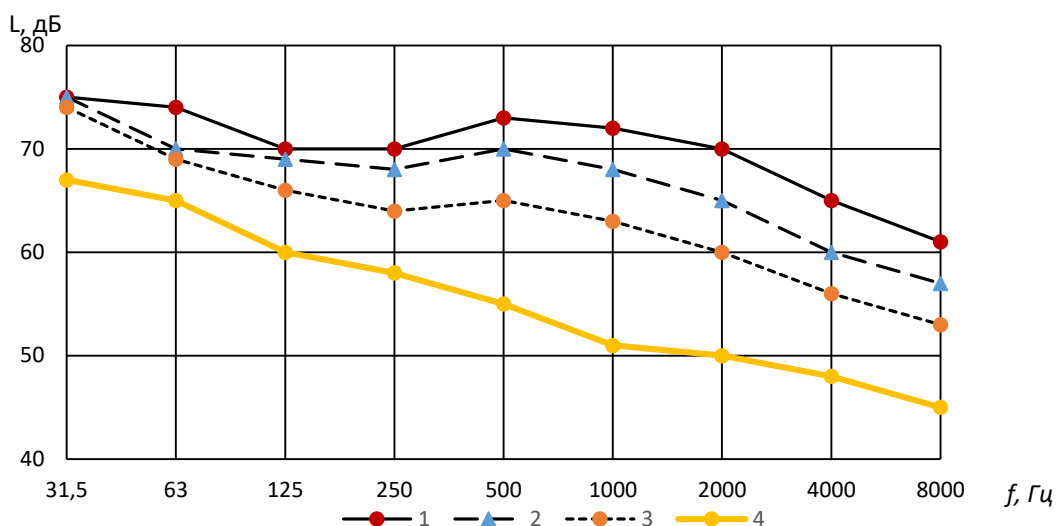


Рисунок 3.14 – Спектральные характеристики вибраций, измеренные на корпусе бабки изделий станков:

1 – 5Б64; 2 – 5Б63; 3 – 5993; 4 – вибрации на станине станка 5Б65

Подробный анализ спектра позволит выявить точные источники возбуждения колебаний и разработать мероприятия по их снижению. Для модели станка 5Б63 зафиксированы показатели вибрации на узле изделия, которые на 10–14 дБ уступают значениям, полученным на фрезерной головке. Сходная картина наблюдается и на прочих аналогичных агрегатах. Особо стоит выделить незначительные амплитуды колебаний, особенно в полосе частот от 500 до 8000 Гц, где замеры звукового давления превышают установленные допустимые пределы.

Повышенные уровни вибрации на корпусе фрезерной бабки станков моделей 5Б63, 5Б64 и 5Б65, по сравнению с уровнем вибрации на корпусе бабки станка 5993, указывают на возможные проблемы, связанные с конструктивными особенностями, износом компонентов или разбалансировкой вращающихся элементов. Разница в 5–9 дБ между станками серии 5Б и станком 5993 может свидетельствовать о различных подходах к проектированию, использовании отличающихся материалов или применении разных технологий обработки. Важно отметить, что вибрация на корпусе фрезерной бабки может передаваться на обрабатываемую деталь, негативно влияя на точность и чистоту обработки поверхности. Вибрации, зарегистрированные на станине станка 5Б65 (кривая 4

на рисунке 3.14), представляют собой важную информацию о передаче колебаний от работающих узлов и агрегатов на базовую конструкцию станка. Изучение спектральных характеристик вибраций станины позволяет оценить эффективность виброизоляции и выявить потенциальные пути распространения колебаний, что необходимо для разработки мер по повышению жесткости и снижению уровня вибраций станка в целом.

При обработке шлицев методом фрезерования главенствующую роль играют сама деталь и фрезерный узел. Деталь задает исходные геометрические параметры, определяет требования к точности и шероховатости поверхности, а также формирует технологические ограничения, связанные с ее жесткостью, материалом и конструктивными особенностями. Фрезерный узел, в свою очередь, обеспечивает реализацию этих требований через выбор типа фрезы, режимов резания и кинематической схемы обработки. Взаимодействие этих двух элементов определяет не только качество получаемых шлицев, но и производительность операции, а также стойкость инструмента. (рисунок 3.15).

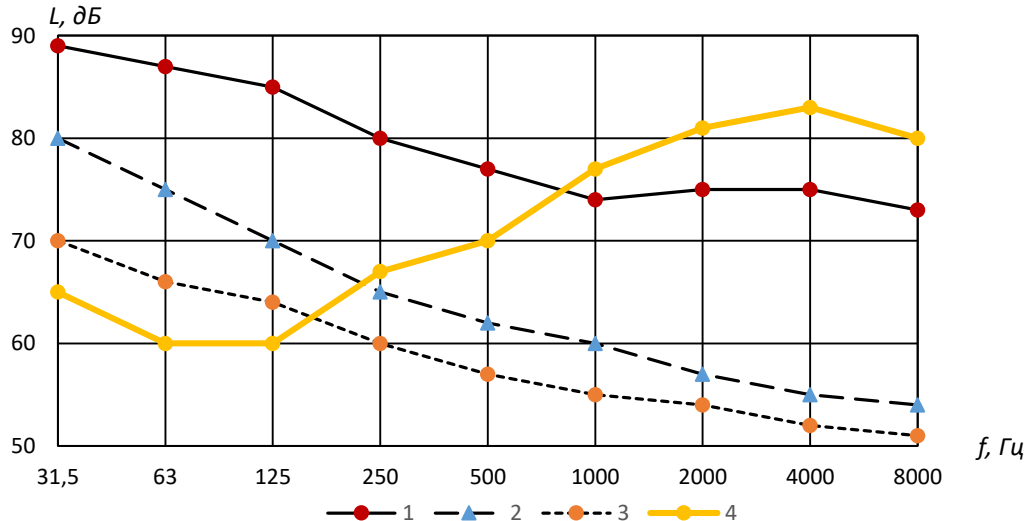


Рисунок 3.15 – Спектры вибраций шлицефрезерного станка:

1 – на обрабатываемой детали; 2 – на рабочей поверхности стола; 3 – на несущей конструкции станины; 4 – на нижнем узле крепления оправки фрезы.

Спектр вибраций узла фрезерования отличается ярко выраженной высокочастотной составляющей, причем наиболее высокие уровни вибраций

фиксируются на уровне 83 дБ в седьмой – девятой октавах. Таким образом, спектр вибраций заготовки – средне- и высокочастотный характер. Влияние стола и станины на общий шумовой фон оборудования незначительно. Подобную картину демонстрируют и вибрационные характеристики токарно-резьбонарезного станка модели 1622 (рисунок 3.16).

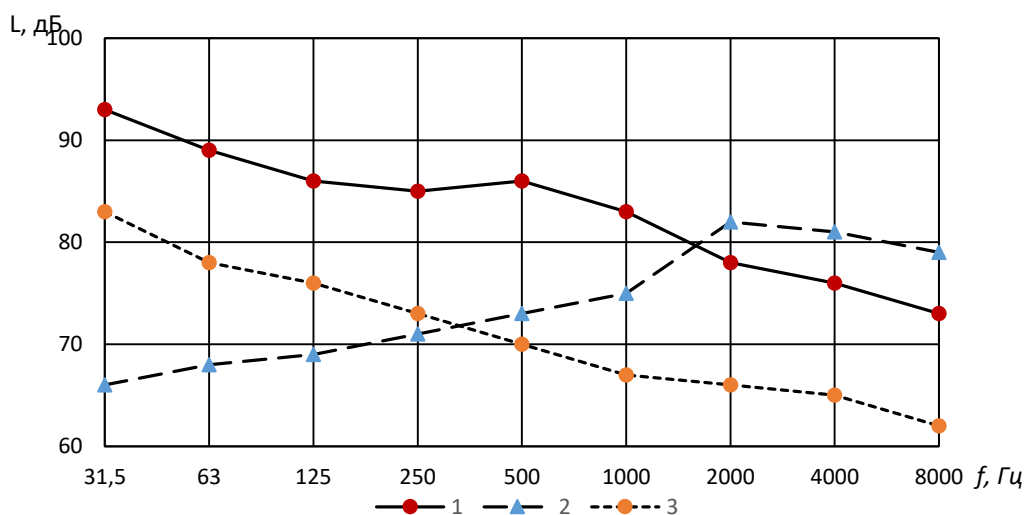


Рисунок 3.16 – Спектры вибраций токарного резьбонарезного станка:
 1 – на обрабатываемой детали; 2 – на режущем инструменте; 3 – на шпиндельной бабке

Резец, будучи деталью, закреплённой консольным способом, характеризуется высокочастотной составляющей в спектре вибраций. Что касается обрабатываемой заготовки, то для неё типичен широкополосный спектр, в котором распределение вибраций в диапазоне 250–2000 Гц приближается к равномерному. У токарного резьбонарезного станка, подобно упомянутым ранее агрегатам, спектр вибраций шпиндельной бабки является

низко- и среднечастотным, а из-за малых частот вращения шум, создаваемый станком, можно не учитывать.

Следовательно, проведённые экспериментальные исследования вибраций подтвердили обоснованность выбора главных источников шума для резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станков.

3.3 Выводы по главе

На основании проведенных экспериментальных исследований закономерностей формирования спектрального состава шума и вибраций можно сформулировать следующие выводы:

1 Идентификация источников шума позволила установить основные элементы колебательной системы, генерирующие повышенные уровни звукового давления у станков моделей 5991–5994, – обрабатываемые заготовки и узлы фрезерования. У станков моделей 5993, 5Б63, 5Б64, 5Б65 в формировании повышенных уровней звукового давления участвуют: в области средних частот – фрезерные бабки, в области высоких частот – заготовки и узлы фрезерования. Аналогичные источники создают повышенные уровни звукового давления на рабочих местах станочников шлицефрезерных станков. Повышенные уровни звукового давления при нарезании резьбы на резьботокарных станках создаются системой «заготовка – резец».

2 Спектральный анализ вибраций показал, что резец, как консольно-закрепленный элемент, демонстрирует высокочастотный спектр, обрабатываемая заготовка имеет широкополосный спектр с равномерным распределением в диапазоне 250–2000 Гц, а шпиндельная бабка характеризуется низко- и среднечастотным спектром вибраций.

3 Экспериментальные исследования подтвердили правильность выбора доминирующих источников шума и достоверность разработанных теоретических моделей, а также соответствие теоретических расчетов реальным условиям эксплуатации.

4 Факторы, влияющие на уровень шума: геометрические характеристики режущего инструмента, метод фиксации заготовки, параметры процесса резания, а также жесткость системы «станок – инструмент – деталь» и степень сбалансированности вращающихся узлов.

5 На формирование уровня шума при резьбо- и шлицефрезеровании оказывают большое влияние геометрия режущего инструмента, специфика закрепления заготовок, а также прерывистый характер резания и изменяющиеся силы резания.

6 Проведенные экспериментальные исследования позволили выявить основные закономерности формирования спектрального состава шума и вибраций при резьбо- и шлицефрезеровании, что создает основу для разработки эффективных мер по снижению виброакустического воздействия.

4 МЕРОПРИЯТИЯ, НАПРАВЛЕННЫЕ НА СНИЖЕНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ПРИ РЕЗЬБООБРАБОТКЕ И ШЛИЦЕФРЕЗЕРОВАНИИ

Мероприятия по снижению виброакустического воздействия при резьбообработке и шлицефрезеровании направлены на создание безопасной и комфортной рабочей среды, увеличение срока службы оборудования и повышение качества изготавливаемых деталей. Комплексный подход, включающий в себя инженерные, технологические и организационные решения, является ключевым фактором успеха.

Одной из технических характеристик станочного оборудования является наличие зубчатых передач в приводе главного движения, которые создают повышенные уровни звукового давления даже при холостом режиме работы. Причем согласно проведенным исследованиям уровни шума генерируются в основном излучением корпуса коробки скоростей станка. Модернизация серийной конструкции коробки скоростей резьбонарезного станка заключается в уменьшении количества зубчатых передач и подшипниковых узлов, динамика которых и приводит к вибрации корпусных деталей станка [100].

4.1 Регрессионные зависимости диссипативной функции технологических систем

В ходе проведения экспериментальных исследований на резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станках получены значения коэффициентов потерь колебательной энергии для основных источников генерации шума. В связи с этим в серии исследований в рамках настоящей главы проводились измерения частотно-зависимых коэффициентов потерь энергии при колебаниях обрабатываемой детали (оси), а также на бабке и опорах длинного вала. Экспериментальные измерения проводились с использованием вибростенда и специализированного оборудования для анализа спектральных характеристик

колебаний. Коэффициент потерь определялся на основе анализа ширины резонансных пиков на частотной характеристике колебаний, а также путем сопоставления энергии возбуждения и энергии, рассеянной в системе [101- 106].

Для этих целей в серии экспериментов измерялись частотно-зависимые коэффициенты потерь вибрационной энергии на исследуемых деталях. Коэффициенты потерь определялись на среднегеометрических частотах всех девяти диапазонов. Колебательные движения заготовок и оправок возбуждались динамометрическим молотком. После завершения процесса возбуждения, когда усилитель выключался, сигнал передавался по цепочке «вибродатчик – усилитель – анализатор», далее полученные данные сохранялись.

Для проведения регрессионного анализа применим метод наименьших квадратов. Этот инструмент позволяет рассчитывать параметры регрессии как для линейных, так и для моделей, представленных полиномами. После выполнения некоторых базовых математических операций его можно применять и к ряду нелинейных монотонных функций, таких как степенная, экспоненциальная, гиперболические трех типов, логарифмическая, обратнологарифмическая и др. За счёт применения алгебраических методов и замены переменных эти функции достаточно легко приобретают линейный вид, что позволяет, используя метод наименьших квадратов, получить коэффициенты регрессии и для нелинейных функций. Однако для отдельных функций следует учитывать необходимость выполнения обратного преобразования с целью восстановления фактических значений коэффициентов регрессии.

Существует возможность получить достаточно много различных аналитических зависимостей для одного и того же набора данных, при этом степень адекватности каждой из них будет различная. При современных возможностях программного обеспечения и вычислительной техники достаточно несложно рассчитать коэффициенты регрессии для всех возможных функций, провести анализ их точности относительно исходных данных и выбрать наиболее адекватную. В качестве меры точности аналитических зависимостей целесообразно использовать такой параметр, как среднеквадратичное отклонение:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{(n-m)-1} \sum_{i=1}^n (y_{\text{Э}_i} - y_i)^2},$$

где n – количество данных эксперимента;

m – степень полинома;

$y_{\text{Э}_i}$ – значение функции в эксперименте;

y_i – рассчитанное значение по полученной зависимости.

Этот параметр учитывает не только суммарные отклонения, но и степень полинома, т. е. уточняет полиномиальное влияние. Рассчитывая среднеквадратичное отклонение для всех полученных аналитических зависимостей, можно по минимальному значению параметра определить наиболее адекватную функцию. Если расчеты коэффициентов регрессии и среднеквадратичного отклонения сопровождать построением графиков, то анализ точности можно подтвердить и визуально. Результаты экспериментов представлены на рисунке 4.1.

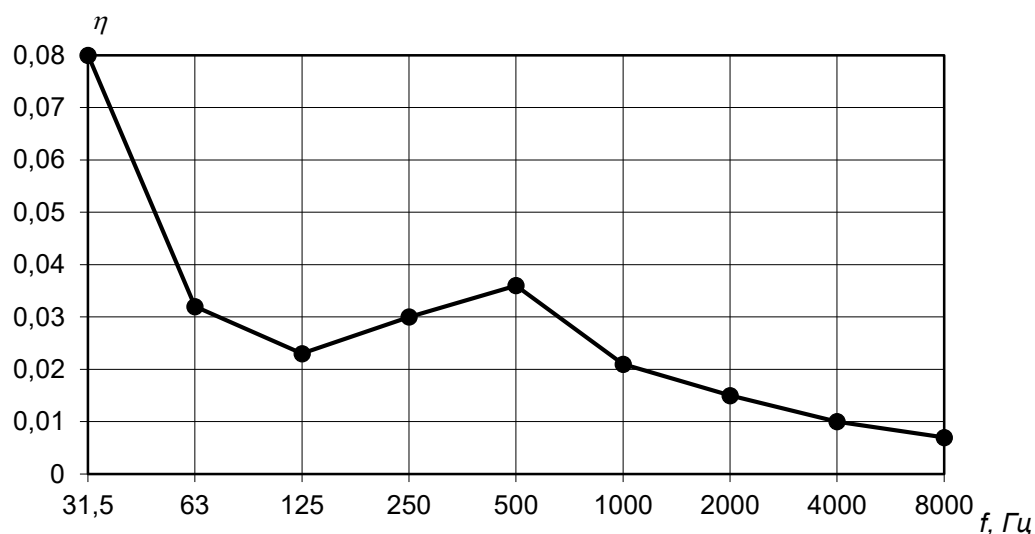


Рисунок 4.1 – Коэффициенты потерь обрабатываемой оси

Результаты расчета коэффициентов регрессии приведены в таблицах 4.1 и 4.2, а также на рисунках 4.2 и 4.3.

Таблица 4.1 – Результаты регрессионного анализа нелинейными функциями

Название кривой	Уравнение	СКО
Экспоненциальная	$\eta = 0,0335e^{-2,28 \cdot 10^{-4} f}$	$1,73 \cdot 10^{-2}$
Степенная	$\eta = 0,194 f^{-0,348}$	$1,14 \cdot 10^{-2}$
Гиперболическая I типа	$\eta = 0,0151 + \frac{1,854}{f}$	$9,43 \cdot 10^{-3}$
Гиперболическая II типа	$\eta = \frac{1}{29,488 + 0,015 f}$	$1,71 \cdot 10^{-2}$
Гиперболическая III типа	$\eta = \frac{f}{-2243,49 + 71,992 f}$	$4,31 \cdot 10^{-1}$
Логарифмическая	$\eta = 0,0855 - 0,00922 \cdot \ln f$	$1,31 \cdot 10^{-2}$
S-образная	$\eta = e^{-4,177 + \frac{53,367}{f}}$	$8,89 \cdot 10^{-3}$
Обратнологарифмическая	$\eta = \frac{1}{-61,87 + 18,99 \cdot \ln f}$	$7,01 \cdot 10^{-2}$

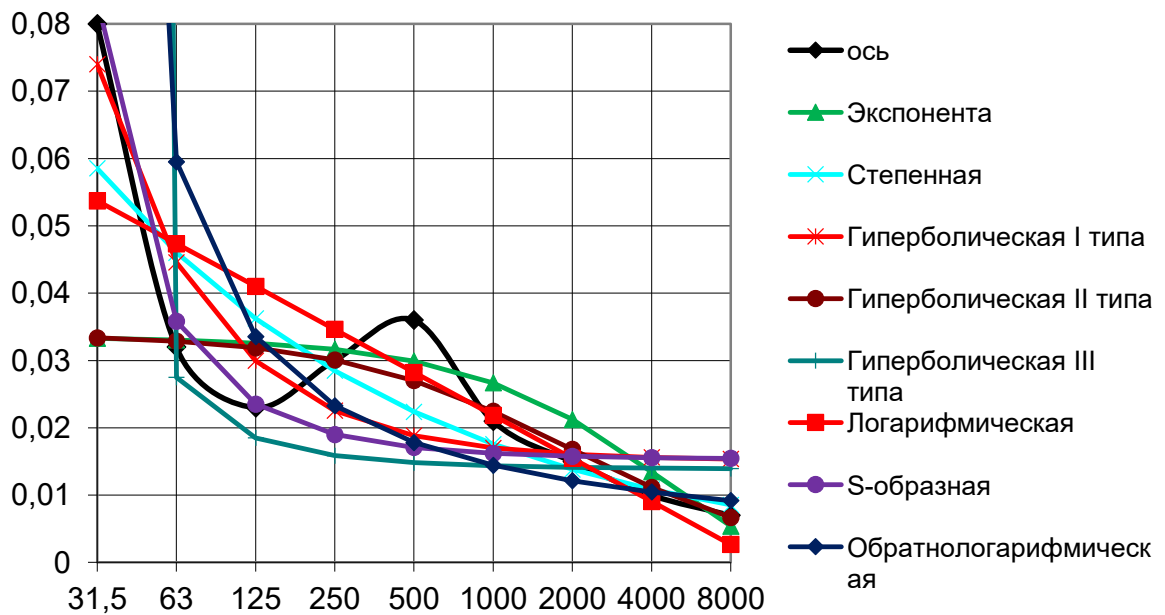


Рисунок 4.2 – Аппроксимация нелинейными функциями

Таблица 4.2 – Результаты регрессионного анализа полиномами

Степень	Уравнение	СКО
1	$\eta = 0,086 - 0,0212(\lg f)$	$1,39 \cdot 10^{-2}$
2	$\eta = 0,153 - 0,076(\lg f) + 0,0101(\lg f)^2$	$1,35 \cdot 10^{-2}$
3	$\eta = 0,509 - 0,516(\lg f) + 0,182(\lg f)^2 - 0,0212(\lg f)^3$	$1,12 \cdot 10^{-2}$
4	$\eta = 2,066 - 3,102(\lg f) + 1,727(\lg f)^2 - 0,416(\lg f)^3 + 0,0366(\lg f)^4$	$5,03 \cdot 10^{-3}$
5	$\eta = 4,398 - 7,944(\lg f) + 5,624(\lg f)^2 - 1,939(\lg f)^3 + 0,326(\lg f)^4 - 0,0214(\lg f)^5$	$3,83 \cdot 10^{-3}$
6	$\eta = -2,598 + 9,438(\lg f) - 11,937(\lg f)^2 + 7,303(\lg f)^3 - 2,349(\lg f)^4 + 0,383(\lg f)^5 - 0,0249(\lg f)^6$	$3,47 \cdot 10^{-3}$
7	$\eta = -26,833 + 79,354(\lg f) - 96,713(\lg f)^2 + 63,341(\lg f)^3 - 24,172(\lg f)^4 + 5,393(\lg f)^5 - 0,653(\lg f)^6 + 0,0332(\lg f)^7$	$4,20 \cdot 10^{-3}$

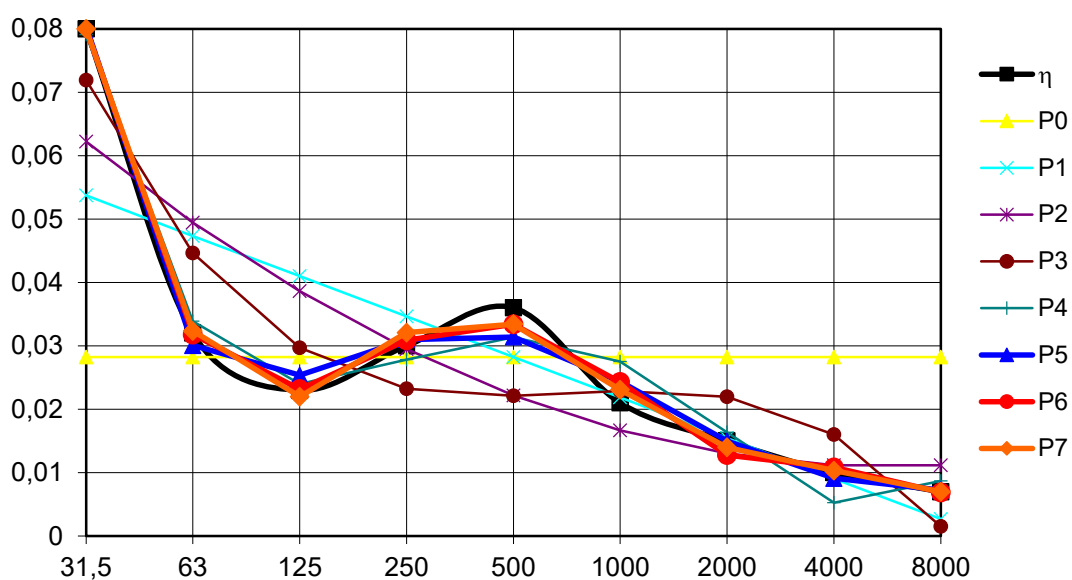


Рисунок 4.3 – Аппроксимация полиномами

Из анализа полученных результатов очевидно, что наилучшей аналитической зависимостью будет полином шестого порядка

$$\eta = -2,598 + 9,438(\lg f) - 11,937(\lg f)^2 + 7,303(\lg f)^3 - 2,349(\lg f)^4 + 0,383(\lg f)^5 - 0,0249(\lg f)^6.$$

Таким образом, выполненный регрессионный анализ позволил вывести аналитические зависимости коэффициентов потерь колебательной энергии источников шума и вибрации. Эти зависимости позволяют определить значение коэффициента потерь не только на среднегеометрических частотах октавного спектра, но и на собственных частотах колебаний.

Результаты экспериментов коэффициента потерь колебательной энергии корпуса бабки станка представлены на рисунке 4.4.

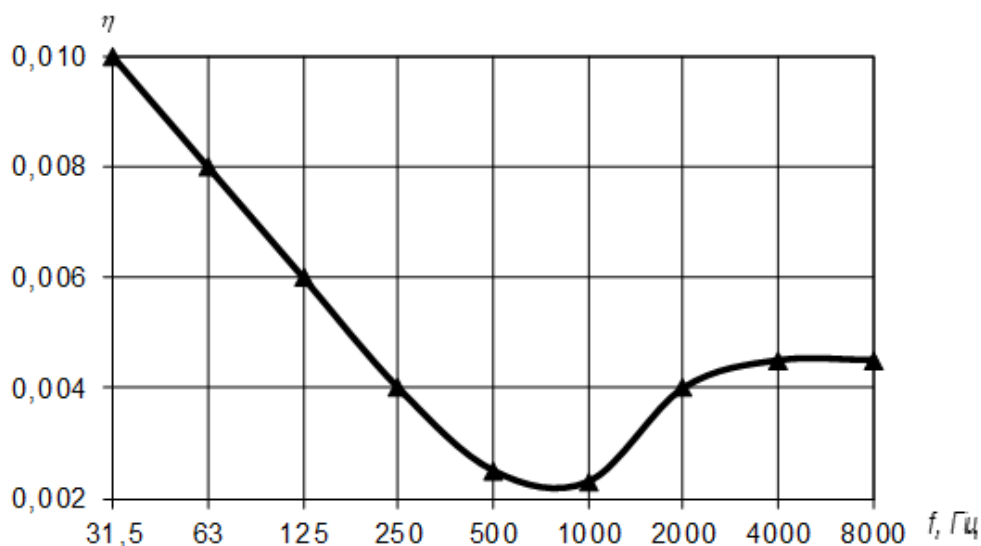


Рисунок 4.4 – Коэффициент потерь колебательной энергии корпуса бабки станка

Результаты регрессионного анализа нелинейными функциями представлены в таблице 4.3 и на рисунке 4.5.

Таблица 4.3 – Результаты регрессионного анализа нелинейными функциями

Название кривой	Уравнение	СКО
1	2	3
Экспоненциальная	$\eta = 0,0048e^{-2,51 \cdot 10^{-5} f}$	$2,52 \cdot 10^{-3}$

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3
Степенная	$\eta = 0,012 f^{-0,15}$	$1,76 \cdot 10^{-3}$
Гиперболическая I типа	$\eta = 0,0035 + \frac{0,219}{f}$	$1,00 \cdot 10^{-3}$
Гиперболическая II типа	$\eta = \frac{1}{239,85 + 0,0008 f}$	$2,71 \cdot 10^{-3}$
Гиперболическая III типа	$\eta = \frac{f}{-7111,7 + 291,38 f}$	$2,28 \cdot 10^{-3}$
Логарифмическая	$\eta = 0,011 - 0,001 \cdot \ln f$	$1,83 \cdot 10^{-3}$
S-образная	$\eta = e^{-5,65 + \frac{37,04}{f}}$	$1,22 \cdot 10^{-3}$
Обратнологарифмическая	$\eta = \frac{1}{72,0 + 27,22 \cdot \ln f}$	$2,01 \cdot 10^{-3}$

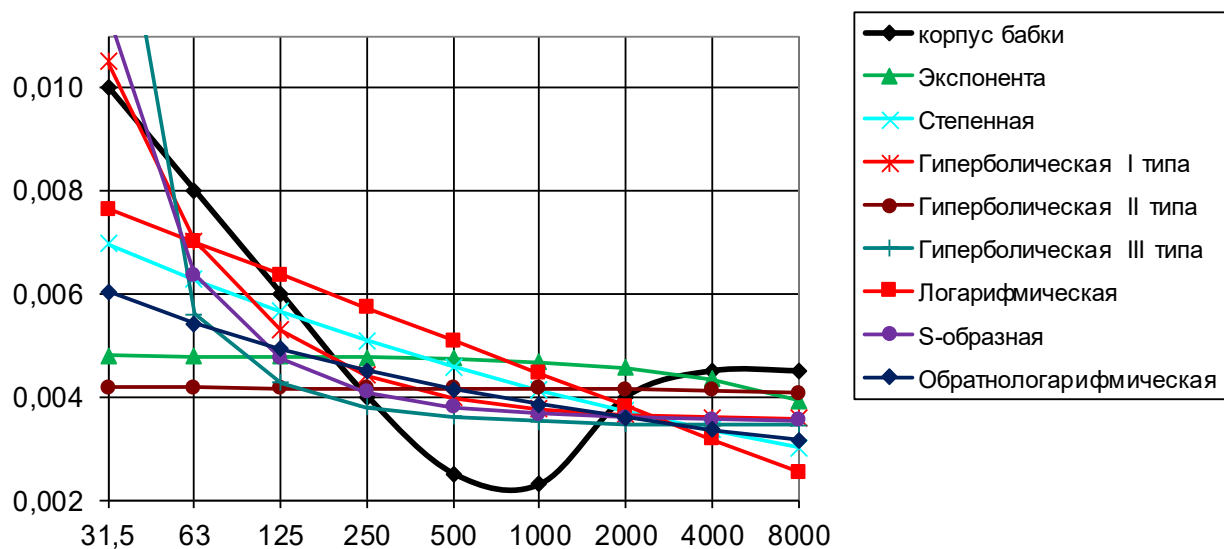


Рисунок 4.5 – Аппроксимация нелинейными функциями для корпуса бабки

Результаты регрессионного анализа полиномами представлены в таблице 4.4 и на рисунке 4.6.

Таблица 4.4 – Результаты регрессионного анализа полиномами

Степень	Уравнение	СКО
1	$\eta = 0,011 - 0,002(\lg f)$	$1,95 \cdot 10^{-3}$
2	$\eta = 0,031 - 0,019(\lg f) + 0,0031(\lg f)^2$	$7,00 \cdot 10^{-4}$
3	$\eta = 0,037 - 0,026(\lg f) + 0,006(\lg f)^2 - 0,0004(\lg f)^3$	$7,49 \cdot 10^{-4}$
4	$\eta = -0,07 + 0,15(\lg f) - 0,096(\lg f)^2 + 0,026(\lg f)^3 - 0,0024(\lg f)^4$	$3,52 \cdot 10^{-4}$
5	$\eta = 0,027 - 0,047(\lg f) + 0,058(\lg f)^2 - 0,035(\lg f)^3 + 0,009(\lg f)^4 - 0,0009(\lg f)^5$	$3,68 \cdot 10^{-4}$
6	$\eta = 0,786 - 1,933(\lg f) + 1,964(\lg f)^2 - 1,038(\lg f)^3 + 0,299(\lg f)^4 - 0,045(\lg f)^5 + 0,0027(\lg f)^6$	$2,93 \cdot 10^{-4}$
7	$\eta = -2,922 + 8,765(\lg f) - 11,01(\lg f)^2 + 7,537(\lg f)^3 - 3,04(\lg f)^4 + 0,722(\lg f)^5 - 0,093(\lg f)^6 + 0,0051(\lg f)^7$	$1,46 \cdot 10^{-4}$

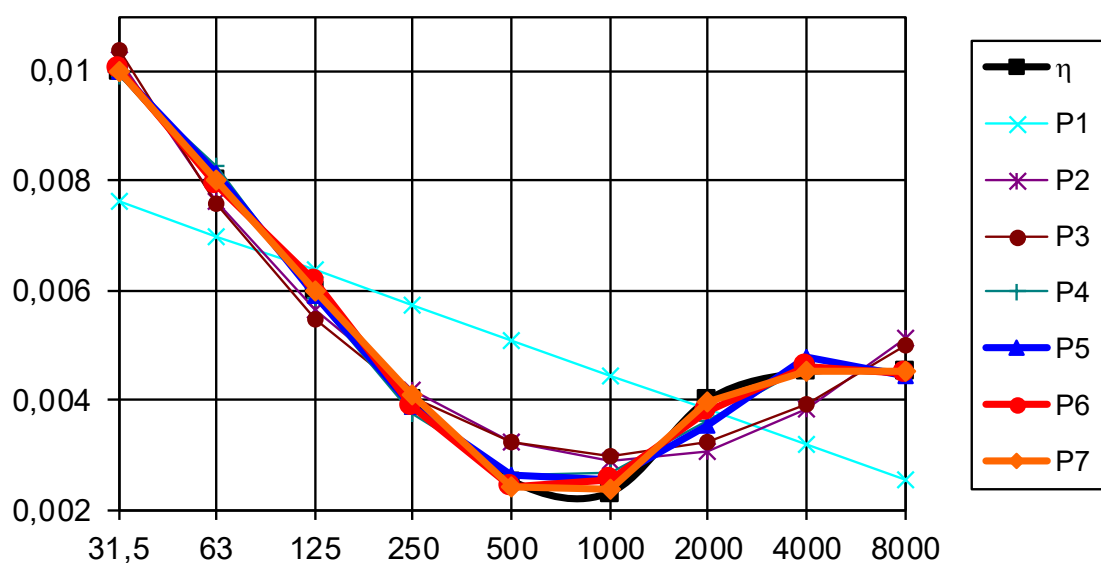


Рисунок 4.6 – Аппроксимация полиномами для корпуса бабки

Результаты регрессионного анализа обратными полиномами представлены в таблице 4.5 и на рисунке 4.7.

Таблица 4.5 – Результаты регрессионного анализа обратными полиномами

Степень	Уравнение	СКО
1	$\eta = \frac{1}{71,996 + 62,678(\lg f)}$	$2,15 \cdot 10^{-3}$
2	$\eta = \frac{1}{-853,06 + 809,397(\lg f) - 138,24(\lg f)^2}$	$4,36 \cdot 10^{-3}$
3	$\eta = \frac{1}{31,514 - 285,294(\lg f) + 287,85(\lg f)^2 - 52,59(\lg f)^3}$	$2,01 \cdot 10^{-3}$
4	$\eta = \frac{1}{9172,54 - 15465,5(\lg f) + 9357,18(\lg f)^2 - 2370,26(\lg f)^3 + 214,57(\lg f)^4}$	$2,36 \cdot 10^{-3}$
5	$\eta = \frac{1}{-10720,89 + 25844,3(\lg f) - 23899,2(\lg f)^2 + 10623,3(\lg f)^3 - 2253,97(\lg f)^4 + 182,812(\lg f)^5}$	$9,11 \cdot 10^{-4}$
6	$\eta = \frac{1}{-108451 + 268673,4(\lg f) - 269235,4(\lg f)^2 + 139740(\lg f)^3 - 39625,5(\lg f)^4 + 5829,9(\lg f)^5 - 348,48(\lg f)^6}$	$1,13 \cdot 10^{-3}$
7	$\eta = \frac{1}{502888 - 1495000,7(\lg f) + 1869312(\lg f)^2 - 1273863(\lg f)^3 + 510864(\lg f)^4 - 120555,2(\lg f)^5 + 15503,3(\lg f)^6 - 838,5(\lg f)^7}$	$1,53 \cdot 10^{-4}$

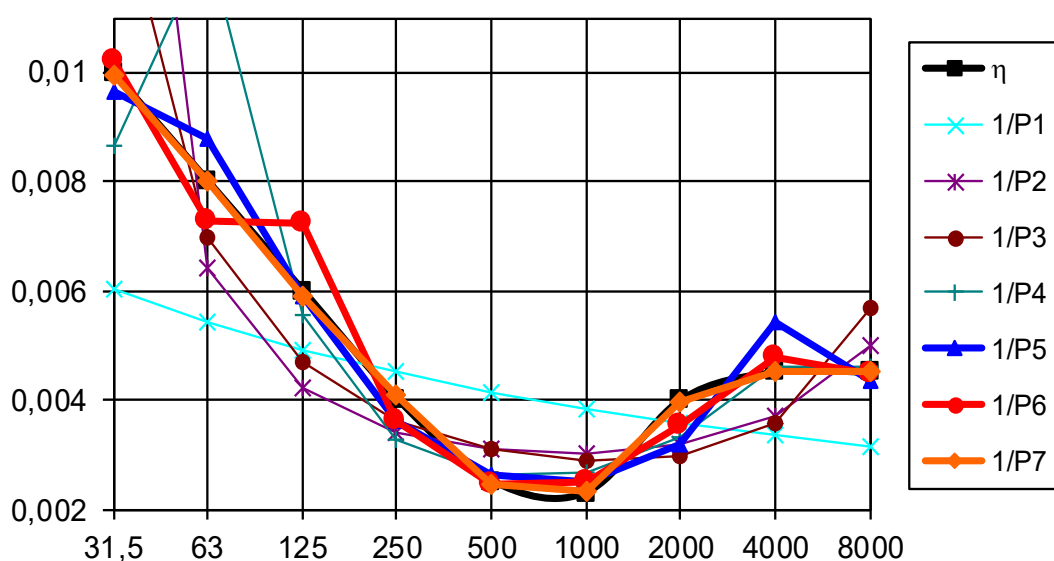


Рисунок 4.7 – Аппроксимация обратными полиномами для корпуса бабки

Так как наименьшее среднеквадратичное отклонение из всех функций имеет полином седьмой степени, то регрессионная зависимость имеет следующий вид:

$$\eta = -2,922 + 8,765(\lg f) - 11,01(\lg f)^2 + 7,537(\lg f)^3 - 3,04(\lg f)^4 + 0,722(\lg f)^5 - 0,093(\lg f)^6 + 0,0051(\lg f)^7.$$

С точки зрения интерпретации полином седьмой степени сложно поддается содержательному анализу – численные значения коэффициентов не имеют прямого физического или экономического смысла. Такую модель лучше всего рассматривать как чисто аппроксимационный инструмент, пригодный для сглаживания и краткосрочного прогнозирования в пределах исходного диапазона. Для объяснения причинно-следственных связей или для экстраполяции на далекую перспективу она малоприменима, но, если поставлена задача максимально точного воспроизведения эмпирических данных и допустимы любые математические формы, данный подход себя оправдывает.

4.2 Расчет коробки скоростей полуавтоматического резбонарезного станка 5993 с улучшенными виброакустическими характеристиками

Расчет коробки скоростей полуавтоматического резбонарезного станка 5993 с улучшенными виброакустическими характеристиками требует комплексного подхода, учитывающего не только технологические требования процесса нарезания резьбы, но и факторы, влияющие на уровень шума и вибраций [100, 107]. Ключевым аспектом является выбор оптимальных передаточных чисел, обеспечивающих необходимый диапазон скоростей резания при минимальных динамических нагрузках на элементы коробки скоростей и станка в целом. Использование зубчатых передач в системе привода главного движения создает повышенные уровни звукового давления на рабочих местах станочников даже на холостом режиме станка. Проведенные измерения виброакустических характеристик показали, что при выключенном двигателе насоса охлаждения уровни шума превышают допустимые уровни на частотах 250–1000 Гц на 3–4 дБ, что обусловлено звуковым излучением корпуса коробки скоростей станка.

Модернизация данной конструкции резьбонарезного станка заключается в уменьшении количества зубчатых передач и подшипниковых узлов, динамика которых и приводит к вибрации корпусных деталей станка [107-112]. Такое конструктивное решение направлено на исключение из кинематической цепи двух промежуточных валов и трех пар зубчатых колес, что непосредственно снижает количество источников вибрации и излучающих поверхностей. Двухскоростной электродвигатель ($n = 1420/710$ об/мин) обеспечивает получение необходимых скоростей резания без использования механических переключающих муфт и части холостых зубчатых зацеплений в приводе. В результате значительно уменьшается как структурный шум, возникающий при ударном входе зубьев в зацепление, так и воздушный шум, порождаемый вращающимися колесами и смазочной жидкостью в картере. При частоте вращения 1420 об/мин шпиндель получал скорости 355, 250 и 180 об/мин, а при переключении на 710 об/мин – 180, 125 и 90 об/мин. Таким образом, станок обеспечивал пять рабочих скоростей вместо шести, но дублирование на 180 об/мин повышало надежность работы на наиболее востребованной частоте. В отличие от структурной формулы базового варианта коробки передач $n_{\text{шп}} = Z_1 \cdot 2_3$ при односкоростном электродвигателе в предлагаемой конструкции резьбонарезного станка структурная формула коробки передач может быть определена как $n_{\text{шп}} = 2_3 \cdot Z_1$, что позволяет ограничиться тремя передачами в механической части привода резьбонарезного станка.

Картина скоростей предлагаемой конструкции коробки передач приведена на рисунке 4.8 (при сохранении знаменателя ряда частот вращения шпинделя $\varphi = 1,41$).

Следует отметить, что предлагаемая конструкция обеспечивает пять значений частот вращения шпинделя, так как частота вращения $n = 180$ об/мин дублируется как при $n = 1420$ об/мин, так и при $n = 710$ об/мин. Фактически нижнее значение частоты вращения составляет 90 об/мин, а не 63 об/мин, как в базовом варианте, причем для большинства операций обработки металлов диапазон частот вращения от 90 об/мин и выше вполне достаточен.

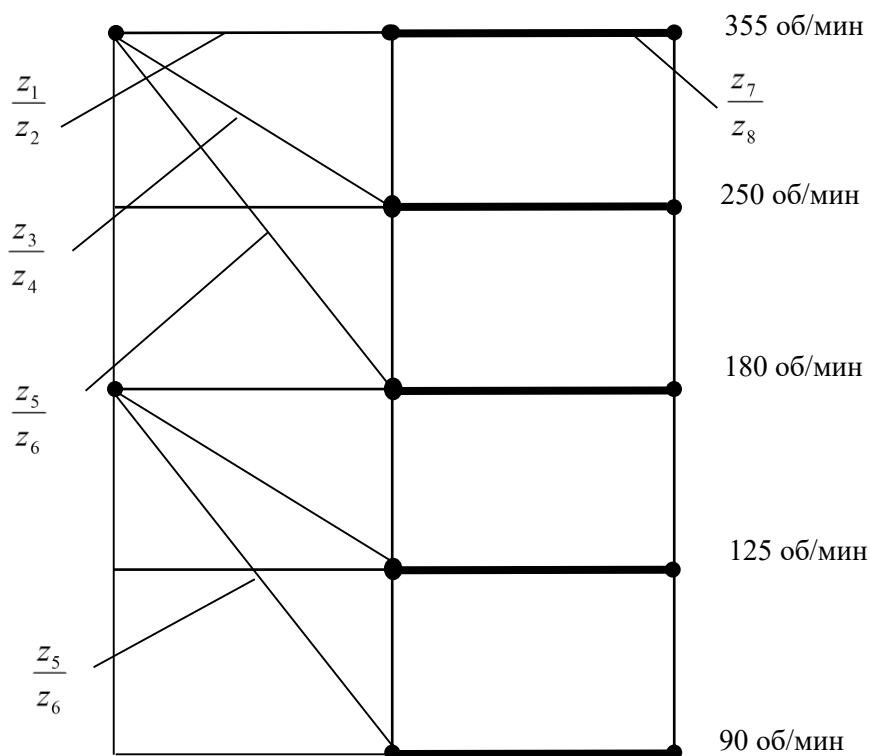
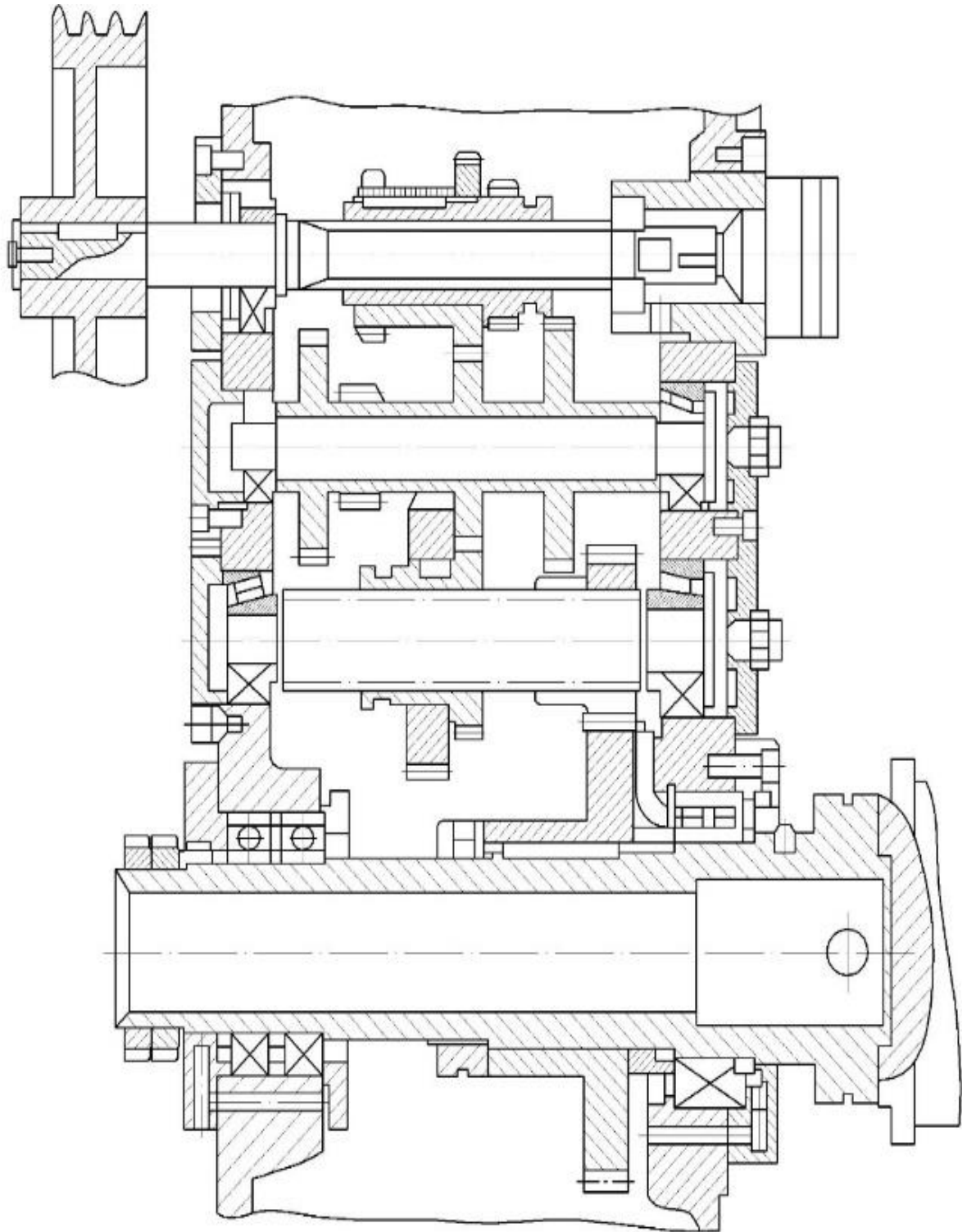


Рисунок 4.8 – Картина скоростей предлагаемой коробки передач станка 5993

Предлагаемая конструкция может быть реализована в двух вариантах (рисунок 4.9). В варианте конструкции коробки скоростей на рисунке 4.9, *а* количество валов уменьшено на 1, а подшипников качения – на 2. В варианте, представленном на рисунке 4.9, *б*, оставлены только входной вал и шпиндель, то есть 2 вала и 4 подшипника качения. Расчет виброакустических характеристик рассмотрим на примере варианта, представленного на рисунке 4.9, *а*.

Корпус коробки скоростей представляет собой тонкостенную конструкцию из чугуна, состоящую из шести прямоугольных пластин. Для расчета таких конструкций применяется система уравнений энергетического баланса. Сравнительный анализ уровней звуковой мощности, проведенный по разработанной методике, показал снижение шума в модернизированных вариантах. Для варианта с тремя валами (см. рисунок 4.9, *а*) уменьшение уровней звукового давления в диапазоне 250–1000 Гц составило 3–4 дБ по сравнению с базовой конструкцией. Это достигалось за счет сокращения количества зубчатых

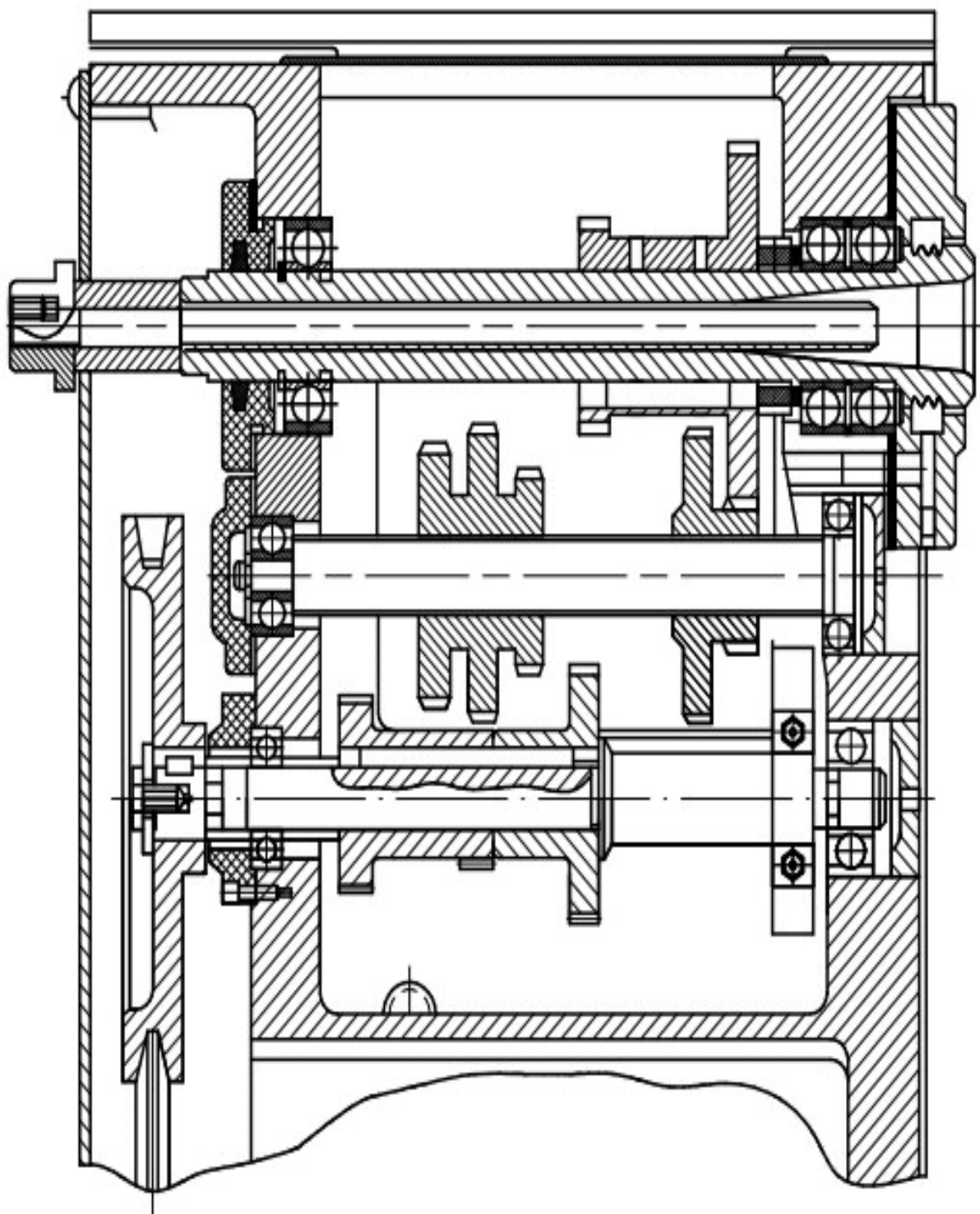
зацеплений и подшипников, что уменьшало общее количество источников вибрации.



а

Рисунок 4.9 – Предлагаемые варианты конструкции коробки скоростей (начало):

а – трехваловый



б

Рисунок 4.9 – Предлагаемые варианты конструкции коробки скоростей
(продолжение):

б – двухваловый

Для варианта с двумя валами (см. рисунок 4.9, б), где остались только входной вал и шпиндель с четырьмя подшипниками, снижение шума достигало 5–6 дБ, причем металлоемкость корпуса также сокращалась. Фактически для варианта с двумя валами вводимая в стенки вибрационная мощность создавалась лишь двумя подшипниками, что радикально уменьшало энергетику колебательного процесса.

Расчетная схема (рисунок 4.10) и система уравнений для варианта (см. рисунок 4.9, а) имеют вид:

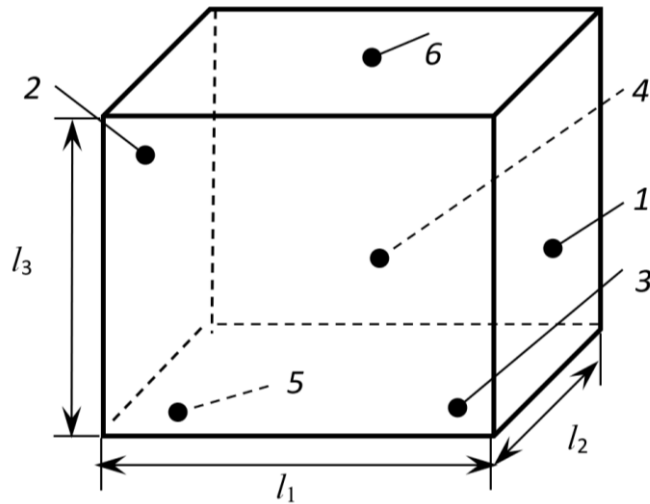


Рисунок 4.10 – Расчетная схема корпуса коробки скоростей:

1, 2, 3, 4 – правая, левая, передняя и задняя стенки (соответственно);

5 – низ; 6 – верх

$$\begin{aligned}
 (\delta_1 S_1 + \alpha_{13} l_{13} + \alpha_{14} l_{14} + \alpha_{15} l_{15} + \alpha_{16} l_{16}) q_1 &= \alpha_{31} l_{13} q_3 + \alpha_{41} l_{14} q_4 + \alpha_{51} l_{15} q_5 + \alpha_{61} l_{16} q_6 + \sum_1^2 N_{1i}, \\
 (\delta_2 S_2 + \alpha_{23} l_{23} + \alpha_{24} l_{24} + \alpha_{25} l_{25} + \alpha_{26} l_{26}) q_2 &= \alpha_{32} l_{23} q_3 + \alpha_{42} l_{24} q_4 + \alpha_{52} l_{25} q_5 + \alpha_{62} l_{26} q_6 + \sum_1^2 N_{2i}, \\
 (\delta_3 S_3 + \alpha_{31} l_{13} + \alpha_{32} l_{23} + \alpha_{35} l_{35} + \alpha_{36} l_{36}) q_3 &= \alpha_{13} l_{13} q_1 + \alpha_{23} l_{23} q_2 + \alpha_{53} l_{35} q_5 + \alpha_{63} l_{36} q_6, \\
 (\delta_4 S_4 + \alpha_{41} l_{14} + \alpha_{42} l_{24} + \alpha_{45} l_{45} + \alpha_{46} l_{46}) q_4 &= \alpha_{14} l_{14} q_1 + \alpha_{24} l_{24} q_2 + \alpha_{54} l_{45} q_5 + \alpha_{64} l_{46} q_6, \\
 (\delta_5 S_5 + \alpha_{51} l_{15} + \alpha_{52} l_{25} + \alpha_{53} l_{35} + \alpha_{54} l_{54}) q_5 &= \alpha_{15} l_{15} q_1 + \alpha_{25} l_{25} q_2 + \alpha_{35} l_{35} q_3 + \alpha_{45} l_{45} q_4, \\
 (\delta_6 S_6 + \alpha_{61} l_{16} + \alpha_{62} l_{26} + \alpha_{63} l_{36} + \alpha_{64} l_{46}) q_6 &= \alpha_{16} l_{16} q_1 + \alpha_{26} l_{26} q_2 + \alpha_{36} l_{36} q_3 + \alpha_{46} l_{46} q_4. \quad (4.1)
 \end{aligned}$$

$$q_i = \frac{1}{2} \pi \cdot \eta \cdot f_i \cdot M_i \cdot V_i^2, \text{ Вт.}$$

$$\delta_i = \frac{\pi \cdot \eta \cdot f_i}{\sqrt{1,8 \cdot c_n \cdot h_i \cdot f_i}}, \text{ 1/м;}$$

для чугуна $\delta_i = 0,038 \cdot \eta \sqrt{\frac{f_i}{h_i}};$

$$f_i = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{E \cdot h_i^2}{12\rho(1-\mu^2)}} \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right);$$

для чугуна $f_i = 2,2 \cdot 10^4 h_i \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right),$

где δ – коэффициент поглощения вибраций внутри конкретного элемента корпуса фрезерной бабки, м⁻¹;

Q – поток вибрационной мощности, проходящий через данный участок корпуса, Вт;

l – протяженность участка соприкосновения между элементами корпуса, м;

α_{i-j} – коэффициент передачи вибрационной энергии из одной стенки корпуса в другую;

N_i – вибрационная мощность, поступающая от подшипников качения, Вт;

η – коэффициент потерь колебательной энергии в системе;

f_i – собственные частоты колебаний стенки корпуса, Гц;

h_i – толщина стенки корпуса, м;

M – масса стенки корпуса, кг;

V_i – скорость колебаний стенки, м/с;

m, n – коэффициенты, определяющие собственные частоты колебаний стенки корпуса.

Масса стенки корпуса определяется из уравнения:

$$M_i = \rho \cdot h \cdot l_i \cdot l_j = 7 \cdot 10^3 \cdot h \cdot l_{ij}, \quad (4.2)$$

$$q_i = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \eta \cdot 2,2 \cdot 10^4 h \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right) \cdot 7 \cdot 10^3 \cdot h \cdot l_i \cdot l_j \cdot V_i^2 = 2,4 \cdot 10^8 \cdot \eta \cdot h^2 \cdot l_i \cdot l_j \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right) \cdot V_i^2,$$

$$V_i = \frac{7 \cdot 10^3}{h} \cdot \sqrt{\frac{q_i}{\eta \cdot l_i \cdot l_j \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right)}}.$$

С учетом того, что $\alpha_{15} = \alpha_{16} = \alpha_{25} = \alpha_{26} = \alpha_2$ и т. д., а также $S_1 = S_2 = l_2 l_3$, $S_3 = S_4 = l_1 l_2$, систему (4.1) для удобства решения представим в матричной форме:

$$\begin{pmatrix} \kappa_1 & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & -\alpha_{61}l_{16} \\ 0 & \kappa_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & -\alpha_{62}l_{26} \\ -\alpha_{13}l_{13} & -\alpha_{23}l_{23} & \kappa_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & -\alpha_{63}l_{36} \\ -\alpha_{14}l_{14} & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & \kappa_4 & -\alpha_{54}l_{45} & -\alpha_{64}l_{46} \\ -\alpha_{15}l_{15} & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & \kappa_5 & 0 \\ -\alpha_{16}l_{16} & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & \kappa_6 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \\ q_5 \\ q_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_1^2 N_{i1} \\ \sum_1^2 N_{i2} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

где $k_1 = \delta_1 s'_1 + \alpha_{31}l_{13} + \alpha_{41}l_{14} + \alpha_{51}l_{15} + \alpha_{61}l_{16};$
 $k_2 = \delta_2 s'_2 + \alpha_{32}l_{23} + \alpha_{42}l_{24} + \alpha_{52}l_{25} + \alpha_{62}l_{26};$
 $k_3 = \delta_3 s'_3 + \alpha_{13}l_{13} + \alpha_{23}l_{23} + \alpha_{53}l_{35} + \alpha_{63}l_{36};$
 $k_4 = \delta_4 s'_4 + \alpha_{14}l_{14} + \alpha_{24}l_{24} + \alpha_{54}l_{45} + \alpha_{64}l_{46};$
 $k_5 = \delta_5 s'_5 + \alpha_{15}l_{15} + \alpha_{25}l_{25} + \alpha_{35}l_{35} + \alpha_{45}l_{45};$
 $k_6 = \delta_6 s'_6 + \alpha_{16}l_{16} + \alpha_{26}l_{26} + \alpha_{36}l_{36} + \alpha_{46}l_{46}.$

Решение системы уравнений относительно потоков вибрационной мощности определяются следующим образом:

$$q_1 = \begin{pmatrix} \sum_1^2 N_{i1} & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & -\alpha_{61}l_{16} \\ \sum_1^2 N_{i2} & \kappa_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & -\alpha_{62}l_{26} \\ 0 & -\alpha_{23}l_{23} & \kappa_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & -\alpha_{63}l_{36} \\ 0 & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & \kappa_4 & -\alpha_{54}l_{45} & -\alpha_{64}l_{46} \\ 0 & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & \kappa_5 & 0 \\ 0 & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & \kappa_6 \end{pmatrix},$$

$$\begin{pmatrix} \kappa_1 & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & -\alpha_{61}l_{16} \\ 0 & \kappa_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & -\alpha_{62}l_{26} \\ -\alpha_{13}l_{13} & -\alpha_{23}l_{23} & \kappa_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & -\alpha_{63}l_{36} \\ -\alpha_{14}l_{14} & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & \kappa_4 & -\alpha_{54}l_{45} & -\alpha_{64}l_{46} \\ -\alpha_{15}l_{15} & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & \kappa_5 & 0 \\ -\alpha_{16}l_{16} & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & \kappa_6 \end{pmatrix}$$

$$q_2 = \frac{\begin{pmatrix} \sum_1^2 N_{i1} & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & -\alpha_{61}l_{16} \\ \sum_1^2 N_{i2} & \kappa_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & -\alpha_{62}l_{26} \\ 0 & -\alpha_{23}l_{23} & \kappa_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & -\alpha_{63}l_{36} \\ 0 & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & \kappa_4 & -\alpha_{54}l_{45} & -\alpha_{64}l_{46} \\ 0 & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & \kappa_5 & 0 \\ 0 & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & \kappa_6 \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} \kappa_1 & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & -\alpha_{61}l_{16} \\ 0 & \kappa_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & -\alpha_{62}l_{26} \\ -\alpha_{13}l_{13} & -\alpha_{23}l_{23} & \kappa_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & -\alpha_{63}l_{36} \\ -\alpha_{14}l_{14} & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & \kappa_4 & -\alpha_{54}l_{45} & -\alpha_{64}l_{46} \\ -\alpha_{15}l_{15} & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & \kappa_5 & 0 \\ -\alpha_{16}l_{16} & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & \kappa_6 \end{pmatrix}}.$$

Вибрационная мощность, генерируемая подшипниками качения, определяется соотношением

$$N_i = R_i \frac{d\delta_i}{dt},$$

где R_i – нагрузка на подшипник, H ;

δ_i – деформация подшипника, м.

Поскольку $\delta_i = \frac{R_i}{j_i}$, где j_i – жесткость подшипникового узла (Н/м), получаем

$$N_i = \frac{R_i}{j_i} \frac{dR_i(t)}{dt}.$$

На основе потоков вибрационной мощности определяются уровни звуковой мощности (дБ)

$$L_N = 10 \lg \frac{\rho_0 \cdot c_0 \cdot l_i \cdot l_j \cdot V_i^2}{10^{-12}} = 10 \lg \frac{q_j}{\eta \cdot \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right)} - 20 \lg h + 77. \quad (4.3)$$

Аналогичным образом рассчитываются акустические характеристики варианта *б*, учитывая, что вводимая вибрационная мощность в стенках создается двумя подшипниками, то есть $N_i = \sum_1^2 N_{ni}$.

Результаты расчетов показали, что для конструкции, изображенной на рисунке 4.9, *а*, показатели звукового давления по сравнению с исходным вариантом уменьшаются на 3–4 дБ, тогда как для варианта на рисунке 4.9, *б* – на 5–6 дБ. Такое падение практически полностью устраняет воздействие шума фрезерной бабки на формирование звукового поля на рабочих местах. Следует отметить, что вариант, представленный на рисунке 4.9, *б*, является более предпочтительным вследствие существенного улучшения динамических явлений в механической части привода главного движения и уменьшения металлоемкости корпуса коробки скоростей. Дальнейшие экспериментальные исследования подтвердили, что конструкция, изображенная на рисунке 4.9, *б*, не только эффективнее снижает шум, но и демонстрирует более стабильные показатели вибрации на высоких частотах, которые традиционно считаются наиболее критичными для человеческого слуха.

Расчет числа зубьев зубчатых колес механической части коробки скоростей выполнен согласно картине скоростей с использованием стандартного модуля $m = 3$ мм и суммы зубьев в блоке, принятой равной 84.

$$\begin{aligned}\frac{z_1}{z_2} &= \frac{1}{1}, \\ \frac{z_3}{z_4} &= \frac{1}{4} = \frac{5}{7}, \\ \frac{z_5}{z_6} &= \frac{1}{4^2} = \frac{1}{2},\end{aligned}$$

тогда

$$z_1 = z_2 = \frac{12 \cdot 1}{2} = 6; \quad z_3 = 5; \quad z_4 = 7; \quad z_5 = \frac{12}{3} \cdot 1 = 4; \quad z_6 = \frac{12}{3} \cdot 2 = 8.$$

Для первой пары передач с передаточным отношением 1:1 сумма зубьев делилась поровну: $z_1 = z_2 = 42$. Для второй пары с отношением 5:7 количество зубьев составило $z_3 = 35$; $z_4 = 49$. Для третьей пары с отношением 1:2 (фактически 28:56) были приняты $z_5 = 28$; $z_6 = 56$.

Для постоянной передачи z_7/z_8 целесообразно принять передаточное отношение, равное 1, то есть $z_7 = z_8 = 42$, что обеспечивает симметричную кинематику и снижает осевые нагрузки. Тогда диаметры шкивов d_1/d_2 определяются из соотношения

$$1420 \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_7}{z_8} = 355; \quad \frac{d_1}{d_2} = \frac{355}{1420} = \frac{71}{284}$$

то есть $d_1 = 71$ мм; $d_2 = 284$ мм, что соответствует общему передаточному отношению привода 0,25.

Особое внимание в расчетах уделялось виброакустическим характеристикам корпуса коробки скоростей. Корпус представлял собой тонкостенную чугунную конструкцию, состоящую из шести прямоугольных пластин: боковых, передней, задней, нижней и верхней стенок. Расчетная модель строилась на системе уравнений энергетического баланса, где для каждой стенки учитывались вводимая вибрационная мощность от подшипников, потери на внутреннее трение в материале (коэффициент потерь для чугуна $\eta = 0,015$) и передача энергии через стыки. Матричная форма системы позволяла определить потоки вибрационной мощности при известных собственных частотах колебаний стенок, которые зависели от геометрических размеров и толщины стенок. Вводимая мощность от подшипников качения вычислялась через реакцию в опоре и жесткость подшипникового узла, что связывало конструктивные параметры с вибрационной активностью. Во многом аналогичная конструкция коробки скоростей применима и в резбонарезном токарном станке [100, 111-113].

4.3 Система снижения уровней шума станков резбообработки и шлицефрезерования

Компоновка станков для резбообработки и шлицефрезерования, а также сам процесс обработки изделий не позволяют применять средства снижения интенсивности звукового излучения в самих источниках. Поэтому для достижения санитарных норм шума на рабочих местах станочников использован наиболее

простой и технологичный вариант – акустический экран, устанавливаемый непосредственно на стол станка между бабками [114].

Для удобства установки и снятия заготовок экран состоит из двух открывающихся элементов, которые крепятся к вертикальным стойкам (рисунок 4.11) [117-121]. Для плотного прилегания правой элемент длиннее левого на 5–6 мм.

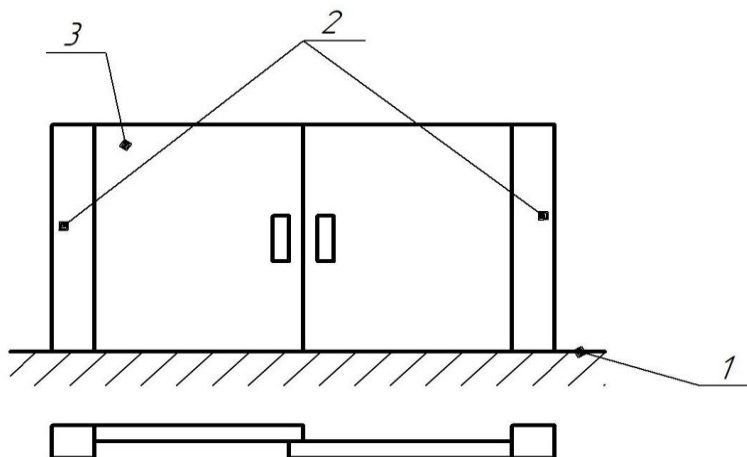


Рисунок 4.11 – Экран из двух открывающихся элементов, которые крепятся к вертикальной стойке:

1 – стол станка; 2 – стойки; 3 – экран

Для расчета акустической эффективности экрана использована зависимость

$$\Delta L = 10 \lg \left(\frac{A + B - d}{\lambda} \right) 40 - 10 \lg n, \quad (4.4)$$

где A и B – расстояния от источника шума до верхней кромки экрана и от верхней кромки экрана до расчетной точки соответственно, м; d – расстояние между источником и приемником по прямой, м; λ – длина звуковой волны в воздухе, м; n – количество открывающихся створок экрана.

Данная формула выведена для случая дифракции звука на кромке преграды конечных размеров и учитывает, как геометрические параметры экрана, так и частотные характеристики шума. При расчете следует принимать наихудший случай – максимальные уровни шума, характерные для режима чернового фрезерования резьбы и шлицев, когда глубина резания наибольшая.

На практике для станков резьбообработки и шлицефрезерования типичный спектр шума лежит в диапазоне от 500 до 4000 Гц, что соответствует длинам волн от 0,68 до 0,085 м. Высота экрана выбирается таким образом, чтобы его верхняя кромка находилась не ниже линии, соединяющей центр зоны резания и ухо оператора, стоящего у станка. Обычно высота стоек составляет 1,2–1,5 м над уровнем стола, а ширина каждой створки – 0,6–0,8 м. Такие размеры обеспечивают перекрытие прямого пути распространения звука от зоны резания до рабочего места, создавая геометрическую тень. При этом расчётная акустическая эффективность экрана, вычисленная по указанной формуле, варьируется от 8 до 14 дБ и зависит как от частотного диапазона, так и от качества монтажа створок (см. рисунок 4.12).

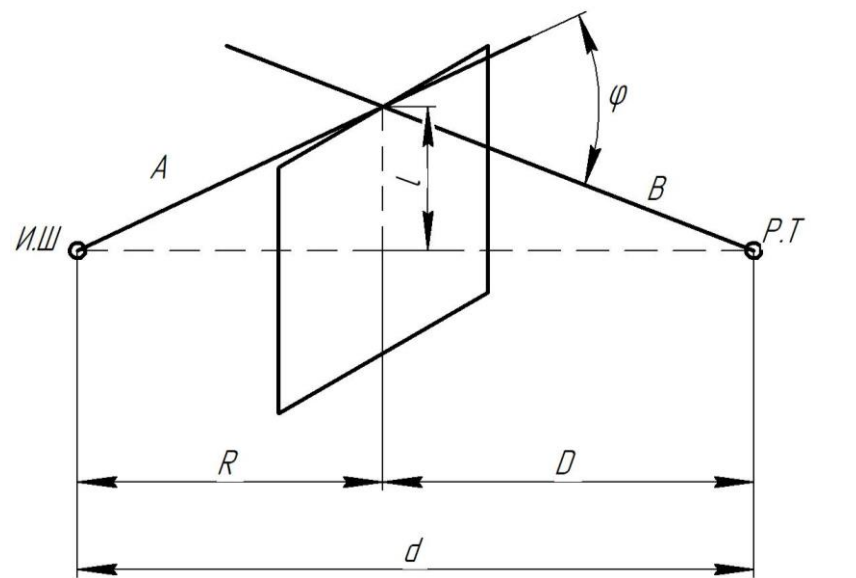


Рисунок 4.12 – Схема расчета экрана:

ИШ – источник шума; РТ – расчетная точка; l – высота экрана над плоскостью стола станка; R и D – расстояние от источника шума (ИШ) до основания экрана и от экрана до расчетной точки (РТ), измеренные по горизонтали

Для повышения эффективности экрана его внутренняя поверхность, обращенная к зоне резания, может быть облицована звукопоглощающим материалом толщиной 30–50 мм, например базальтовым волокном с защитным

стеклотканевым слоем. Выбор материала обусловлен его стойкостью к маслам, СОЖ и стружке – типичным загрязнениям в зоне обработки.

Конструкция экрана предусматривает возможность быстрой фиксации створок в открытом положении с помощью пружинных защелок. При закрытии створки плотно прилегают друг к другу за счет перекрытия правой створки левой на 5–6 мм, что исключает щелевые утечки звука.

В нижней части экрана предусмотрен уплотнитель из полиуретановой ленты, которая прилегает к столу станка, уменьшая прохождение шума через зазор между экраном и столом. Такая конструкция не требует переналадки станка и не снижает производительность, так как открывание и закрывание створок занимает не более 2–3 секунд.

Поскольку экран устанавливается непосредственно на стол станка, то число ребер экрана, через которое проникает звуковая энергия, $n = 3$ [119-122]. В этом случае зависимость принимает вид:

$$\Delta L = 10 \lg \frac{(A + B - d)f \cdot 40}{344} - 10 \lg n = 10 \lg(A + B - d)f - 14, \text{ дБ}, \quad (4.5)$$

где f – частота колебаний, Гц.

Зная расстояние от источника шума до ребер экрана и рабочего места, обеспечить требуемую акустическую эффективность возможно за счет высоты экрана, то есть параметра l [123-124]. Тогда

$$\Delta L_T = 10 \lg \left[\sqrt{R^2 + l^2} + \sqrt{D^2 + l^2} - (R + D) \right] f - 14, \text{ дБ}. \quad (4.6)$$

Поскольку ΔL_T фактически представляет собой разницу между фактическими уровнями звукового давления и предельно допустимыми, то зависимость (4.6) для удобства расчетов приведена к виду

$$\sqrt{R^2 + l^2} + \sqrt{D^2 + l^2} - (R + D) = 10^{0,1 \frac{(L_\Phi - L_c)}{f} + 1,4}, \quad (4.7)$$

где L_Φ и L_c – фактические и предельно допустимые октавные уровни звукового давления, дБ.

Левая часть уравнения (4.7) представляет собой разность хода звуковых лучей между прямым и дифрагированным сигналом, которая напрямую зависит от

высоты экрана l . Чем больше эта разность, тем эффективнее экран снижает уровень шума. Для практического расчета высоты экрана уравнение (4.7) удобно решать итерационным методом или путем подбора [123-125]. Исходными данными служат фактические октавные уровни звукового давления $L_{\text{ф}}$, измеренные на рабочем месте без экрана, и предельно допустимые уровни L_c для данной октавной полосы частот. После этого подставляем значения R , D и f в правую часть формулы (4.7) и вычисляем необходимую разность хода лучей. Затем, решая уравнение относительно l , находим искомую высоту экрана. Итоговая высота экрана выбирается по наибольшему значению l , полученному для той октавной полосы, где требуется максимальное снижение шума.

4.4 Выводы по главе

1 На основании анализа диссипативной функции системы «узел резания – обрабатываемая заготовка» с учетом геометрических параметров инструмента, режимов резания и способа закрепления заготовки, а также анализа коэффициентов потерь колебательной энергии при различных подачах инструмента и скоростях обработки, в зависимости от глубины резания и с учетом материала заготовки, можно сделать вывод о закономерности распределения колебательной энергии в системе, особенности энергообмена между элементами системы, влиянии демпфирующих свойств материалов на уровень вибраций и изменениях диссипативных процессов при износе инструмента.

2 Исследования диссипативной функции системы «узел резания – обрабатываемая заготовка» позволили выявить основные закономерности процессов рассеяния энергии и разработать научно обоснованные рекомендации по снижению вибрационного воздействия при резьбообработке и шлицефрезеровании. Полученные результаты создают основу для дальнейшего совершенствования технологических процессов и конструкций станков.

3 Реализация предложенной конструкции коробки скоростей потребовала пересмотра кинематической схемы привода главного движения. В отличие от

базового станка, где использовался односкоростной электродвигатель и четыре механические передачи, в модернизированном варианте удалось сократить количество зубчатых зацеплений за счет применения двухскоростного двигателя.

4 Предложенная конструкция коробки скоростей полуавтоматического резбонарезного станка 5993 обеспечивает не только требуемый диапазон частот вращения шпинделя, но и значительно улучшенные виброакустические характеристики. Применение двухскоростного электродвигателя и сокращение числа зубчатых передач до трех позволило снизить шум на рабочих местах станочников до уровней, соответствующих санитарным нормам. Оптимальным вариантом признан двухваловый с наименьшим количеством подшипниковых узлов, обеспечивающий наилучшие динамические показатели и экономию материала.

5 Значение параметра высоты экрана l обеспечивает снижение шума на величину не менее требуемой ΔL_T для наиболее доминирующей по уровню октавной полосы. Полученную высоту следует округлить в большую сторону до стандартного размера листовых материалов, из которых изготавливается экран.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании выполненных теоретических и экспериментальных исследований в области виброакустической безопасности технологических процессов резбообработки и шлицефрезерования сформулированы следующие выводы и рекомендации:

1 Анализ современного состояния проблемы показал, что существующие методы снижения шумового воздействия часто не учитывают специфику протекания процессов резбонарезания и шлицефрезерования. Установлено, что критическими факторами, определяющими уровень виброакустического воздействия, являются геометрические параметры режущего инструмента, жесткость технологической системы «станок – инструмент – деталь» и режимы обработки, что подтверждает необходимость комплексного подхода к модернизации оборудования.

2 Разработаны математические модели источников возникновения шума, учитывающие особенности работы резбонарезных и шлицефрезерных станков. Теоретически обосновано, что интенсивность акустического излучения прямо коррелирует с условиями закрепления обрабатываемой детали и динамической жесткостью узлов крепления инструмента. Получены аналитические зависимости октавных уровней звукового давления, позволяющие прогнозировать шумовые характеристики оборудования на этапе проектирования с погрешностью, не превышающей 10–15 %.

3 Результаты экспериментальных исследований подтвердили, что у станков моделей 5993 и 5350А наблюдается превышение допустимых уровней звукового давления в средне- и высокочастотных октавных полосах. Установлено, что спектральный состав шума связан с частотами вращения фрез и количеством режущих кромок, а пиковые значения вибраций возникают в моменты наиболее интенсивного взаимодействия инструмента с металлом заготовки.

4 Предложена и обоснована инженерная методика снижения виброакустического воздействия, основанная на использовании диссипативной

функции как основного индикатора потерь колебательной энергии. Уточнен расчет диссипативной функции для различных способов подачи деталей, что позволило пересмотреть подходы к конструированию вспомогательной оснастки.

5 Разработаны конкретные технические мероприятия по модернизации сборочных узлов станков. Рекомендуется внедрение коробок скоростей с улучшенными вибродемпфирующими характеристиками, а также применение специализированных защитных ограждений, эффективность которых обеспечивается сочетанием звукопоглощающих и звукоизолирующих материалов. Проведенные испытания модернизированного полуавтомата модели 5993 продемонстрировали снижение уровня шума на 8–12 дБА, что соответствует установленным санитарным нормам безопасности труда.

6 Внедрение разработанных рекомендаций в производственный процесс позволит повысить безопасность труда станочников, увеличить долговечность режущего инструмента и обеспечить стабильную точность обработки деталей при эксплуатации металлообрабатывающего оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Металлорежущие станки / Н. С. Колев, Л. В. Красниченко, Н. С. Никулин [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1980. – 500 с.
- 2 **Пуш, В. Э.** Конструирование металлорежущих станков / В. Э. Пуш. – Москва : Машиностроение, 1977. – 390 с.
- 3 **Проников, А. С.** Расчет и конструирование металлорежущих станков / А. С. Проников. – Москва : Высшая школа, 1967. – 471 с.
- 4 Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. В 3 т. Т. 1 / под общей редакцией А. С. Проникова. – Москва : Издательство МГТУ им. Баумана, 1994. – 440 с.
- 5 **Кудинов, В. А.** Динамика металлорежущих станков / В. А. Кудинов. – Москва : Машиностроение, 1967. – 359 с.
- 6 **Светлов, В. В.** Обзор акустических характеристик технологического оборудования, требования к снижению шума / В. В. Светлов, Т. Н. Патрушева // Защита от повышенного шума и вибрации : сборник докладов VI Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, 21–23 марта 2017 г. / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург : Балтийский государственный технический университет «Военмех», 2017. – С. 296–299. – ISBN 978-5-906920-24-9.
- 7 **Иванов, Н. И.** Основы виброакустики / Н. И. Иванов, А. С. Никифоров. – Санкт-Петербург : Политехника, 2000. – 482 с. – ISBN 5-7325-0599-7.
- 8 **Замшин, В. А.** Математическое моделирование шумообразования системы «заготовка – инструмент» заточных станков / В. А. Замшин, Г. Ю. Виноградова, А. Н. Чукарин // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2006. – № 3. – С. 112–118. – ISSN 0201-727X.
- 9 **Чукарин, А. Н.** Акустическая модель системы деталь – инструмент при токарной обработке / А. Н. Чукарин // Надежность и эффективность станочных и инструментальных систем : сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону : ДГТУ, 1993 – С. 19–28. – ISBN 5-230-08663-7.

10 **Балыков, И. А.** Влияние процессов резания на шум фрезерных станков / И. А. Балыков, А. Н. Чукарин, Д. З. Евсеев // Новое в безопасности и жизнедеятельности и экологии : сборник статей докладов конференции. – Санкт-Петербург : Международный центр науки, экономики и техники, 1996. – С. 222–223. – ISBN 5-7320-0850-0.

11 **Чукарин, А. Н.** Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки / А. Н. Чукарин. – Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2005. – 151 с. – ISBN 5-7890-0326-5.

12 **Кучеренко, А. П.** Модель виброакустической динамики резца при точении крупногабаритных заготовок / А. П. Кучеренко, А. Н. Чукарин // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2010. – № 1 (37). – С. 39–43. – ISSN 0201-727X.

13 **Месхи, Б. Ч.** Математическое моделирование шумообразования системы инструмент – заготовка при фрезеровании и шлифовании / Б. Ч. Месхи, В. А. Гергерт // Строительство-2003 : материалы Международной научно-практической конференции. – Ростов-на-Дону : РГСУ, 2003. – С. 50–51.

14 **Месхи, Б. Ч.** Виброакустические характеристики широкоуниверсальных фрезерных станков / Б. Ч. Месхи, А. Н. Чукарин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2004. – № 3. – С. 45–51. – ISSN 0536-1044.

15 **Месхи, Б. Ч.** Закономерности шумообразования плоскошлифовальных станков / Б. Ч. Месхи, В. Ф. Саликов, А. Н. Чукарин // Управление. Конкурентоспособность. Автоматизация : сборник научных трудов. Т. 3. – Ростов-на-Дону : Институт управления и инноваций авиационной промышленности, 2003. – С. 163–171.

16 Обоснование выбора моделей источников шума протяжных и сверлильно-фрезерно-расточных станков / М. В. Алексеев, М. В. Гричишин, А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко // Безопасность жизнедеятельности. – 2025. – № 5 (293). – С. 3–5. – ISSN 1684-6435. – EDN YCPYMA.

17 Сазонова, С. А. Теоретическое обоснование акустических моделей плоскошлифовальных станков / С. А. Сазонова, А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 1 (97). – С. 38–43. – DOI 10.46973/0201-727X_2025_1_38.

18 Финоченко, Т. А. Конструкция малошумного механизма поддержки прутка токарно-револьверных станков и токарных автоматов / Т. А. Финоченко // Транспорт-2010 : Сборник трудов Всероссийской научно-практической конференции, Ростов-на-Дону, 01–30 апреля 2010 года : в 3 ч. – Ростов-на-Дону : Ростовский государственный университет путей сообщения, 2010. – С. 163–164.

19 Кучеренко, А. П. Теоретическое обоснование мероприятий по снижению шума колесотокарных и колесофрезерных станков / А. П. Кучеренко // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2010. – № 3. – С. 19–24. – ISSN 0201-727X.

20 Замшин, В. А. Эффективность мероприятий по снижению шума в рабочей зоне заточных станков / В. А. Замшин // Металлургия, машиностроение, станкоинструмент : сборник трудов Международной научно-практической конференции. – Ростов-на-Дону : ВЦ «Вертолэкспо», 2006. – Т. 4. – С. 47–50.

21 Месхи, Б. Ч. Улучшение условий труда операторов металлорежущих и деревообрабатывающих станков за счет снижения шума в рабочей зоне (теория и практика) : монография / Б. Ч. Месхи. – Ростов-на-Дону : ДГТУ, 2003. – 131 с.

22 Кучеренко, А. П. Практические рекомендации по снижению шума при обточке колесных пар / А. П. Кучеренко // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2010. – № 2 (12). – С. 14–20. – ISSN 1818-5509.

23 Гогоуадзе, М. Г. Возможные методы уменьшения шума металлорежущих станков / М. Г. Гогоуадзе // Защита от повышенного шума и вибрации : сборник докладов VII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург : ООО «Институт акустических конструкций», 2019. – С. 830–833. – EDN ZFCXED.

24 **Козочкин, М. П.** Методы снижения шума металлорежущих станков и их узлов : методические рекомендации / М. П. Козочкин. – Москва : Машиностроение, 1986. – 68 с.

25 **Иванов, Н. И.** Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом / Н. И. Иванов. – Москва : Университетская книга. Логос, 2008. – 424 с.

26 **Панов, С. Н.** Методы снижения шума металлорежущих станков / С. Н. Панов, Б. Е. Болотов // Станки и инструмент. – 1978. – С. 19–20. – ISSN 0869-7566.

27 Борьба с шумом на производстве : справочник / Е. Я. Юдин, Л. А. Борисов, И. В. Горенштейн [и др.] ; под общей редакцией Е. Я. Юдина. – Москва : Машиностроение, 1985. – 400 с.

28 **Борисов, Л. П.** Звукоизоляция в машиностроении / Л. П. Борисов, Д. Р. Гужас. – Москва : Машиностроение, 1990. – 250 с.

29 **Иванов, Н. И.** Проблемы конструирования акустических экранов и их применение для снижения шума железнодорожного и автомобильного транспорта Н. И. Иванов, Н. Г. Семенов, Н. В. Тюрина // Защита от повышенного шума и вибрации : сборник докладов IV Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. – Санкт-Петербург, 2013. – С. 51–86.

30 **Шашурин, А. Е.** Снижение шума стационарного оборудования акустическими экранами / А. Е. Шашурин, Н. Г. Семёнов // Материалы Всероссийской конференции с международным участием, посвященной 50-летию первого полета человека в космос и 75-летию регулярных исследований ионосферы в России. – Томск : Томское университетское издательство, 2011. – С. 199–203.

31 Расчет шумозащитных ограждений для снижения шума операторов металлообрабатывающих станков / А. Е. Шашурин, П. С. Курченко, М. Г. Гогуадзе, Ж. П. Разаков // Noise Theory and Practice. – 2021. – Т. 7, № 4 (26). – С. 37–45. – eISSN 2412-8627.

32 **Enflo, B.** Diffraction of sound against barriers with simple edge profiles / B. Enflo, I. Pavlov // Proceedings of Sixth International Congress on Sound and Vibration, 5–8 July 1999 in Lyngby, Denmark / ed. Finn Jacobsen. – Auburn, AL, USA, 1999. – P. 695–698.

33 Аистов, В. А. Исследование влияния формы шумозащитного экрана на его акустическую эффективность / В. А. Аистов, И. Л. Шубин // ACADEMIA. Архитектура и строительство. – 2009. – № 5. – С. 200–208. – ISSN 2077-9038.

34 Балыков, И. А. О расчете шума, излучаемого заготовкой при фрезеровании / И. А. Балыков // Донской государственный технический университет. – Ростов-на-Дону, 1996. – Деп. в ВИНТИ 16.08.96. – № 2687-B96.

35 Балыков, И. А. Экспериментальные исследования шума и вибрации фрезерных станков / И. А. Балыков, А. Н. Чукарин // Донской государственный технический университет. – Ростов-на-Дону, 1996. – Деп. в ВИНТИ 16.08.96. – № 2687-B96.

36 Балыков, И. А. Акустическая модель режущего инструмента при фрезеровании / И. А. Балыков // Надежность и эффективность станочных и инструментальных систем : сборник статей. – Ростов-на-Дону, 1996. – С. 116–122. – ISBN 5-7890-0001-0.

37 Месхи, Б. Ч. Системы защиты рабочей зоны металлорежущих станков / Б. Ч. Месхи, А. Н. Чукарин // Эффективные и технологические процессы в металлургии, машиностроении и станкоинструментальной промышленности : сборник трудов Международной научно-технической конференции в рамках Промышленного конгресса юга России и международной специализированной выставки «Метмаш. Станкоинструмент – 2007». / ВЦ «ВертолЭкспо». – Ростов-на-Дону, 2007. – Секция 5. – С. 273–276.

38 Панов, С. Н. Акустическое проектирование корпусных конструкций станочных модулей / С. Н. Панов // Материалы Всесоюзного совещания по проблемам улучшения акустических характеристик машин, Звенигород, 27–29 октября 1988 г. – Москва, 1988. – 172 с. – С. 151–152.

39 Панов, С. Н. Виброакустика корпусных конструкций станков / С. Н. Панов // Динамика станков : тезисы Всесоюзной научно-технической конференции, 6–8 июня 1984 г. – Куйбышев, 1984. – 195 с. – С. 140–141.

40 Замшин, В. А. Математическое моделирование шумообразования системы «заготовка – инструмент» заточных станков / В. А. Замшин, Г. Ю.

Виноградова, А. Н. Чукарин // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2006. – № 3. – С. 112–118. – ISSN 0201-727X.

41 **Замшин, В. А.** Экспериментальные исследования шума заточных станков / В. А. Замшин, Б. Ч. Месхи // Высокие технологии, фундаментальные и прикладные исследования, образование : сборник трудов Второй международной научно-практической конференции «Исследование, разработка и применение высоких технологий в промышленности», 07–09 февраля 2006 г. – Санкт-Петербург, 2006. – Т. 6. – С. 334. – ISBN 5-7422-1219-4.

42 **Замшин, В. А.** Обоснование рациональных параметров демпфирующих покрытий плоских и круглых пил при их заточке / В. А. Замшин, Г. Ю. Виноградова // Проектирование технологического оборудования : межвузовский сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону : ГОУ ДПО ИУИ АП, 2004. – Вып. 3. – С. 95–97.

43 **Чукарин, А. Н.** Улучшение условий труда операторов высокоскоростных прутковых токарных станков за счет снижения шума (теория и практика) : монография / А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко, В. А. Минко. – Ростов-на-Дону : Донской государственный технический университет, 2012. – 140 с.

44 **Чукарин, А. Н.** Возбуждение шпиндельных бабок металлорежущих станков подшипниковыми узлами с осевым натягом / А. Н. Чукарин, А. А. Феденко, А. В. Хомченко // Надежность и эффективность станочных и инструментальных систем : сборник статей. – Ростов-на-Дону : ДГТУ, 1994. – С. 41–43. – ISBN 5-230-08698-X.

45 **Чукарин, А. Н.** Влияние процессов резания на шум фрезерных станков / А. Н. Чукарин, И. А. Балыков, Д. З. Евсеев // Новое в безопасности и жизнедеятельности и экологии : сборник докладов и тезисов докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург : Международный центр экономики, науки и техники, 1996. – С. 222–223. – ISBN 5-7320-0850-0.

46 **Чукарин, А. Н.** Расчет звукоизлучения корпуса планетарного редуктора / А. Н. Чукарин, Б. Г. Заверняев, А. М. Медведев // Материалы Всесоюзного

совещания по проблемам улучшения акустических характеристик машин, Звенигород, 27–29 октября 1988 г. – Москва, [б. и.], 1988. – 172 с. – С. 120–121.

47 **Чукарин, А. Н.** Влияние вибраций встроенных подшипников качения на акустическую активность корпусных деталей металлорежущих станков / А. Н. Чукарин, Б. Г. Заверняев, Н. Н. Фуга // Оптимизация и интенсификация процессов отделочно-зачистной и упрочняющей обработки : межвузовский сборник трудов / под редакцией А. П. Бабичева. – Ростов-на-Дону : РИСХМ, 1987. – С. 123–132

48 **Чукарин, А. Н.** Исследование шума закрытых подшипников / А. Н. Чукарин, Б. Г. Заверняев ; Ростовский институт сельскохозяйственного машиностроения. – Ростов-на-Дону, 1979. – Деп. В НИИМаш 30.10.79, № 97.

49 **Chukarin, A.** Model validation of the acoustic systems "tooth wheels-mandrels" of the vertical gear generator and gear shaping machines / A. Chukarin, S. Ryzhov, T. Finochenko, I. Yaitskov // *Akustika*. – 2021. – Vol. 41. – P. 90–93. – DOI 10.36336/akustika20214190. – EDN UTYWXV.

50 **Досов, В. Е.** Оценка уровней шума, создаваемого фрезами при обработке колесных пар / В. Е. Досов // Вестник Донского государственного технического университета. – 2013. – № 5/6 (74). – С. 91–96. – DOI 10.12737/1285.

51 **Досов, В. Е.** Виброакустические характеристики колесофрезерного станка / В. Е. Досов // Известия Института управления и инноваций авиационной промышленности (ИУИ АП). – 2011. – № 3–4 (25–26). – С. 131–137.

52 **Досов, В. Е.** Обоснование звукопоглощающей облицовки участков специальных колесофрезерных станков / В. Е. Досов // Известия ИУИ АП. – 2012. – № 1–2 (27–28). – С. 10–15.

53 **Досов, В. Е.** Теоретическое исследование шумообразования колесных пар, обрабатываемых на специальных колесофрезерных станках / В. Е. Досов, А. Н. Чукарин // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2013. – № 3. – С. 7–13. – ISSN 0201-727X.

54 **Финоченко, Т. А.** Экспериментальные исследования шума прутковых токарных автоматов / Т. А. Финоченко, А. Н. Чукарин // Вестник Донского

государственного технического университета. – 2010. – № 2 (45). – С. 234–238. – ISSN 2687-1653

55 **Финоченко, Т. А.** Снижение уровней шума многорезцовых токарных автоматов как мера снижения производственного риска / Н. М. Яицкова, А. В. Костюков, Т. А. Финоченко // Безопасность труда в промышленности. – 2024. – № 8. – С. 61-66. – DOI 10.24000/0409-2961-2024-8-61-66.

56 **Финоченко, Т. А.** Экспериментальные исследования шума на участке фрезерования труб лонжеронов / Т. А. Финоченко, А. Н. Чукарин, А. С. Шамшура, О. А. Калашникова // Международный технико-экономический журнал. – 2018. – № 5. – С. 73–79. – ISSN 1995-4646.

57 **Финоченко, Т. А.** Процессы шумообразования зубофрезерных станков предприятий транспортного машиностроения / О. Г. Харламов, А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко // Сетевые системы управления для подключенных и автоматизированных транспортных средств. Конспекты лекций по сетям и системам. – Springer : Cham., 2022. – Т. 509. – С. 423–430. – DOI 10.1007/978-3-031-11058-0_41.

58 **Литвинов, А. Е.** Разработка устройства повышения стойкости режущего инструмента, точности и качества процесса резания и снижения шума и вибрации при эксплуатации ленточнопильных металлорежущих станков / А. Е. Литвинов // Станки Инструмент (СТИН). – 2016. – № 7. – С. 22–27. – ISSN 0869-7566.

59 **Литвинов, А. Е.** Исследование шумов и вибрации отрезных круглопильных станков / А. Н. Чукарин, А. Е. Литвинов // Политематический сетевой электронный научный журнал КубГАУ. – 2016. – № 122. – С. 357–365. – ISSN 1990-4665.

60 **Литвинов, А. Е.** Износ и производительность, как основные факторы, влияющие на процесс резания на ленточнопильных станках / А. Е. Литвинов // Современные проблемы науки и образования. – 2013. – № 6. – С. 42. – ISSN 2070-7428.

61 **Литвинов, А. Е.** Влияние усилия натяжения ленточной пилы на устойчивость процесса резания на ленточнопильных станках / А. Е. Литвинов, В. Г.

Корниенко // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 6 – С. 52. – ISSN 2070-7428.

62 **Литвинов, А. Е.** Исследование процесса резания на ленточнопильных станках / А. Е. Литвинов // Политематический сетевой электронный научный журнал КубГАУ. – 2013. – № 9 (91). – С. 570–579. – ISSN 1990-4665.

63 **Литвинов, А. Е.** Исследование технологических параметров ленточной пилы / Н. И. Сухонос, В. Г. Корниенко, А. Е. Литвинов // Современные наукоемкие технологии. – 2007. – № 6. – С. 35-36. – ISSN 1812-7320.

64 **Литвинов, А. Е.** Основные режимы резания и обоснование выбора шага ленточных пил при обработке материала на ленточнопильных станках / А. Е. Литвинов, В. Г. Корниенко // Успехи современного естествознания. – 2009. – № 8. – С. 89–90. – ISSN 1681-7494.

65 **Литвинов, А. Е.** Разработка мероприятий по снижению шума и травматизма операторов круглопильных отрезных станков / А. Н. Чукарин, А. Е. Литвинов, В. В. Новиков // Станки Инструмент (СТИН). – 2017. – № 2. – С. 11–13. – ISSN 0869-7566.

66 **Набоков, А. Е.** Фоновый акустический шум производственного помещения при эксплуатации металлообрабатывающих станков / А. Е. Набоков, С. М. Коробов, Т. А. Финоченко // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 4. – С. 37–41. – DOI 10.46973/1818-5509_2025_4_60.

67 Расчеты на прочность в машиностроении / под редакцией С. Д. Пономарева. – Москва : Машгиз, 1959. – 884 с.

68 **Морз, Ф.** Колебания и звук / Ф. Морз. – Москва : ГИТТЛ, 1949. – 496 с.

69 **Чукарин, А. Н.** Звукоизлучение заготовки при токарной обработке / А. Н. Чукарин, В. С. Каганов // Борьба с шумом и звуковой вибрацией. – Москва, 1993. – С. 21–24.

70 Общемашиностроительные нормативы режимов резания для технического нормирования работ на металлорежущих станках. – Москва : Машиностроение, 1974. – 406 с.

71 Справочник технолога-машиностроителя / под редакцией А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. – Москва : Машиностроение, 1982. – 496 с.

72 **Серебrenицкий, П. Л.** Краткий справочник станочника / П. Л. Серебrenицкий. – Ленинград : Лениздат, 1982. – 360 с.

73 Прогрессивные режущие инструменты и режимы резания металлов: справочник / В. И. Баранников [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1990. – 373 с.

74 **Гергерт, В. А.** Математическое моделирование шумообразования системы инструмент – заготовка при фрезеровании и шлифовании / В. А. Гергерт // Строительство-2003 : материалы Международной научно-практической конференции / РГСУ. – Ростов-на-Дону, 2003. – С. 50–57. – EDN VINKAD.

75 **Жарков, И. Г.** Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И. Г. Жарков. – Ленинград : Машиностроение. Ленинградское отделение, 1986. – 184 с.

76 Резьбонарезные полуавтоматы 5991, 5992, 5993. Руководство по эксплуатации 5993.00.000 РЭ / Читинский станкостроительный завод. – Чита, 1983.

77 **Набоков, А. Е.** Моделирование виброакустической динамики шпиндельных узлов универсальных фрезерных станков / А. Е. Набоков, А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко, И. А. Яицков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2023. – № 4 (92). – С. 41–47. – DOI 10.46973/0201-727X_2023_4_41. – EDN PMLUWB.

78 **Nabokov, A.** Theoretical research studies of regularities formation of acoustic characteristics for threading and spline shaft milling machine (Теоретические исследования закономерностей формирования акустических характеристик резьбонарезно-шлицевого фрезерного станка) / A. Nabokov, I. Yaistkov, A. Chukarin // Akustika. – 2021. – Vol. 41. – P. 189–194. – DOI 10.36336/akustika202141189. – EDN JSDGEB.

79 **Набоков, А. Е.** Исследование частотных характеристик вибраций источников звука при обработке консольно закрепленными дисковыми и гребенчатыми фрезами на резьбообрабатывающих станках / А. Е. Набоков, А. Н. Чукарин, И. А. Яицков // Вестник Ростовского государственного университета

путей сообщения. – 2025. – № 4(100). – с. 65-70. – DOI 10.46973/0201-727X_2025_4_65

80 **Набоков, А. Е.** Расчет скоростей колебаний узла резания шлицефрезерных станков / А. Е. Набоков, И. А. Яицков, С. А. Шамшура // Noise Theory and Practice. – 2022. – Т. 8, № 3 (30). – С. 43–51. – EDN KKZYAS.

81 Безопасность жизнедеятельности / И. Г. Переверзев, Т. А. Финоченко, И. А. Яицков [и др.] ; ФГБОУ ВО РГУПС. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2019. – 308 с. – ISBN 978-5-88814-843-3.

82 **Финоченко, Т. А.** Влияние количественной оценки условий труда на величину производственного риска / Т. А. Финоченко, И. Г. Переверзев, В. А. Финоченко // Инженерный вестник Дона. Электронный научный журнал. – 2017. – № 4 (47). – URL: <http://www.ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2017/4610> (дата обращения: 16.01.2026).

83 **Переверзев, И. Г.** Специальная оценка условий труда : методическое пособие для членов комиссий предприятий по проведению специальной оценки условий труда / И. Г. Переверзев, В. А. Финоченко, Т. А. Финоченко. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2016. – 83 с.

84 **Бацукова, Н. Л.** Вредные профессиональные факторы при работе со смазочно-охлаждающими жидкостями и профилактика их неблагоприятного воздействия на работающих / Н. Л. Бацукова // Охрана труда. – 2017. – № 5 (143). – С. 68–74. – ISSN 2071-3835.

85 **Измеров, Н. Ф.** Оценка профессионального риска в медицине труда: принципы, методы и критерии / Н. Ф. Измеров, Э. И. Денисов // Вестник Российской академии медицинских наук. – 2004. – № 5. – С. 17–20. – ISSN 0869-6047. – EDN OIVZSD.

86 **Измеров, Н. Ф.** Человек и шум / Н. Ф. Измеров, Г. А. Суворов, Л. В. Прокопенко. – Москва : ГЭОТАР-МЕД, 2001. – 384 с. – ISBN 5-9231-0057-6.

87 **Набоков, А. Е.** Результаты экспериментальных исследований шума металлообрабатывающих станков / А. Е. Набоков // Труды Ростовского

государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 4 (61). – С. 88–91. – EDN DVWQIP.

88 **СН 2.2.4/2.1.8.562-96.** Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Санитарные нормы : утверждены и введены в действие Постановлением Госкомсанэпиднадзора России от 31 октября 1996 г. № 36 // Электронный фонд правовых и нормативно-технических документов. – URL: <http://docs.cntd.ru/document/901703278> (дата обращения: 18.03.2026).

89 **ГОСТ ISO 9612–2016.** Акустика. Измерения шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерений на рабочих местах : межгосударственный стандарт. – Введен 2017-09-01. – Москва : Стандартинформ, 2019. – 41 с.

90 **ГОСТ 33972.5–2016.** Нормы и правила испытаний металлорежущих станков. Часть 5. Определение уровня шума : межгосударственный стандарт. – Введен 2018-07-01. – Москва : Стандартинформ, 2020. – 21 с.

91 **Баланова, М. В.** Методика и техническое обеспечение проведения экспериментальных исследований по определению шума на рабочих местах / М. В. Баланова, Т. А. Финоченко, И. А. Яицков // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 1 (46). – С. 5–8. – ISSN 1818-5509.

92 **Финоченко Т. А.** Методика проведения экспериментальных исследований шума прутковых токарных автоматов / Т. А. Финоченко, А. Н. Чукарин // Инновационные технологии в машиностроении и металлургии : материалы IV Международной научно-практической конференции / Министерство промышленности и энергетики. – Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2012. – С. 263–268.

93 **ГОСТ Р 54500.3–2011 / Руководство ИСО/МЭК. 98-3:2008.** Неопределенность измерения. Часть 3. Руководство по выражению неопределенности измерения : национальный стандарт РФ. – Введен 2012-10-01. – Москва : Стандартинформ, 2012. – 101 с.

94 **Хиггинсон, Р. Ф.** Погрешности измерений при определении изучения шума / Р. Ф. Хиггинсон, П. Хапес // *Noise Control Engineering Journal*. – 1993. – Т. 40, № 2. – С. 173–178. – ISSN 0736-2501.

95 **Журцов, В. Г.** Статистические методы контроля качества на часовом производстве / В. Г. Журцов, А. И. Кубарев, М. В. Усан. – Москва : Издательство стандартов, 1972. – 218 с.

96 **Набоков, А. Е.** Экспериментальные исследования шума на рабочих местах станочников резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станков / А. Е. Набоков // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*. – 2023. – № 5. – С. 77–84. – DOI 10.24412/2071-6168-2023-5-77-78. – EDN WLEAGI.

97 **Асташков, В. А.** Исследование шума в механических цехах / В. А. Асташков, А. П. Миканов // *Машиностроитель*. – 2002. № 8. – С. 50–52. – ISSN 0025-4568.

98 **Набоков, А. Е.** Исследование вибрации при выполнении технологического процесса обработки заготовок на резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станках машиностроительных производств / А. Е. Набоков // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*. – 2023. – № 11. – С. 427–430. – DOI 10.24412/2071-6168-2023-11-427-428. – EDN WNMOAO.

99 **Мотренко, Д. В.** Моделирование виброакустической динамики режущего инструмента цепнодолбежных деревообрабатывающих станков // Д. В. Мотренко, И. А. Яицков // *Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения*. – 2019. – № 2 (74). – С. 37–42. – ISSN 0201-727X

100 **Набоков, А. Е.** Расчет коробки скоростей полуавтоматического резбонарезного станка с улучшенными виброакустическими характеристиками / А. Е. Набоков // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*. – 2024. – № 1. – С. 435–440. – DOI 10.24412/2071-6168-2024-1-435-436. – EDN KSMESSU.

101 **Мотренко, Д. В.** О коэффициенте потерь колебательной энергии различных пород древесины / Д. В. Мотренко, Н. А. Чукарина // Журнал Мониторинг. Наука и технологии. – 2019. – № 2 (40). – С. 66–71. – ISSN 2076-7358.

102 **Феденко, А. А.** Определение коэффициентов потерь колебательной энергии в стержневых конструкциях / А. А. Феденко, Г. В. Беспалова // Транспорт-2013 : труды Международной научно-практической конференции ; Ростовский государственный университет путей сообщения. – Вып. 1. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2013. – С. 328–329.

103 **Чукарина, Н. А.** О коэффициенте потерь колебательной энергии различных пород древесины / Н. А. Чукарина, Д. В. Мотренко // Мониторинг. Наука и Технология. – 2019. – № 2 (40). – С. 66–71. – ISSN 2076-7358.

104 **Чукарина, Н. А.** Регрессионные зависимости коэффициентов потерь колебательной энергии многослойных материалов из древесины / Н. А. Чукарина, Д. В. Русляков, С. А. Шамшура // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2020. – Вып. 3. – С. 65–71. – ISSN 2071-6168.

105 Regression analysis of the coefficients of vibration energy losses in gas-discharge systems of power plants / A. N. Chukarin, A. A. Fedenko, A. E. Shashurin [et al.] // Akustika. – 2021. – Iss. 41. – P. 115–118. – ISSN 1801-9064.

106 **Чукарин, А. Н.** Экспериментальные исследования коэффициентов потерь колебательной энергии полых заготовок / А. Н. Чукарин, И. В. Богуславский // Инженерный вестник Дона. – 2009. – № 4 (10). – С. 31–37. – EDN KZTWDZ.

107 **Шамшура, С. А.** Расчет потребной звукоизоляции систем шумозащиты длинномерных деталей при упрочняющих технологиях и динамических испытаниях / С. А. Шамшура, О. А. Калашникова // Перспективные направления развития технологии машиностроения и металлообработки : материалы Международной научно-технической конференции, 29 сентября – 3 октября 2008 г. Т. 2. – Ростов-на-Дону, 2008. – С. 190–194.

108 Theoretical research of noise and vibration spectra in cabins of locomotive and diesel shunting locomotive Yaitskov I.A., Chukarin A.N., Finochenko T.A.

International Journal of Applied Engineering Research. 2017. Т. 12. № 21. С. 10724-10730.

109 Металлорежущие станки / под ред. проф. В.К. Тепинкичиева. М., «Машиностроение», 1973. 472 с.

110 Станки с ЧПУ: устройство, программирование, инструментальное обеспечение и оснастка: учеб. пособие / А.А. Жолобов, Ж.А. Мрочек, А.В. Аверченков, М.В. Терехов, В.А. Шкаберин. – 2-е изд., стер. – М. : ФЛИНТА, 2014. – 355 с.

111 **Чукарин, А. Н.** Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки / А. Н. Чукарин. – Ростов-наДону: Издательский центр ДГТУ, 2005. – 151 с. – ISBN 5-7890-0326-5

112 **Yaitskov, I.** Experimental studies of vibroacoustic characteristics of the basic structure parts of the traction rolling stock and transportation technological vehicles / I. Yaitskov, A. Nazaretov, A. Kochetkov // Journal of Physics: Conference Series. – 2021. – Vol. 2131, No. 2. – P. 022045. – DOI 10.1088/1742-6596/2131/2/022045. – EDN CGKLFG. – EDN QNAZWX.

113 Вывод зависимостей скоростей колебаний узла обработки для определения акустических характеристик металлообрабатывающих станков / Курченко П.С. // Noise Theory and Practice. 2021. Т. 7. № 2 (24). С. 208-217.

114 **Шашурин, А.Е.** Определение эффективности шумозащитных экранов, установленных на акустически необработанной галерее. Инженерно-строительный журнал, –2018, №6(82) – С. 199-207.

115 **Шашурин, А. Е.** Новые технические и технологические решения для снижения акустического загрязнения шумозащитными экранами : монография / А. Е. Шашурин. – Санкт-Петербург : Издательство Балтийского государственного технического университета, 2018. – 134 с. – ISBN 978-5-907054-27-1.

116 **Журбинский, Л.Ф.** Исследование эффективности звукоэкранирования источников шума в помещениях обогатительных фабрик методом акустического

моделирования / Л.Ф. Журбинский, А.И. Цукерман, В.В. Бобриков // Совер. техн. и технол. для техн. перевооруж. углеобогат. фабрик – Люберцы, 1988. – С.84-92.

117 **Зюзликова, Н. В.** Снижение шума на рабочих местах в помещениях акустическими экранами: автореф. дис...канд. технич. наук. – СПб., 1999. – 24 с.

118 **Тюрина, Н. В.** Расчёт эффективности акустических экранов сложной формы / Н. В. Тюрина, Ю. И. Элькин // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2005. – Спец. выпуск «ELPIT-2005», Т.2. – С. 86-88.

119 **Иванов, Н.И.** Акустические экраны: конструкция, материалы, эффективность // Мир дорог. – 2008. – № 35. – С. 64-66.

120 European Standardization for Sound Barriers: The Wall Journal, May/jun 1995 – Issue No. 17. – P. 4-5.

121 **Иванов, Н. И.** Снижение технологического шума акустическими экранами / Н. И. Иванов, Н. В. Тюрина // Безопасность жизнедеятельности. – 2003. – №6. – С. 19-24.

122 **Тюрина, Н. В.** Влияние размеров и формы на эффективность акустического экрана / Н. В. Тюрина, Ю. И. Элькин // Труды четвёртой Всероссийской школы-семинара с международным участием «Новое в теоретической и прикладной акустике». – СПб.: 21 ноября 2007. – С. 66-75.

123 **Иванов, Н.И.** Влияние звукоизоляции на эффективность акустических экранов / Н.И. Иванов, Д.А. Куклин, Н.В. Тюрина // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2010. – Т.12, №1(9). – С. 2223-2228.

124 **Аистов, В. А.** Исследование влияния формы шумозащитного экрана на его акустическую эффективность / В.А. Аистов, И.Л. Шубин // ACADEMIA. Архитектура и строительство. – 2009. – №5. – С. 200-208.

125 **Иванов, Н.И.** Влияние материала на акустическую эффективность шумозащитного экрана / Н.И. Иванов, А.Е. Шашурин, Ю.С. Бойко // Noise Theory and Practice. – 2016. – С. 24-28.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Акт внедрения на Ростовском –на –Дону Электровозоремонтном заводе АО «Желдорреммаш»

«УТВЕРЖДАЮ»
Проректор по научной работе
ФГБОУ ВО РГУПС
д.т.н., профессор



Гуда А.Н.
2026 г.

«УТВЕРЖДАЮ»
Заместитель директора
(по технологиям)
Ростовского-на-Дону
Электровозоремонтного завода
АО «Желдорреммаш»



Воронов Г.Н.
2026 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Настоящим актом подтверждается использование в производственном процессе Ростовского-на-Дону электровозоремонтного завода АО «Желдорреммаш» результатов совместной научно-исследовательской работы, выполненной научным сотрудником объединённого научно-исследовательского и испытательного центра (ОНИИЦ НИЧ) ФГБОУ ВО «Ростовского государственного университета путей сообщения» Набоковым А.Е. и ведущим научным сотрудником ОНИИЦ НИЧ, деканом факультета «Электромеханический», д.т.н., профессором Яицковым И.А. Исследования посвящены обеспечению безопасных условий эксплуатации станков при технологическом процессе резьбообработки и шлицефрезерования были использованы и внедрены в производственный цикл предприятия.

На базе предложенной математической модели произведена модернизация системы закрепления обрабатываемых деталей на шлицефрезерных станках. Применение разработанной конструкции диссипативной оснастки позволило повысить демпфирующие свойства технологической системы «станок – инструмент – деталь».

Внедрение методики настройки режимов обработки для стандартных технологических операций, учитывающей спектральные характеристики колебательных процессов, позволило сместить пиковые вибрационные нагрузки из зоны интенсивного излучения при обеспечении необходимой производительности и безопасности функционирования станков. Снижение уровня вибрационных нагрузок и шума в технологическом процессе повысило стойкость режущего инструмента на 14%, что существенно снизило частоту вынужденных остановок оборудования для переналадки.

Осуществлена установка экспериментальных звукоизоляционных ограждений с вибропоглощающим покрытием, оптимизированных согласно расчетным формулам диссертационной работы. Результаты измерений, подтвердили корректность теоретических предпосылок. На частотах наиболее интенсивного техногенного шума (63–250 Гц) зафиксировано снижение уровня звукового давления на 8–12 дБ по сравнению с типовыми конструкциями.

Технико-экономический эффект от внедрения разработанных мероприятий подтверждает их перспективность. Снижение количества переналадок станков экономит до 20% времени в смену, а уменьшение износа режущего инструмента сокращает затраты на его заточку. Кроме того, стабилизация вибрационных характеристик позволяет уменьшить уровень производственного шума на 6–8 дБ. Сравнительный анализ затрат при стандартной схеме звукоизоляции (увеличение толщины стены, использование многослойных панелей) и при предложенной конструкции с вибропоглощающим покрытием демонстрирует сокращение расхода материалов на 22 % при сопоставимых акустических показателях. Оптимизация по расчетным формулам позволила исключить избыточное армирование и ненужные демпферные слои, сохранив лишь те элементы, которые работают в узком диапазоне частот, характерном для конкретного источника шума.

Система защиты от вибрационных нагрузок была апробирована в производственных цехах Ростовского-на-Дону электровозоремонтного завода в течение шести месяцев. Полученные данные позволяют рекомендовать разработанные ограждения для серийного внедрения в условиях цехов с высоким уровнем вибрационного фона.

от ФГБОУ ВО РГУПС
старший научный сотрудник
ОНИИЦ НИЧ

 А.Е. Набоков
Д.т.н., профессор, ведущий научный
сотрудник ОНИИЦ НИЧ

 И.А. Яицков

от Ростовского-на-Дону
электровозоремонтного завода АО
«Желдорремаш»

 В.В. Демкин