

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

*На правах рукописи*



**Гричишин Максим Владимирович**

**ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУДА ОПЕРАТОРОВ  
МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ ПУТЕМ МИНИМИЗАЦИИ  
ВОЗДЕЙСТВИЯ ВРЕДНЫХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ФАКТОРОВ**

Специальность: 2.10.3 – Безопасность труда

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель  
к.т.н., доцент Финоченко Т.А.

Ростов-на-Дону

2026

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|                                                                                                                               |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВВЕДЕНИЕ.....                                                                                                                 | 5  |
| 1 ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ, ПОСВЯЩЕННЫХ ПРОБЛЕМАМ<br>БЕЗОПАСНОСТИ ТРУДА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ<br>МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ .....     | 14 |
| 1.1 Объект исследования – многоцелевые станки .....                                                                           | 15 |
| 1.2 Анализ существующих моделей источников образования шума<br>при фрезеровании, сверлении и расточке.....                    | 21 |
| 1.3 Факторы производственного риска при эксплуатации многоцелевых<br>станков.....                                             | 30 |
| 1.4 Выводы по главе.....                                                                                                      | 36 |
| 2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ШУМООБРАЗОВАНИЯ<br>И ВОЗБУЖДЕНИЯ ВИБРАЦИЙ МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ .....                   | 38 |
| 2.1 Анализ компоновок и определение модели источника шума многоцелевых<br>станков.....                                        | 38 |
| 2.2 Вывод зависимостей скоростей колебаний источников шума .....                                                              | 45 |
| 2.3 Вывод зависимостей скоростей колебаний узлов резания многоцелевых<br>станков.....                                         | 52 |
| 2.4 Вывод зависимостей скоростей колебаний обрабатываемых заготовок .....                                                     | 61 |
| 2.5 Теоретическое исследование вибраций заготовок и режущего инструмента<br>многоцелевых станков.....                         | 65 |
| 2.8 Выводы по главе.....                                                                                                      | 72 |
| 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СПЕКТРАЛЬНОГО СОСТАВА<br>УРОВНЕЙ ЗВУКОВОГО ДАВЛЕНИЯ И ВИБРАЦИЙ МНОГОЦЕЛЕВЫХ<br>СТАНКОВ ..... | 74 |
| 3.1 Исследования акустических характеристик многоцелевых станков.....                                                         | 76 |

|                                                                                                                                                                    |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 3.2 Результаты экспериментальных исследований спектрального состава<br>уровней звукового давления многоцелевого станка при фрезеровании .....                      | 83  |
| 3.3 Определение спектральных характеристик уровней звукового давления,<br>возникающего при расточке на многоцелевом станке .....                                   | 87  |
| 3.4 Результаты экспериментальных исследований спектрального состава<br>уровней звукового давления многоцелевого станка при сверлении<br>и фрезеровании .....       | 96  |
| 3.5 Экспериментальные исследования вибраций многоцелевого станка .....                                                                                             | 97  |
| 3.4. Выводы по главе .....                                                                                                                                         | 99  |
| 4 МЕРОПРИЯТИЯ, НАПРАВЛЕННЫЕ НА СНИЖЕНИЕ УРОВНЕЙ ШУМА<br>ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ .....                                                                | 101 |
| 4.1 Экспериментальные исследования коэффициентов потерь колебательной<br>энергии чугунных заготовок .....                                                          | 102 |
| 4.2 Обоснование снижения октавных уровней шума на рабочих местах<br>при эксплуатации многоцелевых станков .....                                                    | 115 |
| 4.3 Расчет уровней шума, создаваемых элементами остекления ограждений зоны<br>резания .....                                                                        | 119 |
| 4.4 Моделирование процессов виброакустической динамики шпиндельных<br>бабок станков с многоскоростными электродвигателями на примере<br>многоцелевых станков ..... | 125 |
| 4.5 Расчет локального акустического экрана станка модели 2206 .....                                                                                                | 131 |
| 4.6 Выводы по главе .....                                                                                                                                          | 134 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....                                                                                                                                                   | 136 |
| БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....                                                                                                                                     | 138 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ А. Акт внедрения .....                                                                                                                                  | 156 |

|                                                                                               |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Перечень опасностей, представляющих угрозу жизни и<br>здоровью работников ..... | 158 |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|-----|

## **ВВЕДЕНИЕ**

Современное производство предъявляет повышенные требования к технологическому оборудованию, в частности к многоцелевым сверлильно-фрезерно-расточным станкам, которые играют ключевую роль в изготовлении сложных деталей корпусов, редукторов, прецизионных узлов техники, отличающихся высокой точностью исполнения. Сложные формы и контуры деталей, а также широкий спектр материалов – от традиционных сталей и сплавов, до современных композитов, требуют индивидуального подхода к обработке и выбору режимов резания.

Особенностью гаммы сверлильно-фрезерно-расточных станков считается их универсальность, позволяющая осуществлять различные виды обработки на единой платформе, а также точность и скорость обработки, однако увеличение производительности и сложности оборудования неизменно влечет за собой повышение рисков, связанных с безопасностью труда станочников.

### **Актуальность темы исследования**

Эксплуатация многоцелевых станков, при всей технологической эффективности, сопряжена с воздействием на оператора ряда вредных производственных факторов. Минимизация этого воздействия представляет собой не техническую задачу, а системную проблему, требующую интеграции инженерных, организационных и человекоориентированных решений. Шум является результатом сложного взаимодействия множества факторов, включая вибрации, возникающие при резании, аэродинамические эффекты, создаваемые вращающимися инструментами, и резонансные явления в конструкциях станков, а также генерируемый системами резания, приводами шпинделя и насосами. Шумовой дискомфорт приводит к развитию профессиональных заболеваний, таких как снижение слуха, нервно-психические расстройства и сердечно-сосудистые заболевания. Снижение производительности труда, увеличение количества ошибок в работе и, как следствие, повышение травматизма также являются прямыми следствиями воздействия шума.

Требования к безопасности труда станочников, являясь приоритетной социально-экономической и научно-технической задачей, диктуют необходимость разработки эффективных мер по снижению уровней шума на рабочих местах. Необходимо учитывать не только источники шума, но и пути его распространения, а также индивидуальные особенности восприятия шума человеком. Только комплексный подход, основанный на применении современных технологий и научных исследований, позволит создать более безопасные и комфортные условия труда для персонала.

### **Степень разработанности темы исследования**

Анализ литературных источников и практического опыта показывает, что тема улучшения безопасности труда станочников достаточно разработана, но имеет ряд нерешенных вопросов и направлений для дальнейших исследований. Действующие стандарты регулируют безопасность металлообрабатывающих станков, в том числе сверлильных, фрезерных и расточных. Так, ГОСТ Р 54431–2011 «Станки металлообрабатывающие. Общие требования безопасности», устанавливает общие требования к безопасности станков, включая конструктивные решения для минимизации рисков при эксплуатации, наладке, техническом обслуживании и ремонте. ГОСТ Р 59209–2020 «Металлорежущие станки. Безопасность. Станки токарные», хотя и ориентирован на токарные станки, многие его положения применимы и к другим типам оборудования и учитывают опасности, которые могут возникнуть при обработке, наладке, техническом обслуживании и ремонте станков. ГОСТ EN 13128–2016 «Безопасность металлообрабатывающих станков. Станки фрезерные (включая расточные)» содержит специфические требования к безопасности при фрезерных и расточных работах. Эти документы регламентируют требования к ограждениям, защитным устройствам, системам управления, заземлению, освещению и другим аспектам конструкции станков.

Виброакустические особенности токарных, фрезерных и расточных станков рассматривались в научных трудах ряда ученых. Эти исследователи внесли

значительный вклад в изучение виброакустических аспектов металлорежущих станков, что позволило разработать методы повышения их надежности, точности обработки и улучшения условий труда операторов, а работы охватывают как теоретические модели, так и экспериментальные исследования, направленные на снижение вибраций и шума в процессе эксплуатации станков. Однако аналогичные исследования, сфокусированные непосредственно на сверлильно-фрезерно-расточных станках, практически отсутствуют.

Использование современных систем смазки и охлаждения, уменьшающих трение и вибрацию, также способствует снижению уровня шума. Методы, направленные на снижение шума на пути его распространения, включают в себя применение звукоизолирующих кожухов, экранов и кабин. Разработка и внедрение эффективных систем вентиляции, обеспечивающих удаление загрязненного воздуха и поддержание оптимального микроклимата, также играют важную роль в снижении уровня шума. Индивидуальная защита станочников от шума обеспечивается применением противошумных наушников, однако, несмотря на свою эффективность, индивидуальные средства защиты не устраняют источник шума и не решают проблему в целом.

Снижение виброакустической активности многоцелевых станков позволит не только улучшить условия труда операторов и повысить их работоспособность, но и снизить негативное воздействие на окружающую среду, а также повысить точность и качество обработки деталей, что является важным фактором для повышения конкурентоспособности предприятий. Таким образом, исследования и разработки в данной области представляют собой важную научно-техническую задачу, имеющую значимый социально-экономический эффект.

### **Цель диссертационной работы**

Цель настоящего диссертационного исследования состоит в разработке эффективных мероприятий по повышению безопасности труда операторов многоцелевых станков за счет минимизации воздействия вредных производственных факторов.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие основные **задачи исследования**:

1 Провести анализ положения дел в области безопасности труда работников, обслуживающих многоцелевые станки.

2 Провести идентификацию основных вредных производственных факторов, характерных для рабочих мест операторов многоцелевых станков.

3 Разработать модели процессов виброакустической динамики, принимая во внимание конструкции многоцелевых станков, а также получить аналитические зависимости для определения величин звукового давления, которые учитывают конструктивные характеристики оборудования и условия выполнения технологических операций.

4 Выполнить экспериментальные исследования частотных составляющих шумового излучения и колебательных процессов непосредственно в ходе обработки материалов методами сверления, фрезерования и расточки.

5 Установить соответствие между теоретически рассчитанными значениями звукового давления и результатами, зафиксированными в процессе натурных измерений, тем самым доказав корректность разработанных математических выкладок.

6 Разработать инженерные решения, обеспечивающие требуемое снижение уровня шума с заданной степенью эффективности, и проверить их работоспособность в условиях фактической эксплуатации оборудования.

**Объектом исследования** является колебательная система многоцелевых станков в условиях воздействия виброакустических процессов.

**Предметом исследования** являются процессы генерации шума – аэродинамические, ударные и фрикционные механизмы излучения звуковых волн при работе станка, возбуждения вибраций при динамических нагрузках в процессе резания, дисбаланса вращающихся частей, кинематических погрешностей передач, а также закономерности формирования спектрального состава виброакустических сигналов.

**Соответствие темы диссертации паспорту научной специальности.**

Содержание диссертации соответствует паспорту научной специальности 2.10.3 «Безопасность труда» в следующих пунктах:

- п. 2. Изучение физических, химических, биологических и социально экономических процессов, определяющих условия труда, установление взаимосвязей с вредными и опасными факторами производственной среды;
- п. 6. Разработка научных основ, установление области рационального применения и оптимизация способов, систем и средств коллективной и индивидуальной защиты работников от воздействия вредных и опасных факторов.

**Научная новизна** работы определяется следующими позициями:

1 Выполнен комплекс теоретических изысканий, касающихся формирования частотных спектров колебаний и звуковых характеристик многофункциональных станков, что позволяет прогнозировать состояние производственной среды.

2 Выведены аналитические зависимости для оценки уровней звукового давления, которые учитывают специфику обработки, размерные показатели, а также механические и физические характеристики режущего инструмента и обрабатываемых деталей.

**Теоретическая и практическая значимость** проведенной работы заключается в следующем:

1 Предложенные аналитические зависимости для оценки уровней звукового давления дают возможность количественно определить долю каждого источника шума в формировании общей акустической обстановки на местах операторов станков. Данные выражения, построенные с учетом динамики колебательной системы универсальных станков, выступают основой для подбора эффективных способов уменьшения шумовой нагрузки.

2 Теоретические положения о закономерностях возникновения акустических полей на рабочих местах станочников нашли подтверждение в ходе экспериментальных исследований на действующих производственных участках.

3 Доказана перспективность создания защитных устройств от шума для операторов еще на стадии проектирования оборудования, а также представлены конкретные технические решения, гарантирующие акустическую безопасность труда.

4 Разработанный комплекс мероприятий показал свою эффективность при эксплуатации в реальных цеховых условиях, что позволило добиться соответствия уровней шума установленным нормативам и заметно повысить комфортность рабочих условий.

### **Реализация результатов работы**

Результаты исследований, посвященные улучшению безопасности труда станочников при эксплуатации многоцелевых станков прошли успешную апробацию в условиях производства ООО «КБ Гореловский».

Инженерные решения содержат исследования, направленные на снижение уровней шума, включающие модернизацию ограждения зоны резания станка модели ИР320, связанные с увеличением звукоизоляции, а применительно к станку модели 2206 разработана конструкция локального акустического экрана, установленного непосредственно на столе станка, и модернизирована шпиндельная бабка с использованием многоскоростного электродвигателя, что позволило уменьшить количество зубчатых передач и подшипниковых узлов.

Разработанные системы защиты производственного персонала от негативного воздействия уровней шума на рабочих местах операторов многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных станков обладают требуемой акустической эффективностью, являются универсальными и технологичными, основаны на использовании отечественных материалов.

### **Методология и методы исследования**

Для достижения поставленных целей и решения сформулированных задач в исследовании применялся комплекс методов, позволяющих обеспечить всесторонний и объективный анализ изучаемого явления. Для достижения намеченных результатов и выполнения поставленных задач в рамках работы

задействован набор взаимодополняющих подходов, обеспечивающих разностороннее и непредвзятое изучение исследуемого объекта. Исследования в рамках настоящей диссертации опирались на положения теории колебательных процессов, базовые принципы конструирования и расчета металлорежущего оборудования, а также на инструментарий технической виброакустики. Экспериментальная часть выполнялась по регламентированным методикам измерений, с использованием современного оборудования для оценки шумовых и вибрационных характеристик. Выбор конкретных методов определялся спецификой исследования, его целями и задачами, а также характером имеющейся информации.

**Положения, выносимые на защиту:**

- анализ воздействия условий эксплуатации многоцелевых станков на безопасность при осуществлении технологических операций сверления, фрезерной обработки и растачивания;
- математическая модель, отражающая виброакустическое поведение многоцелевых станков, учитывающая характеристики оборудования и параметры обработки;
- аналитические зависимости для определения звукового давления, генерируемого колебательной системой многоцелевых станков;
- данные экспериментальных исследований, полученные при измерении спектральных характеристик шума и вибрации;
- варианты конструктивных решений для шумоподавления многоцелевых станков, а также результаты экспериментальных исследований эффективности предложенных мер.

**Степень достоверности** представленных в работе результатов, обусловлена длительным периодом наблюдений и замеров, выполненных в условиях фактической эксплуатации объектов. Следует особо подчеркнуть, что методология исследования строилась на принципах системного подхода, что позволило охватить все ключевые аспекты воздействия производственных факторов на

работников. Наблюдения велись в разные сезоны года и в различные смены, что дало возможность учесть колебания параметров микроклимата, освещенности и уровня шума в зависимости от времени суток и погодных условий. Такой временной охват исключил случайность полученных величин и позволил выявить устойчивые закономерности, характерные именно для данных объектов. Длительность периода замеров, превышающая стандартные циклы технологических процессов, обеспечила репрезентативность выборки: собранные данные отражают не краткосрочные отклонения, а реальную картину условий труда, воспроизводимую в повседневной деятельности предприятия. При этом использовались современные подходы к анализу и сертифицированные измерительные приборы. Высокая квалификация исполнителей подтверждается их регулярной аттестацией и повышением квалификации, а также опытом участия в аналогичных проектах на предприятиях транспортной отрасли. Аккредитация центра «Охрана труда» ОНИИЦ РГУПС Федеральной службой по аккредитации является не формальным атрибутом, а действенным механизмом внешнего контроля, а свидетельство об аккредитации, подтверждает, что организация прошла проверку технической компетентности, оснащена необходимым оборудованием и соответствует требованиям национальных стандартов в области исследований условий труда. Кроме того, корректность вычислений обеспечивалась за счет применения методов статистической обработки собранной информации. Применение статистических методов обработки данных не ограничивалось расчетом средних арифметических значений. Использовались критерии оценки достоверности различий, корреляционный анализ и методы описательной статистики, позволившие определить доверительные интервалы и стандартные отклонения. Такой подход позволил не только констатировать превышения предельно допустимых концентраций или уровней вредных производственных факторов, но и установить степень риска для здоровья работников с учетом вероятностного характера их воздействия.

### **Апробация работы**

Результаты проведенных исследований докладывались на заседаниях и научно-технических семинарах разного уровня, организованных кафедрой «Безопасность жизнедеятельности» РГУПС, а также на Всероссийской национальной научно-практической конференции «Теория и практика безопасности жизнедеятельности» (Ростов-на-Дону, РГУПС, 2023–2026 гг.) и Международной научно-практической конференции «Перспективы развития локомотиво-, вагоностроения и технологии обслуживания подвижного состава» (Ростов-на-Дону, РГУПС, 2023–2025 гг.).

**Публикации.** Основные положения и научные результаты исследования были опубликованы в 8 печатных работах, в том числе 4 – в журналах, входящих в перечень научных изданий, утвержденный ВАК Минобрнауки РФ.

**Структура диссертационной работы.** Работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 147 наименований и 2 приложений изложена на 155 страницах машинописного текста, содержит 46 рисунков, 11 таблиц. Информация о внедрении результатов исследования представлена в Приложении А к диссертации.

# **1 ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ, ПОСВЯЩЕННЫХ ПРОБЛЕМАМ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУДА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ**

Развитие машиностроения, авиационной промышленности и других высокотехнологичных отраслей предъявляет все более жесткие требования к точности и производительности обработки деталей. Многоцелевые станки являются ключевым оборудованием, обеспечивающим решение сложных задач обработки корпусных деталей, крупногабаритных элементов и изделий сложной геометрии. Однако эксплуатация данного оборудования сопряжена с существенными рисками для здоровья и жизни работников. Обеспечение безопасности труда на современных производственных предприятиях остается одной из наиболее актуальных задач. В связи с этим множество научных исследований сконцентрированы на изучении опасных факторов, связанных с эксплуатацией многоцелевых станков, которые представляют собой сложные и энергоемкие устройства, широко используемые в металлообработке [1–3].

Среди рассмотренных работ значительное внимание уделяется анализу конструктивных особенностей и эксплуатационных режимов, определяющих уровень риска. Часто встречающимися факторами, влекущими за собой травмы, являются небезопасное закрепление заготовок, что может привести к нежелательным вибрациям и шумам, нарушение последовательности операций, что существенно увеличивает вероятность столкновений и поломок оборудования, отсутствие эффективных защитных экранов, а также устаревшие методы контроля и управления процессами резки [4, 5].

Подходы к улучшению безопасности труда традиционно ориентированы на модернизацию оборудования и внедрение новых технологических решений. Исследования показывают, что значительное снижение количества несчастных случаев связано с интеграцией автоматизированных систем наблюдения и контроля, таких как датчики нагрузки, системы контроля состояния резцов и оперативной диагностики аномалий. Кроме того, разработки в области эргономики

и улучшения рабочего пространства помогают минимизировать усталость оператора и возможность человеческой ошибки.

Таким образом, совокупность современных научных подходов и наработок в области безопасной эксплуатации многоцелевых станков предполагает не только улучшение технических характеристик станков, но и развитие навыков работников по управлению ими. Неотъемлемой частью стратегии по повышению уровня безопасности является предложение по регулярному обучению персонала и повышению его квалификации в вопросах надежной эксплуатации оборудования.

Существующие на сегодняшний день высокотехнологичные системы безопасности и оборудование тем не менее не способны исключить возможность ошибок, связанных с человеческим фактором. Поэтому особое внимание в современных исследованиях уделяется изучению когнитивных и психофизиологических аспектов работы операторов. Авторы таких работ подчеркивают важность создания благоприятных условий труда, снижения стресса и повышения вовлеченности работников в процесс обеспечения безопасности [6, 7].

### **1.1 Объект исследования – многоцелевые станки**

Гамма многоцелевых станков (рисунок 1.1) предназначена для выполнения технологических операций фрезерования деталей из чугуна, стали, цветных металлов и пластмасс концевыми, торцовыми и дисковыми фрезами, а также сверления, растачивания, нарезания резьбы метчиками, развертывания, зенкерования [8, 9]. Ключевой особенностью многоцелевых станков является их способность обрабатывать сложные детали с высокой точностью и минимальным количеством перестановок. Технические характеристики станков данного типа приведены в таблице 1.1.

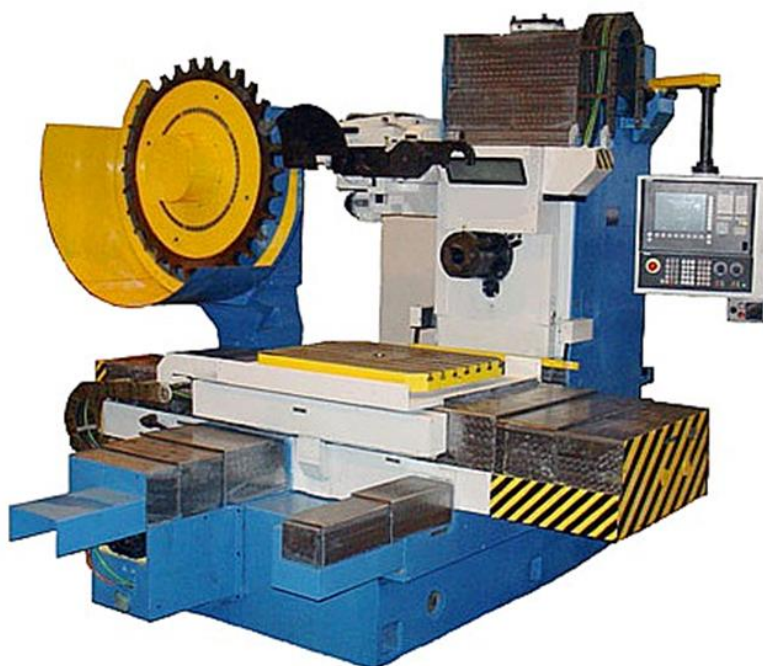


Рисунок 1.1 – Сверлильно-фрезерно-расточной станок 2206BMΦ4

Таблица 1.1 – Технические характеристики многоцелевых станков

| <div> <div>Модель станка</div> <div>Техническая характеристика</div> </div> | 6902ПФ2     | 6904BMΦ2    | 6906MBΦ2     | 2204BMΦ2    | ИР320ПМΦ4   | 2254BMΦ4    | 2623ПМΦ4      |
|-----------------------------------------------------------------------------|-------------|-------------|--------------|-------------|-------------|-------------|---------------|
| Максимальная масса заготовки, кг                                            | 100         | 300         | 500          | 300         | 150         | 250         | 4000          |
| Размеры стола, мм                                                           |             |             |              | 500×<br>400 | 320×<br>320 | 630×<br>400 | 1250×<br>1250 |
| Число ступеней коробки скоростей                                            | 18          | 19          | 18           | 19          | б/с*        | б/с*        | 25            |
| Частота вращения шпинделя, об/мин                                           | 50–<br>2500 | 22–<br>2000 | 315–<br>1600 | 32–<br>2000 | 13–<br>5000 | 32–<br>2000 | 5–<br>1250    |
| Максимальный диаметр инструмента, мм                                        | 100         | 160         | 200          | 160         | 200         | 160         | 200           |
| Максимальная скорость инструмента, м/с                                      |             |             |              | 480         | 125         | 80          | 135           |
| Мощность привода, кВт                                                       | 3           | 4,5         | 8            | 6,3         | 7,5         | 6,3         | 15            |

\* б/с – бесступенчатое изменение частоты вращения в пределах диапазона.

Это достигается за счет применения современных систем числового программного управления (ЧПУ), которые позволяют автоматизировать процесс обработки и минимизировать влияние человеческого фактора. ЧПУ обеспечивают точное позиционирование инструмента, контроль скорости резания и подачи, а также автоматическую смену инструмента, что значительно повышает производительность и качество обработки [10].

Классификация станков для операций сверления, фрезерования и расточки проводится на основе множества ключевых технических характеристик. В первую очередь выделяют номинальные размеры обрабатываемых заготовок, которые могут существенно варьироваться в зависимости от назначения оборудования. Также важными параметрами являются мощность станка, которая определяет его производительность и возможность обработки различных материалов, и скорость вращения шпинделя, влияющая на качество и точность обработки. Помимо этого, конструктивные особенности станков, такие как тип привода, система управления и наличие дополнительных опций (например, системы охлаждения или автоматической смены инструмента), также выступают критериями для их классификации. При выборе станков для сверления, фрезерования и расточки необходимо учитывать возможность интеграции оборудования в автоматизированные производственные линии. Сегодня предприятия стремятся к максимальной автоматизации процессов, что требует от оборудования соответствия стандартам совместимости с системами автоматического управления.

Важную роль в повышении эффективности работы станков играют инновационные подходы к обеспечению точности обработки и качества готовой продукции. Современные технологии, такие как адаптивное управление и интеграция искусственного интеллекта в систему контроля станка, позволяют осуществлять динамическую подстройку параметров обработки в зависимости от состояния заготовки и особенностей материалов. Это не только улучшает финальные характеристики изделий, но и способствует увеличению срока службы оборудования, снижая риск преждевременных поломок.

С точки зрения виброакустических свойств сверлильные, фрезерные и расточные станки также демонстрируют разнообразие. Вибрация, возникающая в процессе работы, может негативно сказываться на качестве обработанной поверхности, влияя на точность и долговечность станка. Для минимизации вибрационных колебаний в современных станках используются различные методы, такие как динамическое балансирование вращающихся частей и применение демпфирующих материалов в конструкции установки. Акустические характеристики, в свою очередь, важны для безопасности операторов и соблюдения нормативов по шумовым загрязнениям на производственных предприятиях.

Не стоит забывать и об экологических аспектах работы станков. Учитывая растущие требования к снижению вредных выбросов и потребления энергии, производители активно разрабатывают энергоэффективные модели оборудования, которые позволяют существенно сократить операционные расходы и снизить воздействие на окружающую среду.

Станок сверлильно-фрезерно-расточной модели ИР320ПМФ4 (рисунок 1.2) для горизонтальных обрабатывающих центров с инструментальным магазином-барabanом револьверного типа, автоматической сменой инструмента и обрабатываемых деталей предназначен для обработки малогабаритных корпусных деталей сложной конфигурации. На станке производится сверление, зенкерование, развертывание, растачивание точных отверстий, связанных координатами, фрезерование по контуру с линейной и круговой интерполяцией, нарезание резьб метчиками и резцом.

Станок модели 2623ПМФ4, представленный на рисунке 1.3, а, предназначен для консольной обработки корпусных заготовок массой до 4000 кг, имеющих точные отверстия, связанные между собой точными расстояниями.

Станок модели 2204ВМФ4, представленный на рисунке 1.3, б, предназначен для выполнения операций фрезерованием: создания плоскостей, пазов и криволинейных форм при помощи разнообразных фрез. Кроме того, он позволяет

осуществлять растачивание, сверление, зенкерование, развертывание отверстий, а также нарезание резьб метчиками и резцами согласно заданной программе.



Рисунок 1.2 – Общий вид сверлильно-фрезерно-расточного станка модели ИР320ПМФ4



*а*



*б*

Рисунок 1.3 – Общий вид станков моделей:

*а* – 2623ПМФ4; *б* – 2204ВМФ4

Сверлильно-фрезерно-расточной многоцелевой станок модели 2254ВМФ4, представленный на рисунке 1.4, с крестовым столом, вертикальный, с числовым программным управлением и устройством автоматической смены инструмента предназначен для обработки плоских деталей средних размеров сложной формы. Также на нем можно производить те же операции, что и на станке модели 2204ВМФ4.

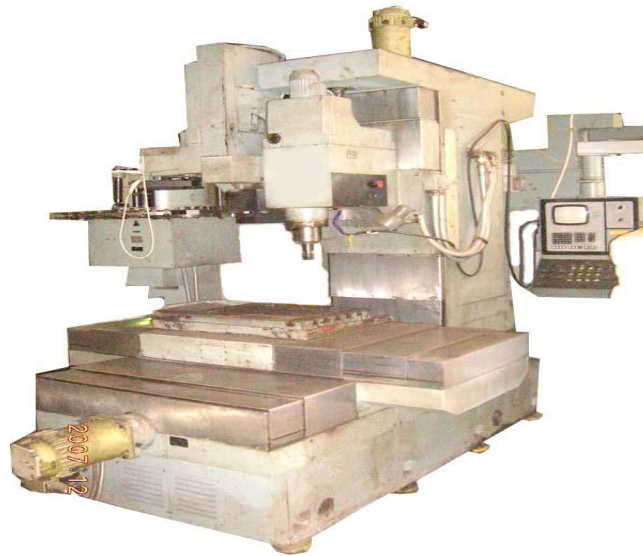


Рисунок 1.4 – Общий вид станка модели 2254BMФ4

На станках рассматриваемой группы реализуются технологические процессы сверления, зенкерования, растачивания, развертывания, нарезания резьбы метчиками, фрезерования различными типами фрез на широкой номенклатуре геометрических конфигураций заготовок. Поэтому на рабочих местах станочников наблюдается весьма значительное различие в уровнях шума.

Акустические характеристики станков важны для безопасности операторов и соблюдения нормативов по шумовым загрязнениям на производственных предприятиях. Современные исследования в области виброакустики также направлены на разработку методов мониторинга состояния станков в реальном времени. Использование сенсоров и специализированных программных решений позволяет не только контролировать уровень вибраций и шума, но и предсказывать потенциальные ситуации отказа оборудования, что способствует повышению его надежности и уменьшению длительности простоев. Это особенно актуально для высокотехнологичных производств, где простои могут приводить к значительным потерям [11, 12].

## **1.2 Анализ существующих моделей источников образования шума при фрезеровании, сверлении и расточке**

Современные исследования в области шума, возникающего при обработке металлов резанием, выявляют несколько ключевых источников, формирующих акустическую картину фрезерования, сверления и расточки. Анализ существующих моделей позволяет систематизировать эти источники и предложить пути для снижения нежелательных звуковых эффектов.

В настоящем исследовании проведен анализ обширного массива научных работ, посвященных вопросам безопасности труда при эксплуатации металлообрабатывающих станков. Наибольший интерес по данным вопросам представляют работы В. А. Кудинова, анализирующие динамические процессы в металлорежущих станках [13], а также труды В. А. Замшина [9–19], посвященные моделированию генерации шума в системе «инструмент – заготовка» применительно к заточным станкам. Значительный вклад в изучение шумообразования внесли: Б. Ч. Месхи [20–22] при фрезеровании и шлифовании, И. А. Балыков [23–26] – при фрезеровании, А. П. Кучеренко [27–29] – при обточке колесных пар, В. Е. Досов [30–32] – при работе колесофрезерных станков, М. Г. Гогоадзе [33, 34] – при работе расточных и осетокарных станков, О. А. Калашникова [35–37] – при обработке деталей большой длины, и А. Н. Чукарин [38–41] – при токарных и фрезерных операциях.

Отдельно стоит отметить работы А. Е. Литвинова [42–50], посвященные анализу шумовых характеристик отрезных круглопильных станков, и исследования Т. А. Финоченко, касающиеся разработки малошумной конструкции механизма поддержки прутка [51–54]. Современные исследования акцентируют внимание на том, что акустическое поле в станках нового поколения создается главным образом благодаря генерации звука при взаимодействии режущего инструмента и обрабатываемой детали. Уровни шума металлорежущих станков из различных литературных источников представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Уровни шума металлорежущих станков

| Станки металлорежущие            | Уровни звука, дБА |
|----------------------------------|-------------------|
| Токарно-винторезные              | 76–93             |
| Токарные полуавтоматы            | 90–95             |
| Токарно-револьверные             | 75–95             |
| Шлифовальные                     | 76–98             |
| Вертикально-фрезерные            | 76–90             |
| Продольно-фрезерные              | 80–95             |
| Карусельно-фрезерные             | 92–103            |
| Вертикально-сверлильные          | 89–97             |
| Радиально-сверлильные            | 83–97             |
| Обрезные и резьбонарезные машины | 91–97             |

Исследования А. Н. Чукарина [55–59] рассматривают шумовые характеристики подшипников, обусловленные конструктивными решениями и условиями использования, включая частоту вращения, волнообразность кольца и приложенную нагрузку. В определенных станках подбор подшипников осуществляется с учетом предельно допустимой виброскорости их внешнего кольца. Различные опубликованные работы содержат информацию об уровнях шума, создаваемого станочным оборудованием [60–63]. Изучение этих данных позволяет выявить основные источники шумообразования. Разработка эффективных методов снижения шума при работе металлорежущих станков базируется на исследованиях акустических характеристик непосредственно в точке генерации шума [64–66].

Одной из доминирующих моделей образования шума является модель, связывающая шум с вибрациями, возникающими в процессе резания. Вибрации системы «режущий инструмент – обрабатываемая заготовка», обусловленные нестабильностью процесса, прерывистым характером резания (как при фрезеровании) или люфтом в системе станка, приводят к излучению звуковых волн. Другая модель акцентирует внимание на аэродинамических источниках шума. Высокоскоростной поток стружки и взаимодействие режущей кромки с воздухом создают турбулентные потоки, генерирующие шум. В рамках этой

модели ключевым фактором является форма резца, способствующая плавному отводу стружки и снижению турбулентности. При сверлении и расточке важную роль играет геометрия канавок для отвода стружки, влияющая на акустические характеристики процесса. Третья модель фокусируется на структурных компонентах станка. Резонансные явления в элементах станка, возбуждаемые силами резания, могут усиливать шум на определенных частотах. Эта модель требует анализа динамических характеристик станка и применения мер по демпфированию вибраций.

В современных станках, предназначенных для обработки металлов, акустическое поле формируется излучением технологической системы «режущий инструмент – обрабатываемая заготовка». Для моделирования источников шумообразования чаще всего применяют следующие варианты: *точечный источник*, размеры которого малы по сравнению с длиной волны, излучение носит монополярный характер; применение *круглой пластины с фиксацией по центру* усложняет картину: появляются моды колебаний с разным числом узловых окружностей и диаметров, что приводит к существенной неравномерности излучения по спектру; *пластина с ограниченными габаритами* характеризуются тем, что ее излучающая способность зависит от соотношения между геометрическими размерами, длиной волны изгибных колебаний и акустической длиной волны в среде; при использовании *балки ограниченной длины* определяющим фактором становится не только площадь, но и длина. Уровень звуковой мощности ( $W_{\text{ист}}$ ) в зависимости от типа излучателя рассматривается с использованием зависимостей [38–40]:

– для точечного источника:

$$W_{\text{ист}} = 10^{-3} f_i SV; \quad (1.1)$$

– для круглой пластины, закрепленной в центре:

$$W_{\text{ист}} = 24 \cdot 10^{-3} (f_i SV)^2; \quad (1.2)$$

– для пластины конечных габаритов:

$$W_{\text{ист}} = 44 \cdot 10^{-3} SV^2 j; \quad (1.3)$$

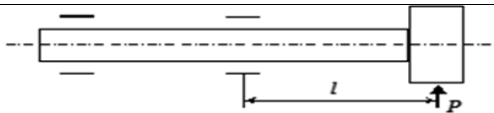
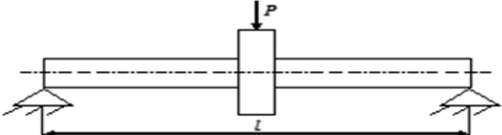
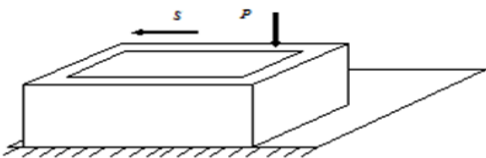
– для заготовки в виде балки ограниченной длины и оправок:

$$W_{\text{ист}} = 0,65V^2 f_i S l, \quad (1.4)$$

где  $f_i$  – собственные частоты колебаний источника, Гц;  $S$  – площадь поверхности излучения, м<sup>2</sup>;  $V$  – виброскорость звукового излучателя, м/с;  $l$  – протяженность заготовки (оправки), м;  $j$  – коэффициент полезного действия излучателя.

Представленные зависимости (1.1)–(1.4) отражают принципиально разные физические механизмы излучения, что обусловлено геометрией и условиями закрепления источника. Акустическая мощность ( $W_{\text{ист}}$ ), генерируемая источником, зависит от колебательной скорости излучателя звука ( $V$ ) и его собственной частоты колебаний ( $f_i$ ). Тип излучателя и используемые расчетные модели, детализированы в таблице 1.3. Несмотря на разницу в способах закрепления – будь то консольное крепление или опора на двух точках, – исследования, представленные в трудах [14, 22, 35, 38], показывают, что уравнение, описывающее уровни акустической мощности, остается неизменным.

Таблица 1.3 – Расчетные схемы для вычислений системы «режущий инструмент – обрабатываемая заготовка»

| Расчетная схема и обозначения                                                                                                                                                        | Применимость схемы                                                                               |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------|
|  <p><math>P</math> – сила резания, Н;<br/> <math>l</math> – длина соответствующего участка, м</p> | Концевые, торцовые, шпоночные фрезы, заготовки при всех видах отрезки                            |
|  <p><math>P</math> – сила резания, Н;<br/> <math>l</math> – длина соответствующего участка, м</p> | Фрезы дисковые, отрезные, одно- и двухугловые, полукруглые, червячные и цилиндрические модульные |
|                                                                                                   | Обработка корпусных деталей на вертикально- и горизонтально-фрезерных станках                    |

|                                          |  |
|------------------------------------------|--|
| $P$ – сила резания, Н; $S$ – подача, м/с |  |
|------------------------------------------|--|

На технологическую систему «режущий инструмент – обрабатываемая заготовка» воздействует целый ряд сил, среди которых выделяются силы инерции  $\vec{F}_и$ , демпфирования  $\vec{F}_д$ , упругости  $\vec{F}_упр$  и резания  $\vec{P}_р$ . Исходя из этого, с опорой на принцип Даламбера, уравнение, описывающее колебательные процессы данной системы, представляется в векторной форме и записывается в виде (1.5). Векторное представление дает возможность описать динамику системы, учитывая все действующие силы и их направления:

$$\vec{F}_и + \vec{F}_д + \vec{F}_упр + \vec{P}_р = 0. \quad (1.5)$$

Модель колебаний, представленная в векторном виде, служит основой для анализа устойчивости процесса резания и проектирования систем управления вибрациями. Решение уравнения колебаний позволяет определить амплитуды и частоты вынужденных и собственных колебаний системы «режущий инструмент – обрабатываемая заготовка». Силы, действующие на эту технологическую систему в соответствии с законами механики, представим следующим образом:

– сила инерции

$$\vec{F}_и = -m \left[ \frac{d^2 y(x,t)}{dt^2} \vec{j} + \frac{d^2 z(x,t)}{dt^2} \vec{k} \right]; \quad (1.6)$$

– сила демпфирования

$$\vec{F}_д = \varepsilon \left[ \frac{dy(x,t)}{dt} \vec{j} + \frac{dz(x,t)}{dt} \vec{k} \right]; \quad (1.7)$$

– сила упругости

$$\vec{F}_упр = c \left[ y(x,t) \vec{j} + z(x,y) \vec{k} \right], \quad (1.8)$$

где  $\vec{j}$  и  $\vec{k}$  – единичные орты осей  $Y$  и  $Z$ ;  $y$  и  $z$  – смещения заготовки и инструмента в направлении осей;  $m$  – масса заготовки (инструмента), кг;  $c$  – жесткость заготовки (инструмента), Н/м;  $\varepsilon$  – коэффициент демпфирования, определяемый зависимостью:

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

При точении металлов инструмент подвергается воздействию силы резания, которая, в свою очередь, зависит от режимов резания (скорости, подачи, глубины резания) и свойств обрабатываемого материала. Вибрации, возникающие в процессе резания, могут быть вызваны нестабильностью процесса, неоднородностью материала заготовки, люфтами в станке, внешними возмущениями и другими факторами. При выполнении расчетов целесообразно оперировать не силой резания, а величиной мощности, затрачиваемой на данный процесс ( $N_p$ ). Значения мощности приводятся в справочной литературе и зависят от режимов резания [67]. Для вывода уравнения, описывающего скорости колебаний, необходимо рассмотреть выражение (1.5), спроецировав действующие силы на координатные оси:

$$V = \frac{N_p}{mV_p} \omega z \frac{1}{\sqrt{\left(\omega_c^2 - (\omega z)^2\right)^2 + 0,4(\omega_c \omega z)^2}}, \quad (1.9)$$

где  $N_p$  – мощность, затрачиваемая на резание, Вт;  $m$  – масса фрезы, кг;  $V_p$  – скорость резания, м/с;  $\omega$  – круговая частота вращения инструмента,  $\text{с}^{-1}$ ;  $z$  – количество зубьев фрезы;  $\omega_c = 2\pi f_c$  – собственные частоты колебаний, характерные для обрабатываемой детали или режущего инструмента,  $\text{с}^{-1}$ .

В случае, когда станок применяется для обработки корпусных деталей, отличающихся достаточной жесткостью и выполненных в виде тонкостенного параллелепипеда, которые закрепляются непосредственно на рабочей платформе станка, такие заготовки обычно имеют большую площадь излучения по отношению к их параметрам изгиба и кручения. Подобная особенность свидетельствует о повышенной способности таких деталей генерировать шум. В связи с этим акустический расчет для данных условий допустимо выполнять, прибегая к энергетическому подходу. Расчеты основаны на предположении, что вибрационная энергия, подводимая к детали, соответствует энергии, затрачиваемой на процесс

резания. Исходя из этого баланс энергии можно представить в виде следующей совокупности уравнений:

$$\begin{aligned}
 \delta_1 S_1 q_1 + \alpha_{12} l_{12} q_1 + \alpha_{15} l_{15} q_1 + \alpha_{14} l_{14} q_1 &= \alpha_{21} l_{21} q_2 + \alpha_{41} l_{14} q_4 + \alpha_{51} l_{15} q_5; \\
 \delta_2 S_2 q_2 + \alpha_{212} l_{12} q_2 + \alpha_{23} l_{23} q_2 + \alpha_{25} l_{25} q_2 &= \alpha_{12} l_{12} q_1 + \alpha_{32} l_{23} q_3 + \alpha_{52} l_{25} q_5; \\
 \delta_3 S_3 q_3 + \alpha_{32} l_{23} q_3 + \alpha_{34} l_{34} q_3 + \alpha_{35} l_{35} q_3 &= \alpha_{23} l_{23} q_2 + \alpha_{43} l_{34} q_4 + \alpha_{53} l_{35} q_5 + N_p; \\
 \delta_4 S_4 q_4 + \alpha_{41} l_{14} q_4 + \alpha_{43} l_{34} q_4 + \alpha_{45} l_{45} q_4 &= \alpha_{14} l_{14} q_1 + \alpha_{34} l_{34} q_3 + \alpha_{54} l_{45} q_5; \\
 \delta_5 S_5 q_5 + \alpha_{51} l_{15} q_5 + \alpha_{52} l_{25} q_5 + \alpha_{53} l_{35} q_5 + \alpha_{54} l_{45} q_5 &= \alpha_{15} l_{15} q_1 + \alpha_{25} l_{25} q_2 + \alpha_{35} l_{35} q_3 + \alpha_{45} l_{45} q_4.
 \end{aligned} \tag{1.10}$$

При проведении вычислений с применением компьютерных технологий расчетная система (1.10) отображается в форме матрицы:

$$\begin{vmatrix} K_1 & -\alpha_{21} l_{12} & 0 & -\alpha_{41} l_{14} & -\alpha_{51} l_{15} & -\alpha_{61} l_{61} \\ -\alpha_{12} l_{12} & K_2 & -\alpha_{32} l_{23} & 0 & -\alpha_{52} l_{25} & -\alpha_{62} l_{62} \\ 0 & -\alpha_{23} l_{23} & K_3 & -\alpha_{43} l_{43} & -\alpha_{53} l_{35} & -\alpha_{63} l_{63} \\ -\alpha_{14} l_{14} & 0 & -\alpha_{34} l_{34} & K_4 & -\alpha_{54} l_{45} & 0 \\ -\alpha_{15} l_{15} & -\alpha_{25} l_{25} & -\alpha_{35} l_{35} & -\alpha_{45} l_{45} & K_5 & -\alpha_{65} l_{65} \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \\ q_5 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ N \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}, \tag{1.11}$$

$$K_1 = 0,03\eta \sqrt{\frac{f_{1i}}{h_1}} + \alpha_{12} l_{12} + \alpha_{14} l_{14} + \alpha_{15} l_{15};$$

$$K_2 = 0,03\eta \sqrt{\frac{f_{2i}}{h_2}} + \alpha_{21} l_{12} + \alpha_{14} l_{14} + \alpha_{15} l_{15};$$

$$K_3 = 0,03\eta \sqrt{\frac{f_{3i}}{h_3}} + \alpha_{32} l_{12} + \alpha_{14} l_{14} + \alpha_{15} l_{15};$$

$$K_4 = 0,03\eta \sqrt{\frac{f_{4i}}{h_4}} + \alpha_{12} l_{12} + \alpha_{14} l_{14} + \alpha_{15} l_{15};$$

$$K_5 = 0,03\eta \sqrt{\frac{f_{5i}}{h_5}} + \alpha_{12} l_{12} + \alpha_{14} l_{14} + \alpha_{15} l_{15}.$$

После того как были исследованы потоки энергии и характер вибраций, частоту колебания корпусных стенок можно вычислить с помощью выражения:

$$V_i = 0,07 q_i^{0,5} m_0^{0,5} (f_i h_i)^{-0,25}, \tag{1.12}$$

где  $m_0$  – масса стенки корпуса, кг.

Для оценки акустической мощности источника шума, характерного для данной детали, используется следующая зависимость (Вт):

$$W_{\text{ист}} = 6 \cdot 10^{-6} \frac{q_i S_i j}{h_i^2} \left( \frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right)^{-0,5}. \quad (1.13)$$

Как известно, интенсивность шума находится в прямой зависимости от энергетических потоков и определяется размерами обрабатываемых заготовок, интенсивностью процесса резания и коэффициентом потерь колебательной энергии. Мощность резания устанавливается технологическим регламентом обработки изделий, поэтому ее снижение нецелесообразно, а уровень шума, формирующегося в источнике, возможно снизить путем повышения коэффициента потерь энергии колебаний.

В исследованиях Б. Ч. Месхи [20, 21] подробно освещены вопросы формирования шума при работе станка в реальных производственных условиях, когда он расположен в непосредственной близости от другого оборудования, при этом последнее рассматривается как элементарный источник звука, – а также предложены мероприятия по защите от шума. Система технологической защиты от шума рассмотрена в двух вариантах: в виде акустического экрана и в виде звукоизолирующего ограждения вокруг зоны обработки. Схема прохождения звука через звукоизоляционное ограждение представлена на рисунке 1.5.

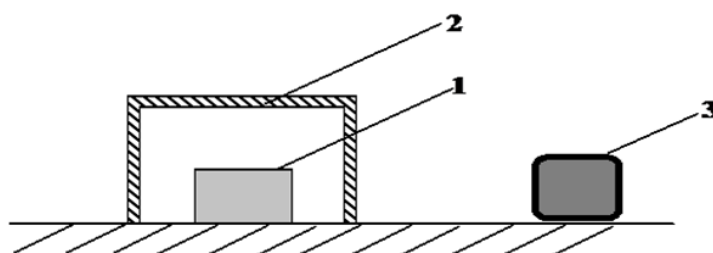


Рисунок 1.5 – Расчетная схема прохождения звука через звукоизоляцию:

1 – источник шума; 2 – звукоизолирующее ограждение; 3 – расчетная точка

Акустические характеристики корпусов и базовых элементов станочного оборудования предполагают необходимость их конструирования в малозумном

исполнении. Корпус можно рассматривать как тонкостенную коробчатую конструкцию, состоящую из пластин, усиленных ребрами жесткости, вибрации которых являются причиной шума [63–71]. Уменьшение шумового фона обеспечивается за счет повышения жесткости и усиления демпфирующих свойств конструкции. Так, наращивание толщины стенок в 7–8 раз способно уменьшить вибрационную активность корпуса на 10–20 дБ. Высокая жесткость конструкции, обеспечиваемая системой внутренних перегородок и ребер жесткости, также благоприятно сказывается на снижении уровня шума. Чтобы минимизировать вибрации корпусов, защитных кожухов и ограждающих элементов, требуется применение вибропоглощающих материалов; при этом следует учитывать, что жесткие виды покрытий показывают наилучшую эффективность в низкочастотном диапазоне, для средних частот рационально использовать армированные составы, тогда как на высоких частотах предпочтительны мягкие материалы.

Для сварных конструкций снижение акустической активности достигается путем применения сыпучих вибропоглощающих наполнителей, таких как песок либо чугунная дробь [72–75]. Наполнение внутренних полостей корпусных конструкций формовочной смесью на базе железобетона или полимербетона, чьи демпфирующие свойства в 5–6 раз превышают аналогичные свойства чугуна, также способствует усилению затухания колебаний [75].

Действенным приемом защиты от акустического воздействия работающего оборудования выступает виброизоляция таких механизмов, как электрические двигатели, гидравлические станции, системы смазки, редукторные узлы и коробки передач. Так, установка электродвигателя на резиновые шайбы толщиной 8–10 мм снижает уровень шума на 6–20 дБ, а установка под автоматическую коробку скоростей текстолитовой прокладки толщиной 8 мм снижает уровень шума на 2–7 дБ [76–79].

При эксплуатации гидросистем станков доминирующим источником шума являются гидронасосы, причем виброизоляция самого насосного агрегата понижает уровень шума на 2–3 дБА [79, 80]. Наибольшей шумностью отличаются аксиально-поршневые насосы, уровни шума которых достигают 80–85 дБА.

Шестеренчатые и пластинчатые насосы в процессе работы демонстрируют средние уровни шума – 65–75 дБА. К тихим насосам относятся винтовые, чей уровень шума не превышает 60 дБА. На уровень шума гидросистемы станка оказывают влияние длина, диаметр и конфигурация трубопроводов, при этом различие в шумовых характеристиках вследствие резонансных эффектов может достигать 10 дБА. Так, если вместо стального трубопровода применить шланги высокого давления, шум снижается на 10–25 дБ на средних частотах за счет уменьшения собственных частот виброскорости корпуса насоса. Уровень шума в гидросистемах станка определяется таким технологическим фактором, как количество нерастворенного воздуха, которое способно достигать 6 % и повышает уровень шума на 10 дБА.

Изучение динамических процессов резания позволило идентифицировать шум, возникающий в системе «инструмент – заготовка» [81–85]. В зоне стружкообразования этой системы нелинейные обратные связи порождают автоколебательные процессы, оказывающие как прямое, так и обратное влияние на упругую систему заготовки и станка. К аналогичным последствиям может привести совпадение частот автоколебаний с одной из форм собственных колебаний элементов станочной системы, вызывая резонансные явления [85–90].

Анализ выполненных ранее исследований показывает наличие сформированных представлений об основных источниках генерации шума металлообрабатывающих станков и меры по уменьшению шума отдельных источников. Тем не менее стоит подчеркнуть, что зоны, где эксплуатируются многоцелевые станки, на сегодняшний день характеризуются неблагоприятными условиями с точки зрения шумового дискомфорта, а фактические уровни шума при их работе заметно превосходят допустимые нормативные значения [91].

### **1.3 Факторы производственного риска при эксплуатации многоцелевых станков**

Выполнение технологических процессов на многоцелевых станках, как и любая производственная деятельность, сопряжено с определенными рисками [92–

95]. Эти риски могут быть связаны с широким спектром факторов, включая конструктивные особенности оборудования, характеристики обрабатываемых материалов, квалификацию персонала и организацию рабочего пространства. Организация рабочего пространства должна быть направлена на сведение к минимуму вероятности возникновения опасных ситуаций при использовании данного оборудования. Для обеспечения безопасных условий труда необходимо тщательно анализировать и оценивать факторы производственного риска, чтобы своевременно принимать меры по их минимизации или устранению.

К основным группам факторов производственного риска при работе на многоцелевых станках относятся:

- *механические опасности*: включают риски, связанные с возможностью травмирования движущимися частями станка, отлетающей стружкой или осколками инструмента и деталей. Неправильное ограждение, несоблюдение инструкций по эксплуатации или случайное касание движущихся элементов могут привести к травмам, защемлениям и порезам;

- *электрические опасности*: связаны с повреждением изоляции, неисправностью электрооборудования или несоблюдением правил электробезопасности, что может привести к поражению электрическим током;

- *опасности, связанные с обрабатываемыми материалами*, такими как чугун, алюминий, титан и различные сплавы, которые при обработке могут выделять вредные пары, газы и пыль, а также с использованием смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ). Длительное воздействие этих веществ может привести к респираторным, кожным и другим профзаболеваниям;

- *опасности, связанные с эргономикой рабочего места*. Длительное пребывание в неудобной позе, выполнение монотонных движений и воздействие вибрации могут привести к развитию заболеваний опорно-двигательного аппарата. Неправильная организация рабочего места, недостаточная освещенность и повышенный уровень шума также могут негативно влиять на здоровье и производительность труда;

– *организационные опасности*. Недостаточная обученность персонала, отсутствие инструкций по эксплуатации оборудования, неправильная организация рабочего процесса и несоблюдение правил техники безопасности могут значительно повысить риск возникновения несчастных случаев. Отсутствие средств индивидуальной защиты также относится к организационным опасностям.

Организация рабочего места должна минимизировать опасные ситуации, возникающие при эксплуатации многоцелевых станков. Производственные факторы взаимосвязаны между собой, наличие вредных факторов способствует возникновению опасных ситуаций. Невозможность устранения производственных факторов может быть обусловлена отсутствием технологических решений, позволяющих соблюдать нормативы. Поэтому необходимо искать другие технические, организационные и административные решения. Оценка риска включает анализ эффективности мер управления, направленных на снижение вероятности возникновения риска [96–98].

Одним из факторов, оказывающих негативное воздействие на работающих, является акустический дискомфорт. Его длительное воздействие может привести к развитию профессионального заболевания – нейросенсорной тугоухости. Хотя за последние двадцать лет частота случаев профессиональной тугоухости снизилась с 51 до 38 %, однако в целом заболеваемость в результате воздействия шума может быть выше, так как профессиональная патология зачастую диагностируется на поздних этапах.

Работа операторов на многоцелевых станках протекает в среде, где присутствуют различные производственные факторы, и отличается значительной степенью тяжести и интенсивности трудовой деятельности. В ходе выполнения своих обязанностей они обязаны разбираться в конструкционных особенностях оборудования, соблюдать регламент эксплуатации станков и оснастки, ориентироваться в системах допусков и посадок, а также подбирать оптимальные параметры обработки материалов.

Процесс выявления опасностей направлен на обнаружение потенциальных угроз, которые могут возникать в ходе технологических операций, при

взаимодействии с химическими веществами, а также из-за применяемого оборудования и инструментов. Данная процедура подразумевает систематический сбор и анализ сведений, касающихся типовых рабочих процессов, а также нестандартных ситуаций, таких как уборка рабочего места или аварийная остановка агрегатов. Дополнительно учитываются действия сотрудников при возникновении чрезвычайных происшествий. Специалисты определяют и прорабатывают наиболее неблагоприятные варианты развития событий, оценивая их потенциальные последствия для здоровья и безопасности. Уровень физического и психологического напряжения устанавливается с помощью замеров времени выполнения операций, при этом анализируется воздействие на костно-мышечную систему, нервные окончания, органы восприятия и общее эмоциональное состояние человека.

В процессе работы станочник подвергается воздействию целого ряда опасностей, среди которых можно выделить образование металлической стружки, наличие острых кромок на обрабатываемых деталях, высокий нагрев заготовок, подвижные элементы станков. Существует вероятность травмирования из-за вылета небрежно зафиксированных деталей или режущего инструмента. Не стоит исключать и воздействие токсичных соединений, повышенную запыленность воздуха, неблагоприятный микроклимат в цехе, а также постоянный шум и вибрацию от работающего оборудования. Перечень опасностей, представляющих угрозу жизни и здоровью работников, обслуживающих многоцелевые станки, приведен в Приложении Б.

Трудовой процесс оператора многоцелевого станка включает множество разнообразных обязанностей: от четкого следования регламентам и настройки параметров обрабатываемых деталей до контроля сигналов и своевременной коррекции своих действий. Кроме того, специалист обязан проверять полученные задания и сохранять сосредоточенность в течение почти половины рабочего времени, одновременно наблюдая за работой подвижных узлов оборудования. Если суммировать уровень психоэмоциональной нагрузки, то такие условия можно охарактеризовать как допустимые.

Физическая тяжесть работы оператора многоцелевого станка определяется воздействием на мышцы, позвоночник и основные системы организма. При проведении оценки учитываются несколько показателей: общая нагрузка на мышцы, усилия, прикладываемые при перемещении грузов массой до 10 кг, а также статическое напряжение при удержании предметов. Важную роль играют повторяющиеся движения, наклоны туловища, передвижения по цеху и вынужденная поза, при которой работник находится на ногах до 60 % смены. Энергетические затраты организма в этом случае составляют от 201 до 250 ккал/ч. Подобную нагрузку принято относить к работам средней тяжести, что также позволяет классифицировать ее как допустимую.

На работника в процессе трудовой деятельности воздействует целый ряд производственных факторов, среди которых можно выделить параметры микроклимата, шум и вибрацию, электромагнитные поля, интенсивность освещения, а также химические вещества и пыль, способную вызывать фиброгенное действие на легкие. Помимо обеспечения комфортных и безопасных условий, важно поддерживать порядок на рабочем месте: оно должно быть чистым, хорошо освещенным. Организованное пространство напрямую влияет на производительность: сотрудники реже отвлекаются, испытывают меньше стресса и усталости.

Результаты оценки условий труда операторов многоцелевых станков отражены в таблице 1.4. Согласно проведенным исследованиям большинство производственных факторов находятся в допустимых пределах норм. Исключением является уровень шума: при работе многоцелевого станка он превышает установленные санитарные требования на 6–18 дБА. Усугубляет ситуацию то, что в цехе одновременно эксплуатируется большое количество автоматизированных станков – это усиливает общий шумовой фон и заметно ухудшает рабочую обстановку. Постоянное нахождение в условиях повышенного шума негативно сказывается на здоровье: снижается концентрация внимания, появляется раздражительность, а при длительном воздействии возможны более

серьезные последствия, включая ухудшение слуха, рост артериального давления и повышенный риск развития сердечно-сосудистых заболеваний.

Таблица 1.4 – Оценка условий труда станочников многоцелевых станков

| Наименование<br>производственного фактора  | Допустимый<br>уровень | Фактический<br>уровень | Величина<br>отклонения | Класс<br>условий<br>труда |
|--------------------------------------------|-----------------------|------------------------|------------------------|---------------------------|
| Температура воздуха, °С                    | 15–22                 | 23                     | –                      | 2                         |
| Скорость движения воздуха,<br>м/с          | 0–0,2                 | 0,18                   | –                      | 2                         |
| Влажность воздуха, %                       | 15–75                 | 58                     | –                      | 2                         |
| Освещенность, лк                           | 300/750               | 312/780                | –                      | 2                         |
| Пыль металлическая, мг/м <sup>3</sup>      | 2                     | нпч                    | –                      | 2                         |
| Эквивалентный уровень<br>звука, дБА        | 80                    | 89–98                  | 18                     | 3.2                       |
| Эквивалентный уровень<br>виброскорости, дБ | 107                   | 77–97                  | –                      | 2                         |
| Напряженность труда                        | –                     | –                      | –                      | 2                         |
| Тяжесть труда                              | –                     | –                      | –                      | 2                         |
| <b>Общая оценка условий труда</b>          |                       |                        |                        | <b>3.2</b>                |

Мероприятия по идентификации, изучению и оценке риска станочников многоцелевых станков позволяют отнести их труд к второй степени третьего класса (3.2). Специфика работы на многоцелевых станках подразумевает неукоснительное соблюдение безопасности труда. Поэтому в плане по улучшению условий труда необходимо предусмотреть регулярное проведение инструктажей и тренингов для персонала. Эти мероприятия должны охватывать не только теоретические знания о безопасных методах работы, но и практические навыки использования средств индивидуальной защиты, а также оказания первой помощи в случае производственных травм. Целью таких мероприятий является формирование у работников осознанного подхода к вопросам безопасности.

Меры по снижению риска станочников многоцелевых станков необходимо представить в плане мероприятий по улучшению безопасности и оздоровлению

условий труда. Кроме того, важным аспектом является создание комфортных условий труда, способствующих снижению утомляемости и повышению концентрации внимания. Это включает в себя обеспечение оптимального освещения рабочих мест, поддержание надлежащего температурного режима и уровня влажности в производственных помещениях, а также снижение уровня шума и вибрации. Регулярный контроль за этими параметрами и своевременное устранение выявленных нарушений должны стать неотъемлемой частью системы охраны труда. Отдельным пунктом плана должно быть предусмотрено внедрение современных технологий и автоматизация производственных процессов, направленных на снижение физической нагрузки на работников и минимизацию рисков, связанных с монотонными операциями. Это может включать в себя применение манипуляторов, автоматизированных систем подачи материалов и других технических решений, позволяющих облегчить труд операторов многоцелевых станков.

#### **1.4 Выводы по главе**

На основе анализа научных работ, рассматривающих вопросы безопасности труда и воздействия шума от сверлильных, фрезерных и расточных станков, можно сформулировать следующие выводы:

1 В настоящее время проведен комплекс теоретических изысканий и экспериментальных испытаний, а также сформулированы прикладные рекомендации, касающиеся металлорежущего оборудования. Формирование акустического поля таких станков напрямую связано с испусканием звуковой энергии системой «режущий инструмент – заготовка».

2 В ходе идентификации, детального исследования и системного анализа факторов производственного риска при работе на многоцелевых станках было установлено, что единственным параметром, который выходит за рамки принятых гигиенических нормативов, оказывается уровень шумового воздействия.

3 В сравнении с классическими токарно-револьверными или токарно-винторезными агрегатами процесс обработки на многоцелевых станках отличается принципиально. Ключевая особенность здесь – это одновременное усиленное воздействие на материал сразу нескольких режущих элементов. Ввиду этого существующие наработки в области исследования колебательных процессов и генерации акустического излучения при работе подобного оборудования требуют серьезной корректировки и дополнительной проработки.

## 2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ШУМООБРАЗОВАНИЯ И ВОЗБУЖДЕНИЯ ВИБРАЦИЙ МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ

На группе многоцелевых станков выполняются операции фрезерования, сверления, растачивания, зенкерования, развертывания, нарезания резьбы метчиками. В зависимости от модели станка максимальные диаметры режущего инструмента, используемого при их эксплуатации, изменяются в диапазоне от 100 до 200 мм. Поэтому в качестве инструмента используются сверла, метчики, концевые фрезы, дисковые, одно- и двухголовые, полукруглые, торцовые, и расточные борштанги. Максимальные значения частот вращения шпинделей измеряются от 1600 до 2500 об/мин. Рассматриваемые в работе станки оснащены как ступенчатым приводом главного движения с количеством скоростей 18–19, так и бесступенчатым. Следует отметить, что технологические процессы нарезания резьбы, зенкерования, развертывания реализуются при низких значениях частот вращения шпинделя и не создают на рабочих местах станочников уровней шума, превышающих санитарные нормы. Повышенные уровни шума создаются операциями сверления и в особенности при фрезеровании и растачивании.

### 2.1 Анализ компоновок и определение модели источника шума многоцелевых станков

Геометрические параметры и конфигурации источников излучения звуковой энергии обосновали выбор моделей источников звукового излучения следующими типами излучателей [15, 22, 25, 28, 38, 40, 41]:

– *точечный источник* для типов фрез сверлильно-фрезерно-расточных станков, которые соответствуют соотношению  $d < \frac{344}{f_k}$ , где  $d$  – диаметр фрезы, м;  $f_k$  – собственные частоты колебаний;

– *круглая пластина, закрепленная в центре*, для фрез, отвечающих соотношению  $d \geq \frac{344}{f_k}$ ;

– *линейный источник* – для сверл, расточных борштанг и обрабатываемых деталей, у которых длина существенно больше размеров поперечного сечения;

– *пластина* – для определенного класса сплошных заготовок и элементов шпиндельных бабок станков со ступенчатым приводом главного движения, а также элементов корпусных деталей.

Аналитические зависимости звуковой мощности ( $N$ ) и уровней звуковой мощности ( $L_N$ ) приведены к следующему виду:

– *точечный источник*:

$$N = \frac{2\pi R^2 \rho_o C_o (2\pi f_k R)^2 V_k^2}{C_o^2} = 0,87 R^4 (V_k f_k)^2,$$

$$L_N = 10 \lg \frac{0,87 R^2 (V_k f_k)^2}{l_o^{-12}} ;$$

– *круглая пластина*:

$$N = \frac{\pi R^2 \rho_o C_o (2\pi f_k R)^2 V_k^2}{2 C_o^2} = 0,2 R^4 (V_k f_k)^2,$$

$$L_N = 10 \lg \frac{0,2 R^2 (V_k f_k)^2}{l_o^{-12}} ;$$

– *линейный источник*:

$$N = \frac{\pi^2 R^2 l \rho_o C_o 2\pi f_k V_k^2}{2 C_o} = 37,5 l f_k (a V_k)^2,$$

$$L_N = 10 \lg \frac{37,5 l f_k (a V_k)^2}{l_o^{-12}} ;$$

– *прямоугольная пластина ограниченной длины*:

$$N = \rho_o C_o S V_{mn}^2 = 416 S V_{mn}^2,$$

$$L_N = 10 \lg \frac{416 \cdot S V_{mn}^2}{l_o^{-12}},$$

где  $R$  – радиус фрезы, м;

$a$  – поперечный размер источника, м (для борштанг и сверл  $a = R$ );

$\rho_0$  и  $C_0$  – плотность (кг/м<sup>3</sup>) и скорость звука (м/с) в воздухе;

$V_k$  и  $V_{mn}$  – скорости колебаний источника на собственных модах колебаний, м/с;

$l$  – длина источника, м;

$S$  – площадь пластины, м<sup>2</sup>;

$f_k$  – собственные частоты колебаний источника, Гц.

В зависимости от того, каким именно образом осуществляется закрепление, значения собственных частот колебаний могут быть найдены с помощью приведенных ниже формул:

– для круглой пластины

$$f_k = 3 \cdot 10^3 \frac{kh}{D};$$

– для консольного стального инструмента

$$f_k = 5 \cdot 10^2 \left( \frac{2k - l}{l} \right)^2;$$

– для условий, когда заготовка на столе станка,

$$f_k = 0,16 \sqrt{\left( \frac{\pi R}{l} \right)^4 \frac{E y}{F \rho} + \frac{j_{\text{пр}}}{F \rho}};$$

– для прямоугольной пластины

$$f_{mn} = 0,08h \sqrt{\frac{E}{3\rho(1 - \mu^2)} \left( \frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right)};$$

– для кольца

$$\frac{D^4 - d^4}{d_f^4} \operatorname{tg} 2,3 \cdot 10^{-3} f_k f l_1 = \operatorname{ctg} 2,3 \cdot 10^{-3} f_k f l_2,$$

где  $k$ ,  $m$  и  $n$  – коэффициенты, определяющие собственные частоты колебаний;

$E$  – модуль упругости, Па;

$\rho$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$  – коэффициент Пуассона;

$y$  – момент инерции, площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>;

$j_{\text{пр}}$  – приведенная жесткость технологической системы, Н/м;

$f_k$  – собственные частоты колебаний источника, Гц;

$D$  и  $h$  – диаметр и толщина пластины, м.

Как правило, источники шума представляют собой совокупность различных элементов, совершающих колебательные движения под воздействием внутренних или внешних сил. Эти колебания, передаваясь в окружающую среду через конструкцию, преобразуются в акустические волны, воспринимаемые нами как шум. Взаимосвязь между скоростями вибраций различных элементов определяется как механическими характеристиками самой конструкции, так и характером возбуждающих сил. Механические параметры системы – такие как жесткость, масса и коэффициент демпфирования – напрямую влияют на то, на каких частотах возникают резонансы у отдельных элементов, а также на то, насколько эффективно эти элементы обмениваются вибрационной энергией.

Фактически теоретический расчет шумовых характеристик заключается в определении скоростей колебания источников на их резонансных частотах и логарифмического суммирования в пределах нужной октавной полосы. Для этого применяется следующее выражение [99–106]:

$$L_N = 10 \lg \sum_l^{k^k} 10^{0,12i}, \quad (2.1)$$

где  $L_N$  – уровни звуковой мощности источника, дБ;

$k^k$  – количество собственных частот, попадающих в полосу пропускания соответствующей октавы.

Динамика оболочки описывается набором из четырех дифференциальных уравнений [59]:

$$\begin{cases} E \cdot F \cdot S'' = 0, \\ E \cdot J_Y \cdot \varepsilon^{IV} = q_Y, \\ E \cdot J_X \cdot \eta^{IV} = q_X, \\ E \cdot J_\omega \cdot \theta^{IV} - G \cdot J_d \cdot \theta'' = m, \end{cases} \quad (2.2)$$

где  $J_\omega$  – секторный момент инерции;

$E$  – модуль упругости, Па;

$J_d$  – момент инерции при чистом кручении;

$m$  – интенсивность внешнего крутящего воздействия, обусловленного поперечными нагрузками  $q_x$  и  $q_y$  относительно оси изгиба;

$\theta$  – угол поворота сечения заготовки при закручивании;

$G$  – модуль сдвиговой упругости.

Первое из уравнений системы (2.2) отвечает за осевые смещения  $\zeta(z)$ , вызванные продольной растягивающей либо сжимающей силой. Второе и третье уравнения относятся к поперечному изгибу оболочки и определяют перемещение  $\zeta(z)$  и  $(z)$ . Четвертое уравнение относится к кручению оболочки при действии поперечной нагрузки. Поскольку в данной работе рассматриваются процессы шумообразования, то уравнение продольного колебания из системы исключается. В этом случае уравнения движения оболочки примут вид:

$$\begin{aligned} EJ_x(z) \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial z^4} - \rho J_x(z) \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial z^2 \partial t^2} + \rho F(z) \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial t^2} + \alpha_y \rho F(z) \frac{\partial^4 \theta}{\partial t^2} &= P_x(z, t), \\ EJ_y(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} - \rho J_y(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^2 \partial t^2} + \rho F(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial t^2} - \alpha_y \rho F(z) \frac{\partial^4 \theta}{\partial t^2} &= P_y(z, t), \quad (2.3) \\ \alpha_y \rho F(z) \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial t^2} - \alpha_x \rho F(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial t^2} + EJ_\omega(z) \frac{\partial^4 \theta}{\partial z^4} - GJ_d \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} - \rho J_\omega(z) \frac{\partial^4 \theta}{\partial z^2 \partial t^2} + \\ + r^2 \rho F(z) \frac{\partial^4 \theta}{\partial t^2} &= P_y(z, t)l_x - P_x(z, t)l_y, \end{aligned}$$

где  $\alpha_x$  и  $\alpha_y$  – координаты главного секторального полюса;

$l_x$  и  $l_y$  – расстояния от точки приложения нагрузок до центра изгиба, м;

$r$  – радиус инерции, м;

$\rho$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>.

Если заготовка имеет две оси симметрии, то система (2.3) распадается на две независимые группы:

$$\begin{aligned} EJ_x(z) \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial z^4} - \rho J_x(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^2 \partial t^2} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} &= P_y(z, t), \\ EJ_y(z) \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial z^4} - \rho J_y(z) \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial z^2 \partial t^2} + \rho F(z) \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial t^2} + \alpha_y \rho F(z) \frac{\partial^4 \theta}{\partial t^2} &= P_x(z, t), \end{aligned}$$

$$\alpha_y \rho F(z) \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial t^2} + EJ_y \frac{\partial^4 \theta}{\partial z^4} - GJ_d \frac{\partial^4 \theta}{\partial z^2} - \rho J_d(z) \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2 \partial t^2} - r^2 \rho F(z) \frac{\partial^4 \theta}{\partial t^2} =$$

$$= P_y(z, t) l_x - P_x(z, t) l_y.$$

Первое из уравнений содержит лишь частные производные функции  $\eta(z, t)$  и представляет собой уравнение изгибных вынужденных колебаний. Второе и третье выражения образуют совместную систему дифференциальных уравнений и определяют совместно с граничными условиями пространственные изгибно-крутильные колебания. Соотношения жесткостей заготовок и отпор таковы, что последние рассматриваются как шарнирные. При таком допущении граничные условия имеют вид:

$$- \text{при } z = 1 \quad \varepsilon = \eta = \theta = 0$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial z^2} = \frac{\partial^2 \eta}{\partial z^2} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} = 0,$$

$$- \text{при } z = l \quad \varepsilon = \eta = \theta = 0$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial z^2} = \frac{\partial^2 \eta}{\partial z^2} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} = 0. \quad (2.4)$$

При этих условиях решение системы (2.3) представим следующим образом:

$$\begin{aligned} \varepsilon(z, t) &= \sum_{k=1}^{\infty} \varepsilon(t) \sin \lambda_k z, \\ \eta(z, t) &= \sum_{k=1}^{\infty} \eta(t) \sin \lambda_k z, \\ \theta(z, t) &= \sum_{k=1}^{\infty} \theta(t) \sin \lambda_k z, \end{aligned} \quad (2.5)$$

$$\text{где } \lambda_k = \frac{\pi k}{l} \quad (k = 1, 2, 3).$$

Подставим выражение (2.5) в уравнение (2.3) и получим:

$$\begin{aligned} EJ_x(z) \frac{\partial^4 \sum_{k=1}^{\infty} \eta(t) \sin \lambda_k z}{\partial z^4} - \rho J_x(z) \frac{\partial^4 \sum_{k=1}^{\infty} \eta(t) \sin \lambda_k z}{\partial z^4 \partial t^2} + \\ + \rho F(z) \frac{\partial^4 \sum_{k=1}^{\infty} \eta(t) \sin \lambda_k z}{\partial t^2} = P_Y(z, t), \\ EJ_y(z) \frac{\partial^4 \sum_{k=1}^{\infty} \varepsilon(t) \sin \lambda_k z}{\partial z^4} - \rho J_y(z) \frac{\partial^4 \sum_{k=1}^{\infty} \varepsilon(t) \sin \lambda_k z}{\partial z^4 \partial t^2} + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \rho F(z) \frac{\partial^4 \sum_{k=1}^{\infty} \varepsilon(t) \sin \lambda_k z}{\partial t^2} + \alpha_y \rho F(z) \frac{\partial^4 \sum_{k=1}^{\infty} \theta(t) \sin \lambda_k z}{\partial t^2} = P_x(z, t), \\
& \alpha_y \rho F(z) \frac{\partial^2 \sum_{k=1}^{\infty} \varepsilon(t) \sin \lambda_k z}{\partial t^2} + EJ_w(z) \frac{\partial^4 \sum_{k=1}^{\infty} \theta(t) \sin \lambda_k z}{\partial z^4} - \\
& - GJ_d(z) \frac{\partial^2 \sum_{k=1}^{\infty} \theta(t) \sin \lambda_k z}{\partial z^2} - \rho J_w(z) \frac{\partial^4 \sum_{k=1}^{\infty} \theta(t) \sin \lambda_k z}{\partial z^4 \partial t^2} + \\
& + r^2 \rho F(z) \frac{\partial^2 \sum_{k=1}^{\infty} \theta(t) \sin \lambda_k z}{\partial t^2} = P_Y(z, t) l_x - P_x(z, t) l_y. \quad (2.6)
\end{aligned}$$

Общее решение однородных уравнений (2.6) получим в виде простых гармонических колебаний:

$$\begin{aligned}
\eta(t) &= A^* \sin k_k t, \\
\varepsilon(t) &= B^* \sin k_k t, \\
\theta(t) &= C^* \sin k_k t. \quad (2.7)
\end{aligned}$$

Подставляя в систему уравнений (2.3) выражения (2.7) и сокращая на  $\sin k_k t$ , получим:

$$\begin{aligned}
& |EJ_X(z) \lambda_k^4 - \rho(J_X(z) \lambda_k^2 + F(z)) k_k^2| \cdot A^* = 0, \\
& |EJ_Y(z) \lambda_k^4 - \rho(J_Y(z) \lambda_k^2 + F(z)) k_k^2| \cdot B^* - a_Y \rho F(z) k_k^2 C^* = 0, \quad (2.8) \\
& -a_Y \rho F(z) k_k^2 B^* + |EJ_\omega(z) \lambda_k^4 + GJ_\omega(z) \lambda_k^2 - \rho(J_\omega(z) \lambda_k^2 + r^2 F(z)) k_k^2| \cdot C^* = 0.
\end{aligned}$$

Частоты собственных колебаний детали получим, приравнявая к нулю определитель, составленный из коэффициентов  $A, B, C$ :

$$\begin{aligned}
& EJ_X(z) \lambda_k^4 - \rho(J_X(z) \lambda_k^2 + F(z)) k_k^2 = 0, \\
& \begin{vmatrix} EJ_Y(z) \lambda_k^4 - \rho(J_Y(z) \lambda_k^2 + F(z)) k_k^2 & -a_Y \rho F(z) k_k^2 \\ -a_Y \rho F(z) k_k^2 & EJ_\omega(z) \lambda_k^4 + GJ_\omega(z) \lambda_k^2 - \rho(J_\omega(z) \lambda_k^2 + r^2 F(z)) k_k^2 \end{vmatrix}. \quad (2.9)
\end{aligned}$$

Каждому значению  $\lambda_k = \pi k/l$ , характеризующему форму колебаний, соответствуют три значения собственных частот  $k_{k1}, k_{k2}, k_{k3}$ . Такое разделение частот – не формальность, а прямое следствие структуры уравнений движения, которые для стержня с несимметричным поперечным сечением не распадаются на независимые подсистемы. Первая частота связана с чисто изгибными колебаниями,

вторая и третья – с комбинированными колебаниями, сочетающими в себе как изгибные, так и крутильные составляющие.

Расчетные методы, основанные на конечно-элементном анализе и модальном анализе, позволяют моделировать динамическое поведение конструкции и определять скорости вибраций в различных точках при заданных возбуждающих силах. Полученные данные о взаимосвязи между скоростями вибраций шумоизлучающих элементов выявляют наиболее эффективные способы снижения шума. Понимание взаимосвязи между скоростями вибраций помогает разработать эффективные стратегии управления шумом и оптимизировать конструкцию технических систем с целью снижения негативного воздействия шума на окружающую среду и здоровье человека.

## 2.2 Вывод зависимостей скоростей колебаний источников шума

Вывод зависимостей скоростей колебаний источников шума представляет собой комплексную задачу, требующую учета множества факторов, включая геометрию конструкции, характеристики материалов и спектральные особенности возбуждающих сил. В общем случае скорость колебаний поверхности твердого тела, излучающей шум, пропорциональна амплитуде этих колебаний и частоте. Однако эта пропорциональность усложняется в реальных условиях из-за резонансных явлений, взаимодействия с окружающей средой и нелинейных эффектов. Математически задача сводится к решению уравнения движения, которое может быть представлено в виде системы дифференциальных уравнений:

При *фрезеровании* согласно нормативам и данным работы [108, 109], силовое воздействие определяется следующим образом: окружная сила при фрезеровании (Н):

$$\tilde{P}_z = \frac{10 C_p t_p^{X_p} \cdot S_z^{Y_p} \cdot B^{n_p} \cdot Z^x}{D^{2p} \cdot n^{W_p}} K_{mp} = P_z \cos\left(0,017nz \cdot t + \frac{2\pi}{Z^x}\right), \quad (2.10)$$

где  $Z^x$  – количество зубьев режущего инструмента (фрезы);

$n$  – скорость вращения режущего инструмента (фрезы), об/мин;

$t_p$  – глубина резания;

$S_z^l$  – подача на зуб фрезы, мм/зуб;

$D$  – диаметр фрезы, мм;

$B$  – ширина фрезерования, мм;

$C_p, X_p, Y_p, n_p, q_p, W_p, K_{mp}$  – коэффициенты зависимости по нормативам [99–104].

Согласно нормативам режимов резания [102, 103] составляющие силы резания в направлении осей  $OY, OX$  задаются в зависимости от  $P_z$ :

$$P_y = (0,3 \div 0,4)P_z \text{ и } P_x = (0,5 \div 0,55)P_z.$$

При сверлении сила резания ( $n$ ) рассчитывается по формуле:

$$\tilde{P}_z = 20C_m \cdot C^{q_m^{-1}} S^{y_m} = P \sin 0,034nt,$$

где  $C_m, q_m, y_m$  – коэффициенты зависимости по нормативам;

$n$  – частота вращения сверла, об/мин.

Относительно осей координат  $OZ$  и  $OY$ , расположенных непосредственно на рабочей поверхности станка, определяются моменты инерции. Дифференциальные уравнения, описывающие динамику колебаний, формируются следующим образом:

$$\begin{aligned} EJ_z \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 z}{\partial t^4} + j_{npz} z &= P_z(x, t) \delta(x - x_o), \\ EJ_y \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + j_{npz} y &= P_y(x, t) \delta(x - x_o), \end{aligned} \quad (2.11)$$

где  $E$  – модуль упругости материала;

$J_{x,y}$  – моменты инерции в направлении осей координат,  $m^4$ ;

$F$  – площадь поперечного сечения обрабатываемой детали,  $m^2$ ;

$j_{z,y}$  – параметры жесткости по осям  $OZ$  и  $OY$ ,  $H/m$ ;

$\rho$  – плотность материала заготовки,  $кг/м^3$ ;

$P_z$  и  $P_y$  – компоненты силы резания в направлении осей  $OZ$  и  $OY$ ,  $H$  [103–105];

$x_o$  – координаты приложения силы резания к заготовке;

$\delta(x - x_o)$  – дельта-функция, описывающая приложение силы в определенной точке.

Используя метод разделения переменных при условии, что сила резания представляет собой технологическую нагрузку, перемещающуюся вдоль поверхности обрабатываемого изделия, запишем систему (2.11) в виде:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z}{dt^2} + \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + jnp_z}{\rho F} z &= \\ &= \frac{2P_z}{\rho Fl} \sum \cos \frac{\pi k S}{l} + 0,15 \left| \cos(2\pi f c + \frac{\pi k S}{l}) t \right| + \cos(\omega - \frac{\pi k S}{l}) t, \\ \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{6EJ_y \left(\frac{k}{l}\right)^4 + jnp_y}{\rho F} y &= \\ &= \frac{2P_y}{\rho Fl} \sum \cos \frac{\pi k S}{l} + 0,15 \left| \cos(2\pi f c + \frac{\pi k S}{l}) t \right| + \cos(\omega - \frac{\pi k S}{l}) t. \end{aligned}$$

Для более глубокого понимания динамики колебаний необходимо учитывать не только скорость изменения амплитуды, но и фазовые соотношения. Вещественная часть определяет скорость изменения амплитуды, в то время как мнимая часть отвечает за частоту колебаний. Взаимосвязь между этими двумя компонентами формирует полную картину колебательного процесса, позволяя предсказать его поведение во времени и пространстве. Анализ величин, характеризующих скорость изменения колебаний, имеет важное практическое значение в различных областях науки и техники. Например, в механике он позволяет оптимизировать параметры демпфирующих устройств, снижая вибрации и шум.

Модули выражений скоростей колебаний, учитывающие эффективный коэффициент потерь колебательной энергии и задаваемые действительной частью, определяются следующими зависимостями:

$$|\{R_l V_{kz}\}| = \frac{2P_z}{\rho Fl} \sum \frac{\pi k S}{l} \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + jnp_z}{\rho F} - \left(\frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right] \times$$

$$\begin{aligned}
& \times \left\{ \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{npz}}{\rho F} - \left(\frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right]^2 + \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 \eta_1 + j_{npz} \eta_2}{\rho F} \right]^2 \right\}^{-1} \times \\
& \times \sin \frac{\pi k S}{l} t + 0,15 \left( 2\pi f_c + \frac{\pi k S}{l} \right) \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{npz}}{\rho F} - \left( 2\pi f_c + \frac{\pi k S}{l} \right)^2 \right] \times \\
& \times \left\{ \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{npz}}{\rho F} - \left( 2\pi f_c + \frac{\pi k S}{l} \right)^2 \right]^2 + \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 \eta_1 + j_{npz} \eta_2}{\rho F} \right]^2 \right\}^{-1} \times \\
& \times \sin \left( 2\pi f_c + \frac{\pi k S}{l} \right) t + \left( 2\pi f_c + \frac{\pi k S}{l} \right) \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{npz}}{\rho F} - \left( 2\pi f_c + \frac{\pi k S}{l} \right)^2 \right] \times \\
& \times \left\{ \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{npz}}{\rho F} - \left( 2\pi f_c - \frac{\pi k S}{l} \right)^2 \right]^2 + \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 \eta_1 + j_{npz} \eta_2}{\rho F} \right]^2 \right\}^{-1} \times \\
& \times \sin \left( 2\pi f_c - \frac{\pi k S}{l} \right) t,
\end{aligned}$$

где  $\eta_1$  и  $\eta_2$  – коэффициенты потерь колебательной энергии заготовки и стола станка.

Аналогичным образом определяются скорости колебаний в направлении оси  $OY$  (с учетом замены  $P_z$ ,  $Y_z$  и  $j_{npz}$  на  $P_y$ ,  $J_y$  и  $j_{npy}$ ). При расчете уровней звукового давления задаются среднеквадратические значения скоростей колебаний:

$$V_k = \sqrt{\text{Re}\{V_{kz}\}^2 + \text{Re}\{V_{ky}\}^2}. \quad (2.12)$$

Для технологического процесса фрезерования уравнения колебаний и их решения в виде действительных частей скоростей колебаний имеют вид:

$$\begin{aligned}
& \frac{d^2 z}{dt^2} + \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{npz}}{\rho F} z = \\
& = \frac{P_z}{\rho F l} \sum \cos \left[ \left( 0,017 n z^* + \frac{\pi k S}{l} \right) t + \frac{2\pi}{z^*} \right] + \cos \left[ \left( 0,017 n z^* t - \frac{\pi k S}{l} \right) t + \frac{2\pi}{z^*} \right], \\
& \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{6EJ_y \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{npy}}{\rho F} y = \\
& = \frac{0,14 P_y}{\rho F l} \sum \cos \left[ \left( 0,017 n z^* + \frac{\pi k S}{l} \right) t + \frac{2\pi}{z^*} \right] + \cos \left[ \left( 0,017 n z^* t - \frac{\pi k S}{l} \right) t + \frac{2\pi}{z^*} \right],
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
|\{R_l V_{kz}\}| &= \\
&= \frac{P_z}{\rho F l} \sum \left(0,017nz^* + \frac{\pi k S}{l}\right) \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{npz}}{\rho F} - \left(0,017nz^* + \frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right] \times \\
&\times \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{npz}}{\rho F} - \left(0,017nz^* + \frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right]^2 + \\
&+ \left\{ \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4}{\rho F} \eta_1 + j_{npz} \eta_2 \right]^2 \right\}^{-1} \sin \left[ \left(0,017nz^* + \frac{\pi k S}{l}\right) t + \frac{2\pi}{z^*} \right] + \\
&+ \left(0,017nz^* - \frac{\pi k S}{l}\right) \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{np}}{\rho F} - \left(0,017nz^* + \frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right] \times \\
&\times \left\{ \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{np}}{\rho F} - \left(0,017nz^* - \frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right]^2 + \right. \\
&+ \left. \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4}{\rho F} \eta_1 + j_{np} \eta_2 \right]^2 \right\}^{-1} \sin \left[ \left(0,017nz^* - \frac{\pi k S}{l}\right) t + \frac{2\pi}{z^*} \right]. \\
|\{R_l V_{ky}\}| &= \\
&= \frac{P_z}{\rho F l} \sum \left(0,017ny^* + \frac{\pi k S}{l}\right) \left[ \frac{6EJ_y \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{npy}}{\rho F} - \left(0,017ny^* + \frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right] \times \\
&\times \left[ \frac{6EJ_y \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{npy}}{\rho F} - \left(0,017ny^* + \frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right]^2 + \left\{ \left[ \frac{6EJ_y \left(\frac{k}{l}\right)^4}{\rho F} \eta_1 + j_{npy} \eta_2 \right]^2 \right\}^{-1} \times \\
&\times \sin \left[ \left(0,017ny^* + \frac{\pi k S}{l}\right) t + \frac{2\pi}{y^x} \right] + \\
&+ \left(0,017ny^* - \frac{\pi k S}{l}\right) \left[ \frac{6EJ_y \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{np}}{\rho F} - \left(0,017ny^* + \frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right] \times
\end{aligned}$$

$$\times \left\{ \left[ \frac{6EJ_y \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{np}}{\rho F} - \left(0,017nzy^* - \frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right]^2 + \left[ \frac{6EJ_y \left(\frac{k}{l}\right)^4 \eta_1 + j_{np} \eta_2}{\rho F} \right]^2 \right\}^{-1} \times$$

$$\times \sin \left[ \left(0,017ny^* - \frac{\pi k S}{l}\right)t + \frac{2\pi}{y^x} \right].$$

Модель виброакустической динамики при сверлении отличается от точения и фрезерования тем, что координата приложения силового воздействия на заготовке не изменяется в течение процесса обработки, а ее решение относительно скоростей колебаний определяется следующими зависимостями:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{npz}}{\rho F} z = \frac{2P_z}{l} \sum \cos \frac{\pi k l_o}{l} \sin 0,017nt,$$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{6EJ_y \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{npy}}{\rho F} y = \frac{2P_y}{l} \sum \cos \frac{\pi k l_o}{l} \sin 0,017nt,$$

$$|\{R_l V_{kz}\}| = \frac{0,034nP_z}{\rho Fl} \cdot \sum \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{np}}{\rho F} - 3 \cdot 10^{-4}n^2 \right]^2 \times$$

$$\times \left\{ \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{npz}}{\rho F} - 3 \cdot 10^{-4}n^2 \right]^2 + \left[ \frac{6EJ_z \left(\frac{k}{l}\right)^4 \eta_1 + j_{npz} \eta_2}{\rho F} \right]^2 \right\}^{-1} \times$$

$$\times \sin \frac{\pi k l_o}{l} \cos 0,017nt.$$

$$|\{R_l V_{ky}\}| =$$

$$= \frac{0,034nP_y}{\rho Fl} \sum \left[ \frac{6EJ_y \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{np}}{\rho F} - 3 \cdot 10^{-4}n^2 \right]^2 \times$$

$$\times \left\{ \left[ \frac{6EJ_y \left(\frac{k}{l}\right)^4 + j_{npy}}{\rho F} - 3 \cdot 10^{-4}n^2 \right]^2 + \left[ \frac{6EJ_y \left(\frac{k}{l}\right)^4 \eta_1 + j_{npy} \eta_2}{\rho F} \right]^2 \right\}^{-1} \times$$

$$\times \sin \frac{\pi k l_o}{l} \cos 0,017nt.$$

При фрезеровании торцевых поверхностей координата приложения силового воздействия относительно точек закрепления не изменяется в течение времени реализации технологического процесса. Дифференциальные уравнения колебаний заготовки для вышеуказанных технологических процессов определяются следующими формулами:

$$EJ_y \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + j_{np_y} y = P_y(t),$$

$$EJ_z \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + j_{np_z} z = P_z(t).$$

Для условий фрезерования торцов уравнения колебаний определяются как:

$$\rho \left[ 2,5 J_y \left( \frac{2kf}{l} \right) + F \right] \frac{d^2 y}{dt^2} + \left[ 6EJ_y \left( \frac{2kf}{l} \right)^4 + j_{nl} \right] y = \frac{2P_y}{l} \cos \left[ 0,1nz^x t - \frac{2\pi}{z^x} \right],$$

$$|\{R_l V_{ky}\}| =$$

$$= \frac{0,2nP_y}{l} \sum \left\{ \left[ 6EJ_y \left( \frac{2kf}{l} \right)^4 + j_{np} \right] - \rho \left[ 2,5J_y \left( \frac{2kf}{l} \right)^2 \cdot (0,1nz^x)^2 \right] \right\} +$$

$$+ \left[ 6EJ_y n_1 \left( \frac{2kf}{l} \right)^4 + j_{np} n_2 \right] \sin \left[ 0,1nz^x t - \frac{2\pi}{z^x} \right].$$

Полученные значения скоростей колебаний затем используются для расчета звукового давления, излучаемого конструкцией. Исследования показали, что доминирующую роль в формировании акустического фона играют процессы резания. В частности, прерывистое резание, характерное для фрезерования, генерирует широкий спектр вибраций, которые, распространяясь по конструкции станка, усиливаются и излучаются в виде шума. Важными факторами являются также геометрия режущего инструмента, его острота и износ, поскольку эти параметры напрямую влияют на величину сил резания и, следовательно, на уровень генерируемого шума.

Шпиндельный блок, являясь узлом, обеспечивающим вращательное движение режущего инструмента, также вносит существенный вклад в общую шумовую картину. Источниками шума в шпинделе являются механические

вибрации, возникающие из-за дисбаланса вращающихся частей, люфтов в подшипниках и зубчатых передачах. Кроме того, важную роль играет качество смазки и состояние системы охлаждения шпинделя, поскольку недостаточная смазка и перегрев приводят к увеличению трения и, следовательно, к повышению уровня шума.

Обрабатываемые материалы, в свою очередь, оказывают влияние на спектральные характеристики генерируемого шума. Материалы с высокой плотностью и твердостью, такие как сталь и титан, как правило, генерируют более высокочастотный шум, в то время как материалы с меньшей плотностью, такие как алюминий и пластик, генерируют более низкочастотный шум. Кроме того, значительное влияние оказывают форма и размеры обрабатываемой заготовки, поскольку эти параметры определяют резонансные частоты конструкции и амплитуду возникающих вибраций.

### **2.3 Вывод зависимостей скоростей колебаний узлов резания многоцелевых станков**

Для вывода зависимостей скоростей колебаний узлов резания многоцелевых станков необходимо учитывать ряд факторов, определяющих динамическое поведение станка. К ним относятся жесткость и демпфирование элементов конструкции, массы и моменты инерции подвижных частей, силы резания и их изменения во времени.

Теоретическое исследование виброакустических значений узлов резания основано на постоянстве координаты приложения силового воздействия на режущем инструменте относительно координаты закрепления. Расточные борштанги и сверла представляют собой стержневые системы с распределенной массой, поэтому скорость их колебаний определяется из дифференциальных уравнений:

$$EJ_z \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = P_z(t) \delta(x - x_0),$$

$$EJ_y \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = P_y(t) \delta(x - x_0),$$

где  $E$  – модуль упругости, Н;

$J$  – момент инерции, м<sup>4</sup>;

$\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

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

Для условий консольного закрепления функция, соответствующая краевым условиям закрепления, дана в виде:

$$\begin{aligned} \varphi(x) = & \cos \frac{4\pi k x}{l} \cdot \cos \frac{2k-1}{2l} \pi x = \frac{1}{16} \left( \cos \frac{10k-1}{2l} \pi x + \cos \frac{6k+1}{2l} \pi x \right) + \\ & + \frac{1}{4} \left( \cos \frac{6k-1}{2l} \pi x + \cos \frac{2k+1}{2l} \pi x \right) + \frac{3}{16} \cos \frac{2k}{2l} \pi x. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Тогда, подставляя в систему значения для модуля упругости, плотности для стали и используя метод разделения переменных, систему уравнений для *расточных борштанг* запишем в виде:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z_1}{dt^2} + 6 \frac{J_z}{F} \left( \frac{10k-1}{l} \right)^4 Z_1 &= \frac{1,6 \cdot 10^{-5} (1 + 0,3 \cos 2\pi fct) \rho_z}{Fl}, \\ \frac{d^2 z_2}{dt^2} + 6 \frac{J_z}{F} \left( \frac{6k+1}{l} \right)^4 Z_2 &= \frac{1,6 \cdot 10^{-5} (1 + 0,3 \cos 2\pi fct) \rho_z}{Fl}, \\ \frac{d^2 z_3}{dt^2} + 6 \frac{J_z}{F} \left( \frac{6k-1}{l} \right)^4 Z_3 &= \frac{6,4 \cdot 10^{-5} \rho_z (1 + 0,3 \cos 2\pi fct)}{Fl}, \\ \frac{d^2 z_4}{dt^2} + 6 \frac{J_z}{F} \left( \frac{2k+1}{l} \right)^4 Z_4 &= \frac{6,4 \cdot 10^{-5} \rho_z (1 + 0,3 \cos 2\pi fct)}{Fl}, \\ \frac{d^2 z_5}{dt^2} + 6 \frac{J_z}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 Z_5 &= \frac{4,8 \cdot 10^{-5} \rho_z (1 + 0,3 \cos 2\pi fct)}{Fl}. \end{aligned} \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 y_1}{dt^2} + 6 \frac{J_y}{F} \left( \frac{10k-1}{l} \right)^4 Y_1 &= \frac{1,6 \cdot 10^{-5} \rho_y (1 + 0,3 \cos 2\pi fct) \rho_y}{Fl}, \\ \frac{d^2 y_2}{dt^2} + 6 \frac{J_y}{F} \left( \frac{6k+1}{l} \right)^4 Y_2 &= \frac{1,6 \cdot 10^{-5} (1 + 0,3 \cos 2\pi fct) \rho_y}{Fl}, \\ \frac{d^2 y_3}{dt^2} + 6 \frac{J_y}{F} \left( \frac{6k-1}{l} \right)^4 Y_3 &= \frac{6,4 \cdot 10^{-5} \rho_y (1 + 0,3 \cos 2\pi fct)}{Fl}, \end{aligned}$$

$$\frac{d^2 y_4}{dt^2} + 6 \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k+1}{l} \right)^4 Y_4 = \frac{6,4 \cdot 10^{-5} \rho_y (1 + 0,3 \cos 2\pi f c t)}{Fl},$$

$$\frac{d^2 y_5}{dt^2} + 6 \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 Y_5 = \frac{4,8 \cdot 10^{-5} \rho_y (1 + 0,3 \cos 2\pi f c t)}{Fl}.$$

Решения уравнений в виде модулей действительных частей, так как модуль упругости задается в комплексной форме и коэффициент потерь колебательной энергии равен  $10^{-4}$ , получены в виде следующих выражений:

$$|\operatorname{Re}\{Ukz_1\}| =$$

$$= \frac{3 \cdot 10^{-5} P_y t_c}{Fl} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{\left[ 6 \frac{J_z}{F} \left( \frac{10k-1}{l} \right)^4 - 39 f_c^2 \right] \sin 2u J_c t}{\left[ 6 \frac{J_z}{F} \left( \frac{10k-1}{l} \right)^4 - 39 F_c^2 \right]^2 + \left( 6 \cdot 10^{-4} \frac{J_z}{F} \right)^2 \left( \frac{10k-1}{l} \right)^4},$$

$$|\operatorname{Re}\{Ukz_2\}| = \frac{3 \cdot 10^{-5} P_y t_c}{Fl} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{\left[ 6 \frac{J_z}{F} \left( \frac{6k+1}{l} \right)^4 - 39 f_c^2 \right] \sin 2u J_c t}{\left[ 6 \frac{J_x}{F} \left( \frac{6k+1}{l} \right)^4 - 39 F_c^2 \right]^2 + \left( 6 \cdot 10^{-4} \frac{J_z}{F} \right)^2 \left( \frac{6k+1}{l} \right)^4},$$

$$|\operatorname{Re}\{Ukz_3\}| =$$

$$= \frac{1,2 \cdot 10^{-5} P_y t_c}{Fl} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{\left[ 6 \frac{J_z}{F} \left( \frac{6k-1}{l} \right)^4 - 39 f_c^2 \right] \sin 2u J_c t}{\left[ 6 \frac{J_x}{F} \left( \frac{6k-1}{l} \right)^4 - 39 F_c^2 \right]^2 + \left( 6 \cdot 10^{-4} \frac{J_z}{F} \right)^2 \left( \frac{6k-1}{l} \right)^4},$$

$$|\operatorname{Re}\{Ukz_4\}| =$$

$$= \frac{1,2 \cdot 10^{-5} P_x t_c}{Fl} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{\left[ 6 \frac{J_z}{F} \left( \frac{2k+1}{l} \right)^4 - 39 f_c^2 \right] \sin 2u J_c t}{\left[ 6 \frac{J_x}{F} \left( \frac{2k+1}{l} \right)^4 - 39 F_c^2 \right]^2 + \left( 6 \cdot 10^{-4} \frac{J_z}{F} \right)^2 \left( \frac{2k+1}{l} \right)^4},$$

$$|\operatorname{Re}\{Ukz_5\}| = \frac{9 \cdot 10^{-5} P_x t_c}{Fl} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{\left[ 6 \frac{J_z}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - 39 f_c^2 \right] \sin 2u J_c t}{\left[ 6 \frac{J_x}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - 39 F_c^2 \right]^2 + \left( 6 \cdot 10^{-4} \frac{J_x}{F} \right)^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4}.$$

$$\begin{aligned}
& \text{Re}\{Uky_1\} = \\
& = \frac{3 \cdot 10^{-5} P_y t_c}{Fl} \sum_{k=1}^{k_y} \frac{\left[ 6 \frac{J_y}{F} \left( \frac{10k-1}{l} \right)^4 - 39f_c^2 \right] \sin 2u J_c t}{\left[ 6 \frac{J_y}{F} \left( \frac{10k-1}{l} \right)^4 - 39F_c^2 \right]^2 + \left( 6 \cdot 10^{-4} \frac{J_y}{F} \right)^2 \left( \frac{10k-1}{l} \right)^4}, \\
& |\text{Re}\{Uky_2\}| = \frac{3 \cdot 10^{-5} P_y t_c}{Fl} \sum_{R=1}^{R_y} \frac{\left[ 6 \frac{J_y}{F} \left( \frac{6k+1}{l} \right)^4 - 39f_c^2 \right] \sin 2u J_c t}{\left[ 6 \frac{J_y}{F} \left( \frac{6k+1}{l} \right)^4 - 39F_c^2 \right]^2 + \left( 6 \cdot 10^{-4} \frac{J_y}{F} \right)^2 \left( \frac{6k+1}{l} \right)^4}, \\
& |\text{Re}\{Uky_3\}| = \\
& = \frac{1,2 \cdot 10^{-5} P_y t_c}{Fl} \sum_{k=1}^{k_y} \frac{\left[ 6 \frac{J_y}{F} \left( \frac{6k-1}{l} \right)^4 - 39f_c^2 \right] \sin 2u J_c t}{\left[ 6 \frac{J_y}{F} \left( \frac{6k-1}{l} \right)^4 - 39F_c^2 \right]^2 + \left( 6 \cdot 10^{-4} \frac{J_y}{F} \right)^2 \left( \frac{6k-1}{l} \right)^4}, \\
& |\text{Re}\{Uky_4\}| = \\
& = \frac{1,2 \cdot 10^{-5} P_y t_c}{Fl} \sum_{k=1}^{k_y} \frac{\left[ 6 \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k+1}{l} \right)^4 - 39f_c^2 \right] \sin 2u J_c t}{\left[ 6 \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k+1}{l} \right)^4 - 39F_c^2 \right]^2 + \left( 6 \cdot 10^{-4} \frac{J_y}{F} \right)^2 \left( \frac{2k+1}{l} \right)^4}, \\
& |\text{Re}\{Uky_5\}| = \frac{9 \cdot 10^{-5} P_y t_c}{Fl} \sum_{k=1}^{k_y} \frac{\left[ 6 \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - 39f_c^2 \right] \sin 2u J_c t}{\left[ 6 \frac{J_y}{F} \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - 39F_c^2 \right]^2 + \left( 6 \cdot 10^{-4} \frac{J_y}{F} \right)^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4}.
\end{aligned}$$

Тогда:

$$Uk_1 = \sqrt{U_{k_{x_1}}^2 + U_{k_{y_1}}^2},$$

$$Uk_2 = \sqrt{U_{k_{x_2}}^2 + U_{k_{y_2}}^2},$$

$$Uk_3 = \sqrt{U_{k_{x_3}}^2 + U_{k_{y_3}}^2},$$

$$Uk_4 = \sqrt{U_{k_{x_4}}^2 + U_{k_{y_4}}^2},$$

$$Uk_5 = \sqrt{U_{k_{x_5}}^2 + U_{k_{y_5}}^2}.$$

Для сверла с учетом аналитического выражения силового воздействия и равенства моментов инерции в направлении осей  $OX$  и  $OY$  система уравнений примет вид:

$$\begin{aligned}\frac{d^2 y_1}{dt^2} + 10^7 d^2 \left( \frac{10k-1}{l} \right)^4 y_1 &= \frac{2 \cdot 10^{-5} \rho_c}{d^2 l} \sin 0,034nt, \\ \frac{d^2 y_2}{dt^2} + 10^7 d^2 \left( \frac{6k+1}{l} \right)^4 y_2 &= \frac{2 \cdot 10^{-5} \rho_c}{d^2 l} \sin 0,034nt, \\ \frac{d^2 y_3}{dt^2} + 10^7 d^2 \left( \frac{6k-1}{l} \right)^4 y_3 &= \frac{8 \cdot 10^{-5} \rho_c}{d^2 l} \sin 0,034nt, \\ \frac{d^2 y_4}{dt^2} + 10^7 d^2 \left( \frac{2k+1}{l} \right)^4 y_4 &= \frac{8 \cdot 10^{-5} \rho_c}{d^2 l} \sin 0,034nt, \\ \frac{d^2 y_5}{dt^2} + 10^7 d^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 y_5 &= \frac{6 \cdot 10^{-5} \rho_c}{d^2 l} \sin 0,034nt.\end{aligned}\quad (2.15)$$

Решения уравнений относительно модуля действительной части скоростей колебаний определяются следующими выражениями:

$$\begin{aligned}|\operatorname{Re}\{Uk_1\}| &= \\ &= \frac{4 \cdot 10^{-6} \rho_c n}{d^2 l} \sum \frac{\left[ 10^7 d^2 \left( \frac{10k-1}{l} \right)^4 - 1,2 \cdot 10^{-4} n^2 \right] \cos 0,034nt}{\left[ 10^7 d^2 \left( \frac{10k-1}{l} \right)^4 - 1,2 \cdot 10^{-4} n^2 \right]^2 + 10^6 d^4 \left( \frac{10k-1}{l} \right)^3}, \\ |\operatorname{Re}\{Uk_2\}| &= \\ &= \frac{4 \cdot 10^{-6} \rho_c n}{d^2 l} \sum \frac{\left[ 10^7 d^2 \left( \frac{6k+1}{l} \right)^4 - 1,2 \cdot 10^{-4} n^2 \right] \cos 0,034nt}{\left[ 10^7 d^2 \left( \frac{6k+1}{l} \right)^4 - 1,2 \cdot 10^{-4} n^2 \right]^2 + 10^6 d^4 \left( \frac{6k+1}{l} \right)^3},\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
|\operatorname{Re}\{Uk_3\}| &= \\
&= \frac{2,7 \cdot 10^{-4} \rho_c n}{d^2 l} \sum \frac{\left[ 10^7 d^2 \left( \frac{6k-1}{l} \right)^4 - 1,2 \cdot 10^{-4} n^2 \right] \cos 0,034 n t}{\left[ 10^7 d^2 \left( \frac{6k-1}{l} \right)^4 - 1,2 \cdot 10^{-4} n^2 \right]^2 + 10^6 d^4 \left( \frac{6k-1}{l} \right)^3}, \\
|\operatorname{Re}\{Uk_4\}| &= \\
&= \frac{2,7 \cdot 10^{-4} \rho_c n}{d^2 l} \sum \frac{\left[ 10^7 d^2 \left( \frac{2k+1}{l} \right)^4 - 1,2 \cdot 10^{-4} n^2 \right] \cos 0,034 n t}{\left[ 10^7 d^2 \left( \frac{2k+1}{l} \right)^4 - 1,2 \cdot 10^{-4} n^2 \right]^2 + 10^6 d^4 \left( \frac{2k+1}{l} \right)^3}, \\
|\operatorname{Re}\{Uk_5\}| &= \frac{2 \cdot 10^{-4} \rho_c n}{d^2 l} \sum \frac{\left[ 10^7 d^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - 1,2 \cdot 10^{-4} n^2 \right] \cos 0,034 n t}{\left[ 10^7 d^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 - 1,2 \cdot 10^{-4} n^2 \right]^2 + 10^6 d^4 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^3}. \\
\operatorname{Re}\{Uk\} &= \sum_{k=1}^5 \operatorname{Re}\{Uk_k\}.
\end{aligned}$$

Длина консольной части шпинделя при установке фрез значительно меньше, чем при обработке отверстий сверлами и расточными борштангами. Поэтому расчет скоростей колебаний основан на расчетной схеме, приведенной на рисунке 2.1.

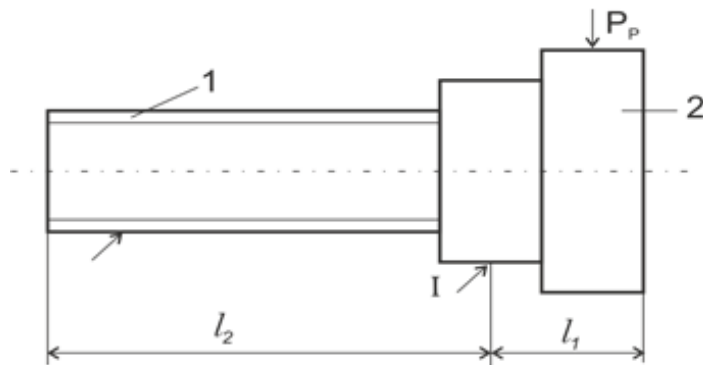


Рисунок 2.1 – Расчетная схема узла резания при фрезеровании:

1 – шпиндель; 2 – фреза

При выводе выражения скоростей колебаний применялось понятие приведенной массы, под которым подразумевается замена равномерно распределенной массы на эквивалентную точечную массу, расположенную на консольном участке шпинделя. Расчеты приведённой массы выполняются известными методами [103 – 107] и в данной работе не рассматриваются. В рассматриваемой расчетной модели векторное представление уравнений движения выглядит следующим образом:

$$\overline{F}_и + \overline{F}_{уп} + \overline{F}_c + \overline{P}_p = 0_1, \quad (2.16)$$

где  $F_u$ ,  $F_{уп}$ ,  $F_c$  – векторы сил инерции, упругих сил и сил сопротивления (соответственно).

Колебания при фрезеровании возникают в направлении осей координат  $OZ$  и  $OY$ . Тогда:

$$\begin{aligned} \overline{F}_{и_z} &= -m \frac{d^2 x}{dt^2} \bar{i}; \quad \overline{F}_{уп_z} = E \frac{dx}{dt} \bar{i}; \quad \overline{F}_{c_z} = jz \bar{i}, \\ \overline{F}_{и_y} &= -m \frac{d^2 y}{dt^2} \bar{i}; \quad \overline{F}_{уп_y} = E \frac{dy}{dt} \bar{i}; \quad \overline{F}_{c_y} = jy \bar{i}, \end{aligned}$$

где  $E$  – коэффициент демпфирования, определяемый по данным работ [101, 102]. С учетом конкретных числовых значений, характерных для процесса фрезерования, данное выражение приводится к следующему виду:

$$E = 0,54mf_c,$$

где  $f_c$  – собственные частоты колебаний режущего узла, Гц.

Для расчетной схемы, представленной на рисунке 2.1, эти частоты определяются путем решения трансцендентного уравнения, которое выводится из материалов, указанных в источниках [108–110], и записывается следующим образом:

$$\frac{D^4 - d^4}{D_\phi^4} \operatorname{tg} 2,3 \cdot 10^{-3} f_c l_1 = \operatorname{ctg} 2,2 \cdot 10^{-3} (l_1 + l_2),$$

где  $D$  и  $d$  – наружный и внутренний диаметры шпинделя, м.

Сила сопротивления определяется с учетом баланса жесткости шпиндельного узла  $j = \frac{1}{c_j}$ , где  $c$  – смещение консольной части шпинделя.

Шпиндель на двух опорах при воздействии силы резания  $P_p$  смещается вследствие прогиба как упругой балки и податливости опоры шпинделя. Смещение консольной части шпинделя вследствие податливости шпиндельных подшипников определяется соотношением:

$$y_1 = \delta_I \left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) + \delta_{II} \frac{1}{\lambda}, \quad (2.17)$$

где  $\delta_I$  и  $\delta_{II}$  – деформации шпиндельных подшипников, м;

$$\lambda = \frac{l_2}{l_1}.$$

Деформация опор в этом случае задается как:

$$\delta_A = \frac{P(\lambda + 1)}{\lambda j_A} \text{ и } \delta = \frac{P}{\lambda j_B},$$

где  $j_A$  и  $j_B$  – жесткости опор, Н/м.

Прогиб шпинделя как упругой балки на двух опорах определяется зависимостью:

$$y_2 = \frac{Pa^2_B}{3EY_1} + \frac{Pa^3}{3EY_2} = \frac{Pl^3}{3EY_2} \left(1 + \lambda \frac{Y_2}{Y_1}\right), \quad (2.18)$$

где  $Y_1$  и  $Y_2$  – моменты инерции межопорной и консольной части шпинделя (соответственно), м<sup>4</sup>.

Суммируя упругие смещения конца шпинделя, задаем общую податливость шпиндельного узла:

$$y = \frac{P}{j_A} \left(\frac{\lambda + 1}{\lambda}\right)^2 + \frac{P}{j_B} \cdot \frac{1}{\lambda^2} + \frac{Pl^3}{3EY_2} \left(1 + \lambda \frac{Y_2}{Y_1}\right).$$

Приведенная жесткость в данном случае определяется зависимостью

$$j = \left[ \frac{1}{j_I} \left(\frac{\lambda + 1}{\lambda}\right)^2 + \frac{1}{j_{II} \lambda^2} + \frac{3,2 * 10^{-11} l_B^3}{d_\Phi^4} \left(1 + \lambda \frac{d_\Phi^4}{D^4 d^4}\right) \right]^{-1}.$$

Уравнения в проекциях на оси координат  $OY$  и  $OZ$  с учетом соотношения сил резания  $P_z$  и  $P_y$  определяются как:

$$\begin{aligned} m \frac{d^2 z}{dt^2} + E \frac{dz}{dt} + j_z z &= P_z \cos \left( 0,1 n t^x t - \frac{2u}{t^x} \right), \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} + E \frac{dy}{dt} + j_y y &= 0,4 P_z \cos \left( 0,1 n t^x t - \frac{2u}{z} \right). \end{aligned}$$

Используя вышеуказанные соотношения, получим

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z}{dt^2} + 0,54 f_c \eta \frac{dz}{dt} + \frac{j}{m} z &= P_z \cos \left( 0,1 n z^x t - \frac{2u}{z^x} \right), \\ \frac{d^2 y}{dt^2} + 0,54 f_c \eta \frac{dy}{dt} + \frac{j}{m} y &= 0,4 P_x \cos \left( 0,1 n z^x - \frac{2u}{z^x} \right). \end{aligned}$$

Тогда выражения модуля скоростей колебания получим в следующем виде:

$$\begin{aligned} |V_x| &= \left| \frac{dz}{dt} \right| = \left| \frac{0,1 n z^x P_z \sin \left( 0,1 n z^x t - \frac{2\pi}{z^x} \right)}{\left\{ \left[ \frac{j}{m} - (0,1 n z^x)^2 \right]^2 + 2,8 \cdot 10^{-3} \eta (n z^x f_c)^2 \right\}^{0,5}} \right|, \\ |V_y| &= \left| \frac{dy}{dt} \right| = \frac{4 \cdot 10^{-2} n z^x P_z \sin \left( 0,1 n z^x t - \frac{2\pi}{z^x} \right)}{\left\{ \left[ \frac{j}{m} - (0,1 n z^x)^2 \right]^2 + 2,8 \cdot 10^{-3} \eta (n f_c z^x)^2 \right\}^{0,5}}, \\ V_k &= \sqrt{\left( \frac{dz}{dt} \right)^2 + \left( \frac{dy}{dt} \right)^2} = \frac{10,8 \cdot 10^{-2} n z^x P_z \sin \left( 0,1 n z^x t - \frac{2\pi}{z^x} \right)}{\left\{ \left[ \frac{j}{m} - (0,1 n z^x)^2 \right]^2 + 2,8 \cdot 10^{-3} \eta (n f_c z^x)^2 \right\}^{0,5}}. \end{aligned}$$

Анализ полученных зависимостей скоростей колебаний позволяет выявить наиболее уязвимые места конструкции станка и разработать меры по снижению вибраций. Эти меры могут включать в себя увеличение жесткости и демпфирование элементов конструкции, оптимизацию массы и геометрии подвижных частей, а также применение активных систем демпфирования вибраций [110–112].

## 2.4 Вывод зависимостей скоростей колебаний обрабатываемых заготовок

Теоретические модели часто строятся с применением метода конечных элементов, позволяющего с высокой точностью моделировать сложные геометрические формы и учитывать свойства материалов. Однако такие модели требуют детального знания параметров материалов и граничных условий. Как указывалось выше, на станках данной группы обрабатываются корпусные детали. В качестве рассматриваемых деталей приняты корпуса коробок скоростей, шпиндельных бабок и редукторов всех типов. Все эти детали могут быть рассмотрены как тонкостенные прямоугольные параллелепипеды, на которые воздействует мощность процесса резания, которая определяется как произведение силы резания на скорость колебания соответствующего режущего инструмента, что фактически отличается от подобных расчетов при воздействии вводимой вибрационной мощности от элементов кинематики [113–115].

В качестве примера расчет скорости колебаний приведен для фрезерования корпусов редуктора (рисунок 2.2). В общем виде система уравнений имеет вид:

$$\sum_x^5 \delta_i S_i q_i + \sum_1^5 \alpha_{in} l_{in} q_i = \sum_1^5 \alpha_{ni} l_{in} q_n + w, \quad (2.19)$$

где  $\delta_i$  – коэффициент поглощения в пластине корпуса, 1/м;

$\alpha$  – коэффициент передачи энергии между пластинами корпуса,

$q_i$  – потоки вибрационной мощности в элементах корпуса, Вт;

$l_{in}$  – длина линии контакта между элементами корпуса, м;

$w$  – вводимая мощность, в соответствующий элемент от процесса резания, Вт;

$S_i$  – площадь элемента, м<sup>2</sup>.

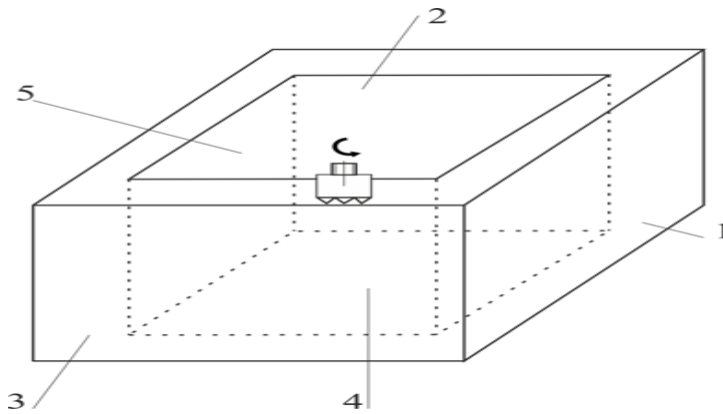


Рисунок 2.2 – Расчетная схема вибраций корпуса при воздействии процесса резания:

1, 5 – правая и левая стенки; 2, 3 – задняя и передняя стенки;  
4 – основание

Входящие в систему уравнений (2.19) слагаемые определяются следующими зависимостями:

$$\delta_i = \frac{2\pi f_{mn}\eta}{C_u},$$

$$C_u = 2\pi f_{mn} \sqrt{\frac{EJ}{\rho F}},$$

$$q = 2C_u m_0 V_{mn}^3,$$

$$\alpha = 0,3 \frac{h_{i+1}}{h_i},$$

где  $\eta$  – коэффициент потерь колебательной энергии;

$f_i$  – собственные частоты колебаний стенки корпуса, Гц;

$m, n$  – коэффициенты, определяющие собственные частоты колебаний стенки корпуса;

$C_u$  – скорость распространения изгибной волны, м/с;

$E$  – модуль упругости, Па;

$q$  – поток вибрационной мощности в соответствующем элементе корпуса, Вт;

$V_{mn}$  – скорость колебаний источника на собственных модах колебаний, м/с;

$h_i$  – толщина стенки корпуса, м.

С учетом вышеуказанных соотношений определяются скорости колебаний элементов корпуса

$$V_{mn_i} = \frac{q_i^{0,5}}{f_{mn}^{0,5} h(E\rho)^{0,25}} , \quad (2.20)$$

где  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>.

Таким образом, расчет акустических характеристик фактически сводится к определению потоков вибрационной энергии из системы уравнений энергетического баланса, которая для удобства работы представлена в матричной форме:

$$\begin{vmatrix} k_1 & -d_{12}l_{12} & -d_{13}l_{13} & -d_{14}l_{14} & 0 \\ -d_{12}l_{12} & k_2 & 0 & -d_{24}l_{24} & -d_{25}l_{25} \\ -d_{31}l_{13} & 0 & k_3 & -d_{34}l_{34} & -d_{35}l_{35} \\ -d_{41}l_{14} & -d_{42}l_{24} & -d_{43}l_{34} & k_4 & -d_{45}l_{45} \\ 0 & -d_{52}l_{25} & -d_{53}l_{35} & -d_{54}l_{45} & k_5 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \\ q_5 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ w \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

где  $k_1 = \delta_1 s'_1 + d_{12}l_{12} + d_{13}l_{13} + d_{14}l_{14}$ ;

$$k_2 = \delta_2 s'_2 + d_{21}l_{21} + d_{24}l_{24} + d_{25}l_{25};$$

$$k_3 = \delta_3 s'_3 + d_{31}l_{13} + d_{34}l_{34} + d_{35}l_{35};$$

$$k_4 = \delta_4 s'_4 + d_{41}l_{14} + d_{42}l_{24} + d_{45}l_{45};$$

$$k_5 = \delta_5 s'_5 + d_{52}l_{25} + d_{53}l_{35} + d_{54}l_{45}.$$

Следует отметить, что приведенная выше матрица справедлива для условий фрезерования передней стенки. Решение системы для варианта, представленного на рисунке (2.2), относительно энергетического потока в стенке приведено ниже:

$$q_3 = \frac{\begin{vmatrix} k_1 & -d_{12}l_{12} & -0 & -d_{14}l_{14} & 0 \\ -d_{21}l_{12} & k_2 & 0 & -d_{24}l_{24} & -d_{25}l_{25} \\ -d_{31}l_{13} & 0 & W & -d_{34}l_{34} & -d_{35}l_{35} \\ -d_{41}l_{14} & -d_{42}l_{42} & -d_{43}l_{43} & k_4 & -d_{45}l_{45} \\ 0 & -d_{52}l_{52} & -d_{53}l_{35} & -d_{54}l_{45} & k_5 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} k_1 & -d_{12}l_{12} & -d_{13}l_{13} & -d_{14}l_{14} & 0 \\ -d_{21}l_{12} & k_2 & 0 & -d_{24}l_{24} & -d_{25}l_{25} \\ -d_{31}l_{13} & 0 & W & -d_{34}l_{34} & -d_{35}l_{35} \\ -d_{41}l_{14} & -d_{42}l_{24} & -d_{43}l_{43} & k_4 & -d_{45}l_{45} \\ 0 & -d_{52}l_{25} & -d_{53}l_{35} & -d_{54}l_{45} & k_5 \end{vmatrix}}. \quad (2.21)$$

Инженерный расчет акустических характеристик может быть выполнен при известных численных значениях коэффициента потерь колебательной энергии материала корпусной детали для условий максимальных значений сил резания. Для стального корпуса по данным, приведенным в работах [59, 113], коэффициент потерь колебательной энергии  $\eta = 10^{-4}$ . Для чугуна коэффициент потерь колебательной энергии целесообразно задать по полученным экспериментальным данным. Аналогичным образом определяются потоки энергии для стенок 1, 2, 4. Для всех стенок находится максимальное значение величины  $U_{mn}S_i$ , фактически и создающее максимальные значения звуковой мощности, и на этой основе выбирается способ снижения шума.

Эти решения используются для анализа динамического поведения заготовки под воздействием вибрации, определения резонансных частот и областей с максимальными и минимальными скоростями колебаний. Эта информация критически важна для оптимизации параметров процесса, таких как частота и амплитуда вибрации, сила прижима инструмента, скорость подачи и т. д.

Расчет акустических характеристик корпуса следует выполнять для условий максимальных значений сил резания. Результаты расчетов показали, что у предложенного варианта в сравнении с базовой конструкцией уровни звукового давления снижаются на 7–8 дБ, что фактически исключает влияние звукового излучения фрезерной бабки на формирование общего звукового поля [115, 116]. Следует отметить, что предлагаемый вариант является более предпочтительным вследствие существенного улучшения динамических явлений в механической

части привода главного движения и уменьшения металлоемкости корпуса коробки скоростей.

## 2.5 Теоретическое исследование вибраций заготовок и режущего инструмента многоцелевых станков

Вибрации в процессе обработки на многоцелевых станках представляют собой сложную и многоаспектную проблему, существенно влияющую на точность, качество поверхности и срок службы инструмента. Теоретическое исследование этих вибраций требует комплексного подхода, учитывающего динамические характеристики взаимодействующих элементов системы: станка, заготовки, инструмента – и технологический процесс. Вывод зависимостей скоростей колебаний заготовок при операциях растачивания, фрезерования, сверления выполнен для наиболее общего случая геометрии обрабатываемого изделия – оболочки, имеющей различные скорости колебаний.

Важным направлением исследований является изучение динамики заготовки. В зависимости от формы, размеров и материала заготовки ее колебания под воздействием сил резания могут существенно влиять на стабильность процесса обработки. Необходимо учитывать, как собственные колебания заготовки, так и ее взаимодействие с системой крепления. Вибрация заготовки, как консольно-закрепленной балки с постоянной координатой приложения силы резания, находится из уравнений:

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

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = P_y(t) \delta(x - x_0).$$

Производя аналогичные преобразования, получим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} + 10^7 d^2 \left( \frac{10k - 1}{l} \right)^4 z_1 = \frac{3,3 \cdot 10^{-4} P_z}{d^2 l} (1 + \cos 2\pi f t),$$

$$\begin{aligned}
\frac{d^2 z_2}{dt^2} + 10^7 d^2 \left( \frac{6k-1}{l} \right)^4 z_2 &= \frac{3,3 \cdot 10^{-4} P_z}{d^2 l} (1 + \cos 2\pi f t), \\
\frac{d^2 z_3}{dt^2} + 10^7 d^2 \left( \frac{6k-1}{l} \right)^4 z_3 &= \frac{1,3 \cdot 10^{-3} P_z}{d^2 l} (1 + \cos 2\pi f t), \\
\frac{d^2 z_4}{dt^2} + 10^7 d^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 z_4 &= \frac{1,3 \cdot 10^{-3} P_z}{d^2 l} (1 + \cos 2\pi f t), \\
\frac{d^2 z_5}{dt^2} + 10^7 d^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^4 z_5 &= \frac{10^{-3} P_z}{d^2 l} (1 + \cos 2\pi f t).
\end{aligned} \tag{2.22}$$

Аналогичным образом определяется система уравнений колебаний в направлении оси ОУ. Решение уравнений модуля действительных частей скоростей колебаний определяется формулой:

$$\begin{aligned}
&|R_l\{V_{kz_1}\}| = \\
&= \left| \sum \frac{10^{-7} P_z l}{d^3} (10k-1)^2 \sin 3,2 \cdot 10^3 d \left( \frac{10k-1}{l} \right)^2 t + \right. \\
&\quad \left. + \frac{2 \cdot 10^{-3} P_z f}{d^2 l} \frac{\left[ 10^7 d^2 \left( \frac{10k-1}{l} \right)^4 - 40f^2 \right] \sin 2\pi f t}{\left[ 10^7 d^2 \left( \frac{10k-1}{l} \right)^4 - 40f^2 \right] + 10^{14} \eta^2 d^4 \left( \frac{10k-1}{l} \right)^3} \right|.
\end{aligned}$$

*Фрезерование при консольном закреплении заготовок.* Система дифференциальных уравнений для таких условий закрепления:

$$\begin{aligned}
\frac{d^2 z_1}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F l} \left( \frac{10k-1}{l} \right)^4 z_1 &= \\
&= \frac{6,25 \cdot 10^{-2} P_z}{\rho F l} \left\{ \cos \left[ \left( 0,13 n z^x + \frac{10k-1}{2l} \pi S \right) t - \frac{2\pi}{z^x} \right] + \right. \\
&\quad \left. + \cos \left[ \left( 0,13 n z^x - \frac{10k-1}{2l} \pi S \right) t - \frac{2\pi}{z^x} \right] \right\},
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{d^2 z_2}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left( \frac{6k+1}{l} \right)^4 z_2 = \\
& = \frac{6,25 \cdot 10^{-2} Pz}{\rho Fl} \left\{ \cos \left[ \left( 0,13nz^x + \frac{6k-1}{2l} \pi S \right) t - \frac{2\pi}{z^x} \right] + \right. \\
& \left. + \cos \left[ \left( 0,13nz^x - \frac{6k-1}{2l} \pi S \right) t - \frac{2\pi}{z^x} \right] \right\}, \\
& \frac{d^2 z_3}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left( \frac{6k+1}{l} \right)^4 z_3 = \\
& = \frac{0,25Pz}{\rho Fl} \left\{ \cos \left[ \left( 0,13nz^x + \frac{6k-1}{2l} \pi S \right) t - \frac{2\pi}{z^x} \right] + \right. \\
& \left. + \cos \left[ \left( 0,13nz^x - \frac{6k-1}{2l} \pi S \right) t - \frac{2\pi}{z^x} \right] \right\}, \\
& \frac{d^2 z_4}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left( \frac{2k+1}{l} \right)^4 z_4 = \\
& = \frac{0,25Pz}{\rho Fl} \left\{ \cos \left[ \left( 0,13nz^x + \frac{2k-1}{2l} \pi S \right) t - \frac{2\pi}{z^x} \right] + \right. \\
& \left. + \cos \left[ \left( 0,13nz^x - \frac{2k-1}{2l} \pi S \right) t - \frac{2\pi}{z^x} \right] \right\}, \\
& \frac{d^2 z_5}{dt^2} + 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left( \frac{2k+1}{l} \right)^4 z_5 = \\
& = \frac{0,38Pz}{\rho Fl} \left\{ \cos \left[ \left( 0,13nz^x + \frac{2k-1}{2l} \pi S \right) t - \frac{2\pi}{z^x} \right] + \right. \\
& \left. + \cos \left[ \left( 0,13nz^x - \frac{2k-1}{2l} \pi S \right) t - \frac{2\pi}{z^x} \right] \right\}.
\end{aligned}$$

С учетом заданных начальных параметров итоговые выражения для модулей вещественных составляющих скоростей колебательных процессов записываются следующим образом:

$$\begin{aligned}
& |R_l\{V_{kz_1}\}| = \\
& = \left| \sum \frac{0,8Pl^3}{EJ_z} \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^2 \sin 2,5 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^2 t + \frac{6,25 \cdot 10^{-2} Pt}{\rho Fl} \times \right. \\
& \quad \times \frac{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{10k-1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\} \left[ 0,13nz^* + \frac{10k-1}{l} \pi S \right]}{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{10k-1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\}^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{10k-1}{l}\right)^8} \times \\
& \quad \times \sin \left[ \left(0,13nz^* + \frac{10k-1}{l} \pi S\right) t - \frac{2\pi}{z^*} \right] + \\
& \quad + \frac{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{10k-1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\} \left[ 0,13nz^* + \frac{10k-1}{l} \pi S \right]}{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{10k-1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{10k-1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\}^2 + 36 \left(\frac{EJ_z}{\rho F} \eta\right)^2 \left(\frac{10k-1}{l}\right)^8} \times \\
& \quad \times \sin \left[ \left(0,13nz^* + \frac{10k-1}{l} \pi S\right) t - \frac{2\pi}{z} \right] \Bigg|,
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& |R_l\{V_{kz_2}\}| = \\
& = \left| \sum \frac{0,8Pl^3}{EJ_z} \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^2 \sin 2,5 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^2 t + \frac{6,25 \cdot 10^{-2} Pt}{\rho Fl} \times \right. \\
& \quad \times \frac{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - \left[ \left( 0,13nz^* + \frac{6k+1}{l} \pi S \right) \right]^2 \right\} \left[ 0,13nz^* + \frac{6k+1}{l} \pi S \right]}{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - \left[ \left( 0,13nz^* + \frac{6k+1}{l} \pi S \right) \right]^2 \right\}^2 + 36 \left( \frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{6k+1}{l}\right)^8} \times \\
& \quad \times \sin \left[ \left( 0,13nz^* + \frac{6k+1}{l} \pi S \right) t - \frac{2\pi}{z^*} \right] + \\
& \quad + \frac{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - \left[ \left( 0,13nz^* + \frac{6k+1}{l} \pi S \right) \right]^2 \right\} \left[ 0,13nz^* + \frac{6k+1}{l} \pi S \right]}{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - \left[ \left( 0,13nz^* + \frac{6k+1}{l} \pi S \right) \right]^2 \right\}^2 + 36 \left( \frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{6k+1}{l}\right)^8} \times \\
& \quad \times \sin \left[ \left( 0,13nz^* + \frac{6k+1}{l} \pi S \right) t - \frac{2\pi}{z} \right] \left| + \frac{0,25 \cdot 10^{-2} P_z}{\rho Fl}, \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& |R_l\{V_{kz_3}\}| = \\
& = \left| \sum \frac{0,8Pl^3}{EJ_z} \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^2 \sin 2,5 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^2 t + \frac{6,25 \cdot 10^{-2}Pt}{\rho Fl} \times \right. \\
& \quad \times \frac{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{6k-1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\} \left[ 0,13nz^* + \frac{6k-1}{l} \pi S \right]}{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{6k-1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\}^2 + 36 \left( \frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{6k-1}{l}\right)^8} \times \\
& \quad \times \sin \left[ \left(0,13nz^* + \frac{6k-1}{l} \pi S\right) t - \frac{2\pi}{z^*} \right] + \\
& \quad + \frac{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{6k-1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\} \left[ 0,13nz^* + \frac{6k-1}{l} \pi S \right]}{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{6k-1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\}^2 + 36 \left( \frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{6k-1}{l}\right)^8} \times \\
& \quad \times \sin \left[ \left(0,13nz^* + \frac{6k-1}{l} \pi S\right) t - \frac{2\pi}{z} \right] \left| + \frac{0,25 \cdot 10^{-2}P_z}{\rho Fl}, \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& |R_l\{V_{kz_4}\}| = \\
& = \left| \sum \frac{0,8Pl^3}{EJ_z} \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 \sin 2,5 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^2 t + \frac{6,25 \cdot 10^{-2}Pt}{\rho Fl} \times \right. \\
& \times \frac{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{2k+1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\} \left[ 0,13nz^* + \frac{2k+1}{l} \pi S \right]}{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{2k+1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\}^2 + 36 \left( \frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{2k+1}{l}\right)^8} \times \\
& \times \sin \left[ \left(0,13nz^* + \frac{2k+1}{l} \pi S\right) t - \frac{2\pi}{z^*} \right] + \\
& + \frac{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{2k+1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\} \left[ 0,13nz^* + \frac{2k+1}{l} \pi S \right]}{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{2k+1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\}^2 + 36 \left( \frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{2k+1}{l}\right)^8} \times \\
& \times \sin \left[ \left(0,13nz^* + \frac{2k+1}{l} \pi S\right) t - \frac{2\pi}{z} \right] \left| + \frac{0,25 \cdot 10^{-2}P_z}{\rho Fl}, \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& |R_l\{V_{kz_5}\}| = \\
& = \left| \sum \frac{0,8Pl^3}{EJ_z} \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 \sin 2,5 \sqrt{\frac{EJ_z}{\rho F}} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 t + \frac{6,25 \cdot 10^{-2} Pt}{\rho Fl} \times \right. \\
& \times \frac{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{2k-1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\} \left[ 0,13nz^* + \frac{2k-1}{l} \pi S \right]}{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{2k-1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\}^2 + 36 \left( \frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{2k-1}{l}\right)^8} \cdot \\
& \cdot \sin \left[ \left(0,13nz^* + \frac{2k-1}{l} \pi S\right) t - \frac{2\pi}{z^*} \right] + \\
& + \frac{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{2k-1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\} \left[ 0,13nz^* + \frac{2k-1}{l} \pi S \right]}{\left\{ 6 \frac{EJ_z}{\rho F} \left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 - \left[ \left(0,13nz^* + \frac{2k-1}{l} \pi S\right) \right]^2 \right\}^2 + 36 \left( \frac{EJ_z}{\rho F} \eta \right)^2 \left(\frac{2k-1}{l}\right)^8} \times \\
& \times \sin \left[ \left(0,13nz^* + \frac{2k-1}{l} \pi S\right) t - \frac{2\pi}{z} \right] \left| + \frac{0,25 \cdot 10^{-2} P_z}{\rho Fl} \right|.
\end{aligned}$$

Результаты теоретического исследования могут быть использованы для оптимизации параметров процесса обработки, выбора оптимальной геометрии инструмента и проектирования виброустойчивых конструкций станков.

## 2.8 Выводы по главе

1 Анализ режимов функционирования станка, таких как скорость резания, подача и глубина резания, показал, что увеличение этих параметров, как правило, приводит к увеличению уровня шума. Это связано с тем, что при более высоких режимах резания увеличиваются силы резания и интенсивность вибраций, генерируемых режущим инструментом и шпинделем. Таким образом, оптимизация режимов резания является одним из ключевых способов снижения уровня шума, генерируемого сверлильно-фрезерно-расточным станком.

2 Представлены модели акустической динамики основных источников шума, возникающего в процессе работы многоцелевых станков при фрезерных, сверлильных и расточных операциях в рамках взаимодействия режущего, инструмента и обрабатываемой детали.

3 Получены аналитические зависимости, связывающие скорости колебаний рабочих узлов резания многоцелевых станков с параметрами обработки, что позволяет точнее прогнозировать и в дальнейшем уменьшать уровень акустического излучения при выполнении указанных технологических операций.

4 Анализ скоростей колебаний позволяет установить, что частота вынужденных колебаний, определяемая параметрами процесса резания, существенно влияет на амплитуду колебаний. При совпадении частоты вынужденных колебаний с собственными частотами колебаний узлов станка возникает резонанс, что приводит к резкому увеличению амплитуды колебаний и, как следствие, к снижению точности обработки и увеличению износа инструмента.

### **3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СПЕКТРАЛЬНОГО СОСТАВА УРОВНЕЙ ЗВУКОВОГО ДАВЛЕНИЯ И ВИБРАЦИЙ МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ**

На многоцелевых станках реализуются технологические процессы сверления, зенкерования, растачивания, развертывания, нарезания резьбы метчиками, фрезерования различными типами фрез на широкой номенклатуре геометрических конфигураций заготовок. Поэтому на рабочих местах станочников наблюдается очень значительное различие в уровнях шума. Одним из главных аспектов настоящего исследования является измерение уровней звукового давления в различных режимах работы станков. Современные методики позволяют детально анализировать спектры шумов, начиная от низких частот, характерных для колебаний основных узлов, до высокочастотных составляющих, порождаемых трением и резанием материалов. Анализ этих данных дает возможность выявить закономерности в изменении параметров звука при смене скорости вращения шпинделя, подачи инструмента и обработки разных видов заготовок [127–132].

Целью исследования являются определение основных частотных компонентов шума, генерируемого различными узлами и процессами станка, и оценка их влияния на общий уровень шума.

Одним из главных аспектов нашего исследования является измерение уровней звукового давления в различных режимах работы станков. Современные методики позволяют детально анализировать спектры шумов, начиная от низких частот, характерных для колебаний основных узлов, до высокочастотных составляющих, порождаемых трением и резанием материалов. Анализ этих данных дает возможность выявить закономерности в изменении параметров звука при смене скорости вращения шпинделя, подачи инструмента и обработки разных видов заготовок.

Важный аспект экспериментов – это диагностика вибраций, которые существенно влияют на качество обрабатываемой поверхности. Эти вибрации могут быть вызваны высоким уровнем динамической нагрузки, неравномерностью

материала или недостаточной жесткостью конструкции станка. Использование виброакустических сенсоров позволяет эффективно визуализировать распределение вибраций по станку и выявлять критические узлы. Собранные данные служат основой для построения математических моделей, помогающих в оптимизации конструкции и параметров работы.

Эти исследования имеют высокую актуальность не только для обеспечения комфорта операторов станков, но и для повышения общей экологической безопасности производственного процесса. Снижение акустического загрязнения и вибрационных нагрузок способствует длительному сохранению стабильности работы оборудования и ресурса его основных элементов.

Экспериментальные исследования проводились на действующих многоцелевых станках, а в качестве инструмента использовалась расточная головка с твердосплавными пластинами. Материалом заготовки служила конструкционная сталь.

Для измерения шума применялся прецизионный шумомер с октавным и третьоктавным анализаторами спектра. Микрофоны шумомера располагались в различных точках вблизи станка, включая рабочую зону оператора, зону расположения привода шпинделя, зону подачи СОЖ и другие характерные точки. В процессе исследований регистрировался уровень звукового давления в различных частотных диапазонах при выполнении операции растачивания с разными режимами резания (скорость резания, подача, глубина резания). Особое внимание уделялось измерению шума при различных частотах вращения шпинделя, поскольку частота вращения является одним из основных факторов, влияющих на характеристики шума [128, 132].

Полученные данные обрабатывались с использованием специализированного программного обеспечения, позволяющего анализировать спектральный состав шума, выявлять доминирующие частотные компоненты и оценивать их вклад в общий уровень звукового давления.

### 3.1 Исследования акустических характеристик многоцелевых станков

Экспериментальные исследования виброакустических характеристик включали измерения уровней звука (дБА), октавных уровней звукового давления и вибраций (дБ). На первом этапе экспериментальных исследований измерялись только уровни звука. Измерения проводили в реальном масштабе времени на станках моделей 2254ВМФ4, 2623ПМФ4, 2204ВМФ4, ИР320ПМФ4 при сверлении, фрезеровании и растачивании заготовок, поскольку операции зенкерования, развертывания и нарезания резьбы выполняются при низких частотах вращения и не создают повышенных уровней шума [129–131]. По данным измерениям построены гистограммы распределения уровней шума с шагом 2 дБА.

Результаты измерений акустических характеристик станков исследуемых моделей приведены на рисунках 3.1–3.4.

Измеренные показатели демонстрируют, что уровень звука у станков модели ИР500ПМФ4 (см. рисунок 3.1) колеблется в диапазоне от 86 до 98 дБА. При выполнении операции фрезерования в 5 % случаев фиксируется шум на уровне 86–88 дБА, что на 8 дБА выше установленной нормы. В 10 % зафиксировано отклонение в большую сторону – 10 дБА. Для 15 % случаев характерно превышение на 12 дБА, тогда как в 20 % ситуаций показатель оказывается выше нормы на 14 дБА. В четверти всех случаев уровень шума превосходит допустимый предел на 16 дБА.

При сверлении уровень звука варьируется от 86 до 94 дБА. В 20 % случаев уровень достигает 88 дБА, в 25 % – 90 дБА, в 30 % – 92 дБА, в 25 % – 94 дБА.

При реализации технологического процесса растачивания уровни звука изменяются в интервале 86–98 дБА. Причем только в 5 % ситуаций уровни звука не превышают 8 дБА, в 15 % превышение составляет от 8 до 10 дБА. Основная доля превышений уровней звука зафиксирована в 55 % ситуаций, причем в 25 % – до 12 дБА, а в 30 % – 14 дБА. На более существенное превышение приходится 25 % ситуаций, где в 15 % превышение составляет до 16 дБА и в 10 % – 16–18 дБА.

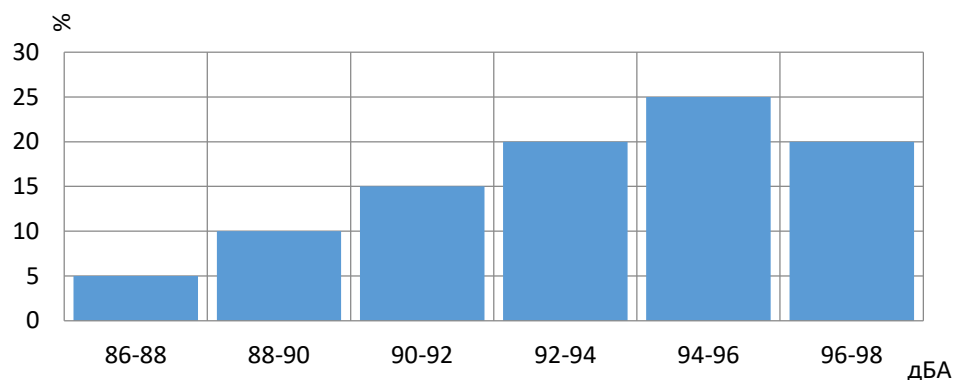
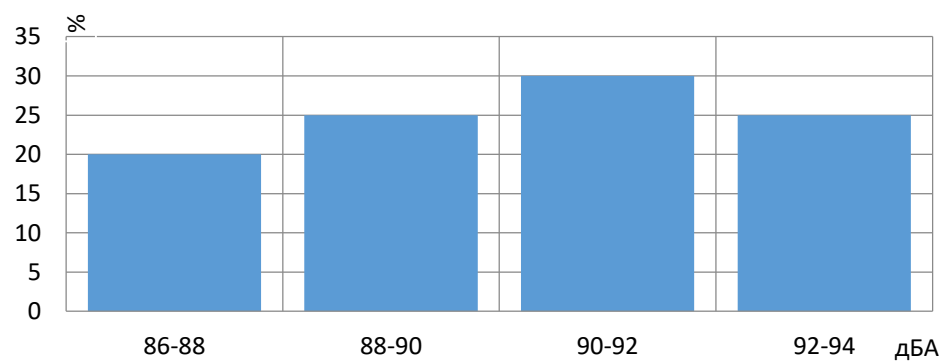
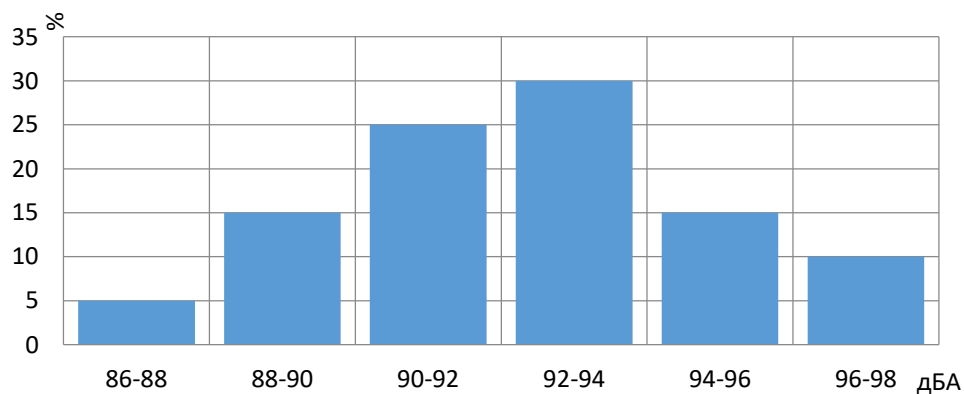
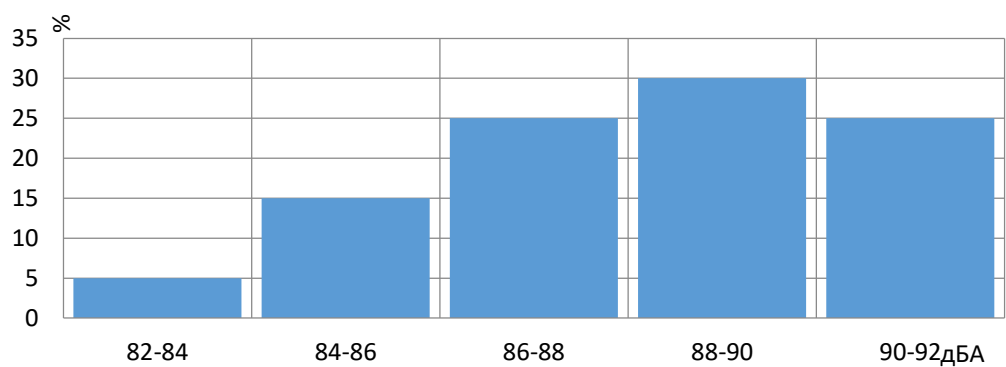
*а**б**в*

Рисунок 3.1 – Уровни звука станка модели ИР500ПМФ4:

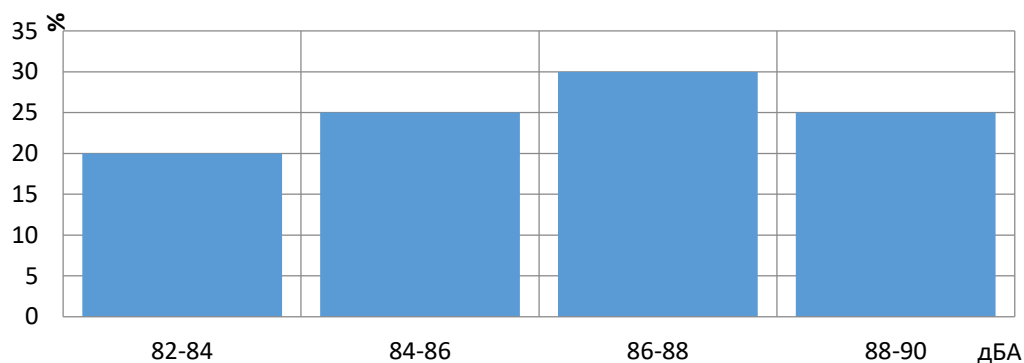
*а* – при фрезеровании; *б* – при сверлении; *в* – при растачивании

Максимальная величина превышения уровня звука 18 дБА зафиксирована у станков моделей 2623ПМФ4. Такой высокий уровень звука может вызвать не только физический дискомфорт у операторов, но и потенциально повлиять на их долгосрочное здоровье, вызывая потерю слуха. Эти данные подчеркивают необходимость внедрения более строгих мер контроля шума и использования индивидуальных средств защиты органов слуха.

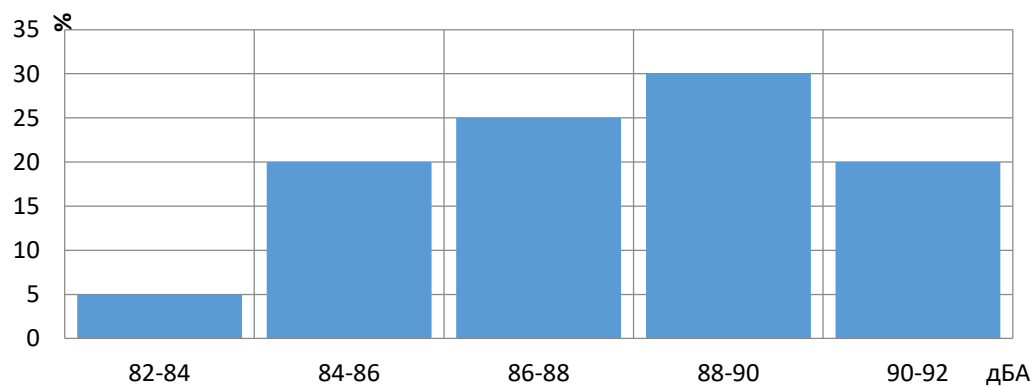
У станков моделей 2204ВМФ2 и 2206ВМФ2 зафиксированы показатели шума в пределах 82–92 дБА (см. рисунок 3.2). При фрезеровании лишь в 5 % случаев уровень шума составляет 82–84 дБА. Еще в 15 % ситуаций звуковые показатели колеблются между 84 и 86 дБА. Однако в подавляющем большинстве случаев – а именно в 80 % – при выполнении технологических операций наблюдается рост шума до значений 86–92 дБА. Максимальное количество ситуаций (30 %) соответствуют диапазону 88–90 дБА.



*а*



*б*



*в*

Рисунок 3.2 – Уровни звука станков моделей 2206ВМФ2 и 2204ВМФ2:

*а* – при фрезеровании; *б* – при сверлении; *в* – при растачивании

При сверлении уровни звука изменяются в пределах 82–90 дБА. В процессе сверления в 20 % случаев регистрируются уровни шума в диапазоне 82–84 дБА. Четверть технологических операций сопровождается шумом от 84 до 86 дБА, а также от 88 до 90 дБА. Еще треть замеров демонстрируют показатели в пределах 86–88 дБА.

Изучение шумовых характеристик при растачивании выявило сходство с фрезерованием: лишь в 5 % случаев звук достигает 82–84 дБА. Пятая часть операций характеризуется уровнями 84–86 дБА. В 20 % случаев зафиксированы значения в диапазоне 86–88 дБА. Наибольшая доля измерений – 30 % – показала уровни шума от 88 до 90 дБА, а для еще 20 % вариантов шум достигает 90–92 дБА.

Незначительные отличия в распределении уровней звука имеют станки моделей ИР320ПМФ4 и 2254ВМФ4 (см. рисунки 3.3 и 3.4). У станка модели ИР320ПМФ4 уровни звука при фрезеровании изменяются в пределах 78–94 дБА. В 5 % случаев уровень звука соответствует допустимым величинам 78–80 дБА, а еще в 5 % случаев наблюдается небольшое превышение на 2 дБА, что сопоставимо с погрешностью измерительных приборов. В 7,5 % случаев уровень шума превышал допустимые значения в пределах 4 дБА, до 6 дБА – 10,5 %, до 8 дБА – 13,5 %, до 10 дБА – 17,5 %, 12 дБА – 23,5 % и до 14 дБА – 17,5 %.

При сверлении уровни находятся в диапазоне 78–90 дБА. Причем в 5 % случаев уровни звука не превышают санитарных норм. В пределы погрешности измерений попадают 15 % вариантов. В двадцати процентах случаев зафиксировано превышение допустимых уровней шума на 4 и 6 дБА. Наиболее частое превышение, наблюдаемое в четверти всех случаев, составляет до 8 дБА, тогда как в 15 % случаев шум превышает норму на 10 дБА.

Операция растачивания характеризуется уровнем звука в пределах от 78 до 90 дБА. Лишь в 5 % случаев показатели шума не выходят за рамки установленных санитарных норм, а в 10 % ситуаций расхождение не превышает погрешность измерений (2 дБА). В 20 % случаев растачивания превышение составляет 4 дБА, в 25 % вариантов шум оказывается выше нормы на 6 и 8 дБА, а в 15 % случаев зафиксировано превышение в 10 дБА.

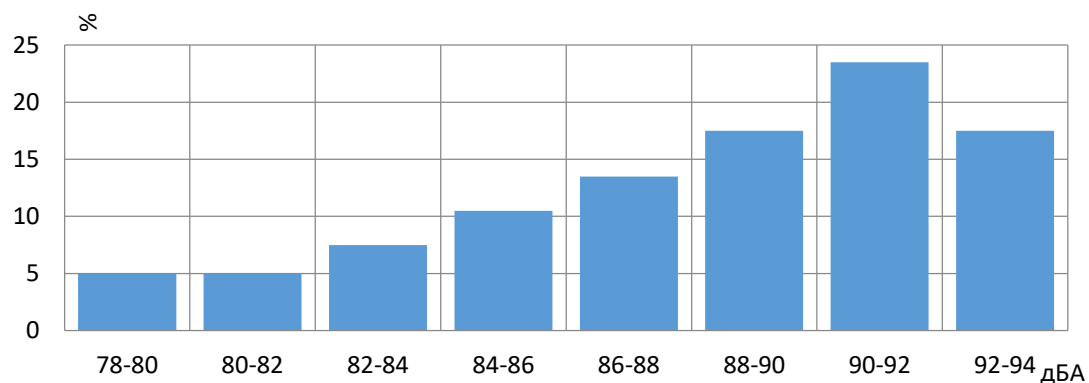
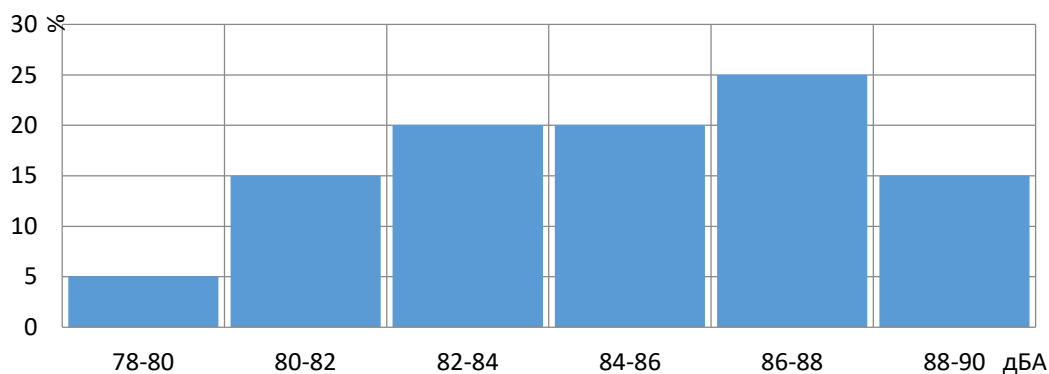
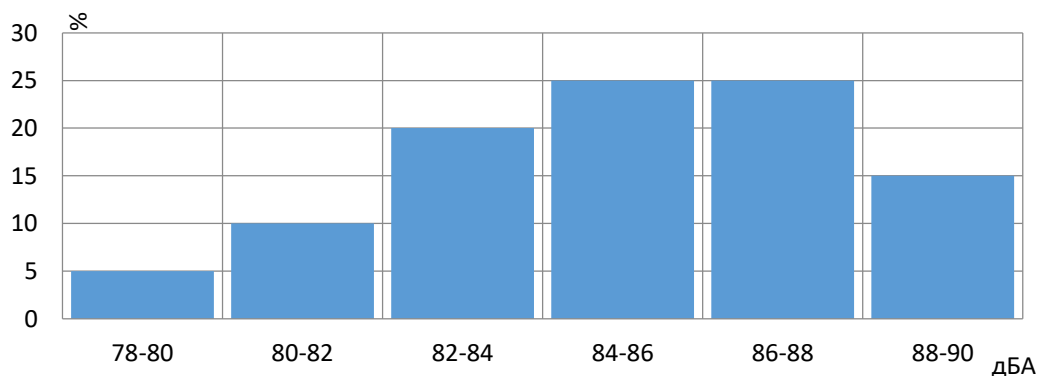
*a**б**в*

Рисунок 3.3 – Уровни звука станка модели ИР320ПМФ4:

*a* – при фрезеровании; *б* – при сверлении; *в* – при растачивании

Аналогичные результаты получены и для станка модели 6906ММФ2 (см. рисунок 3.4). При фрезеровании в 5 % ситуаций уровни звука не превышают санитарных норм. В 5 % случаев превышение уровней звука соответствует погрешности измерений и не превышает 82 дБА. В 20 % случаев уровни шума выше нормативов на 4 и 6 дБА. В 15 % случаев превышение составляет 6–8 дБА, в 20 % – 10 и 12 дБА и в 15 % – 14 дБА.

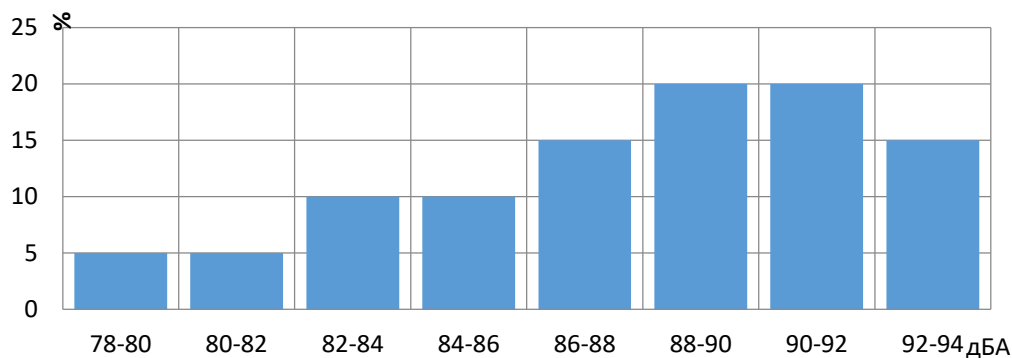
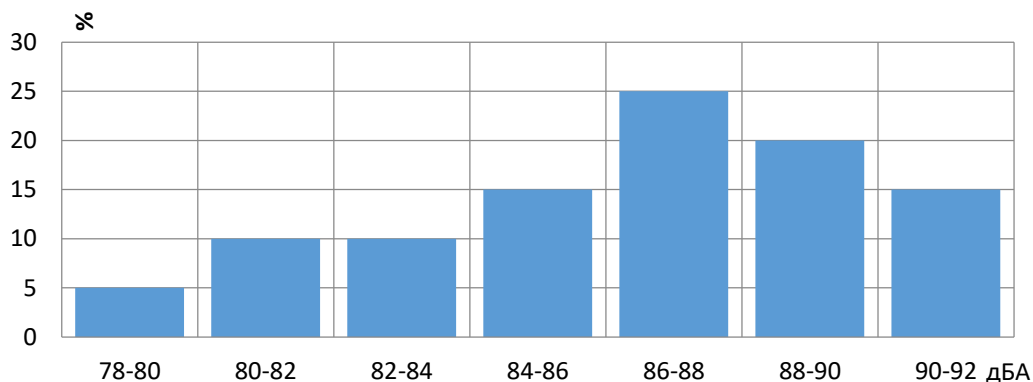
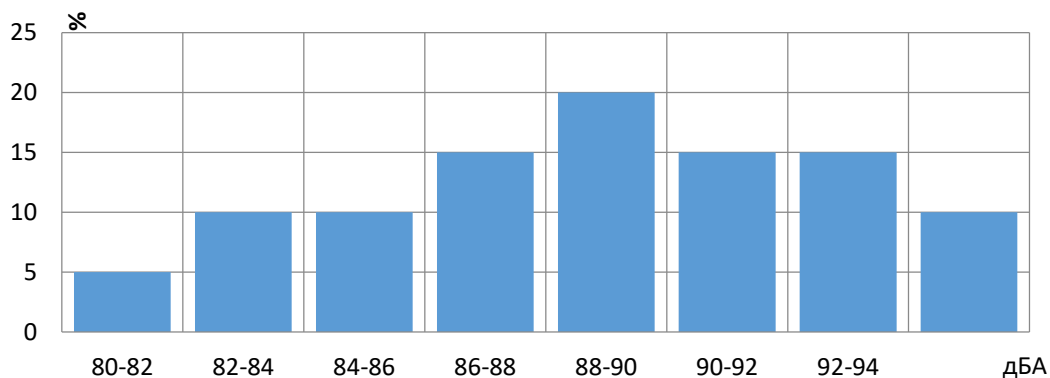
*a**б**в*

Рисунок 3.4 – Уровни звука станка модели 6906ММФ2:

*a* – при фрезеровании; *б* – при сверлении; *в* – при растачивании

При сверлении уровни звука находятся в диапазоне 78–92 дБА. В 5 и 10 % вариантов уровни звука не превышают норматив и находятся в пределах погрешности измерений (соответственно). В 15 % вариантов зафиксировано превышение до 6 дБА, в 25 % – до 8 дБА, в 20 % – до 10 дБА и 15 % – до 12 дБА.

Разница в уровнях звука при растачивании достигает также 14 дБА. В 5 % вариантов уровни звука не превышают 80 дБА, что соответствует нормативным

значениям. В 10 % вариантов уровни звука не превышают 82 дБА, что соответствует погрешности измерений. Приблизительно в каждом десятом случае зарегистрированные показатели шума достигают 82 дБА, что находится в пределах допустимой погрешности. Аналогично в 10 % случаев зафиксированный уровень звука достигает 84 дБА, превышая стандартные ограничения на 4 дБА. 15 % соответствуют превышению уровней звука на 6 и 10 дБА, 20 % вариантов, то есть максимальное количество, соответствуют превышению до 8 дБА, и 10 % – превышению до 12 дБА.

Полученные данные определили необходимость применения систем снижения уровней шума. Следует отметить, что системы снижения шума должны быть рассчитаны и спроектированы на условия наиболее шумных вариантов реализации технологического процесса, то есть для станков модели 2623ПМФ – 18 дБА, для станков моделей 2204ВМФ2 и 2206ВМФ2 – 12 дБА, для станков модели ИР320ПМФ4 и 2254ВМФ4 – 14 дБА.

Для достижения более безопасных условий работы рекомендуется пересмотреть производственные процессоры и внедрить новую систему мониторинга уровня шума, что позволит не только минимизировать воздействие негативных акустических факторов на сотрудников, но и повысить их продуктивность за счет создания благоприятной рабочей среды. Одним из возможных решений может стать внедрение автоматических систем контроля, которые мгновенно оповещают о превышении уровня шума допустимой нормы и предлагают операторам соответствующие меры по снижению его воздействия [108, 126]. Также стоит рассмотреть возможность модернизации самих станков для снижения шумообразования. Это может включать в себя как технические усовершенствования, направленные на минимизацию шумового излучения, так и использование более тихих вспомогательных систем и компонентов. Инвестиции в такие изменения в начальный период могут показаться значительными, однако в длительной перспективе они окупятся в виде снижения затрат на охрану труда и повышения уровня удовлетворенности сотрудников и состояния их здоровья.

### **3.2 Результаты экспериментальных исследований спектрального состава уровней звукового давления многоцелевого станка при фрезеровании**

Экспериментальные исследования спектрального состава уровней звукового давления при фрезеровании, сверлении и растачивании для всех моделей исследуемых станков показали идентичность в закономерности распределения интенсивности звукового излучения по октавам. Различия наблюдаются только в уровнях звукового давления, пропорциональных мощности привода главного движения. Поэтому подробный анализ закономерности формирования спектров шума выполнен на примере станка модели ИР320ПМФ4, как оснащенного ограждением зоны резания, для операций, максимально соответствующих возможным уровням звука.

На первом этапе экспериментальных исследований измерялись уровни звукового давления на холостом режиме работы станков на предельных оборотах шпинделя. Данные замеров продемонстрировали, что для станков с бесступенчатым шпиндельным приводом шумовые характеристики холостого хода остаются в рамках допустимых нормативов, включая работу модели при  $n = 5000$  об/мин у станка модели ИР320ПМФ4. Станки же с зубчатым приводом 2623ПМФ4 и 2204ВМФ4 превышают санитарные нормы даже на холостом режиме работы. Превышение допустимого уровня шума для станка 2623ПМФ4 достигает 6 дБ, а для модели 2204ВМФ4 – 4 дБ. Показатели звукового давления находятся выше установленной нормы в обширном частотном диапазоне от 250 до 8000 Гц, что наглядно представлено на рисунке 3.5.

Измерениями зафиксировано превышение уровней звукового давления: для станков модели 2623ПМФ4 оно составляет от 4 до 8 дБ, у станков модели 2204ВМФ4 – от 3 до 6 дБ. Наибольшие отклонения от нормы наблюдаются в пятой и шестой октавных полосах.

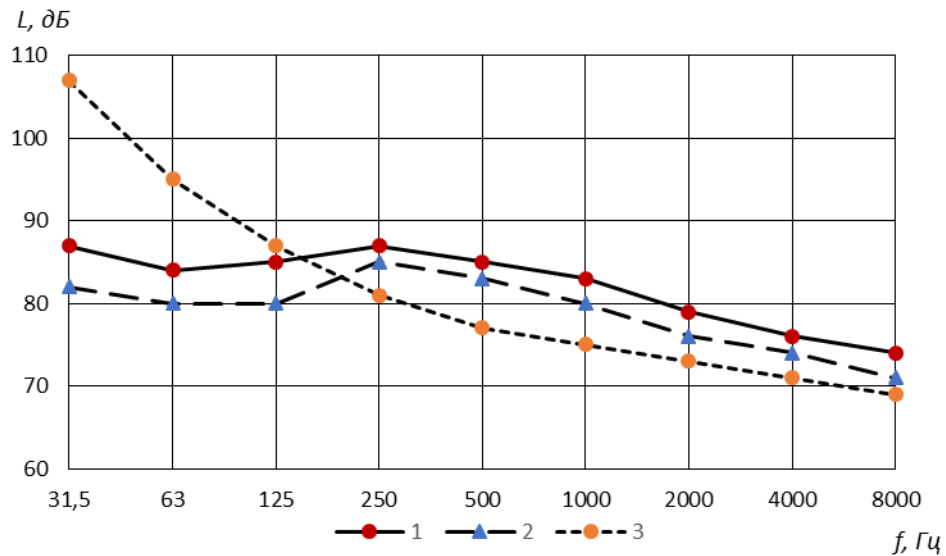


Рисунок 3.5 – Спектральные характеристики шума при холостом ходе станков:

1 – модели 2623ПМФ4; 2 – модели 2204ВМФ4;

3 – предельно допустимые значения спектра

Подобная картина свидетельствует о том, что именно коробка скоростей оказывает преобладающее акустическое влияние при работе без нагрузки. Это подтверждается и теоретическими расчетами, основанным на соотношении:

$$\Delta L = 20 \lg \frac{n_1 N_1 z_2}{n_2 N_2 z_1} = 20 \lg \frac{1250 \cdot 15 \cdot 25}{2000 \cdot 19 \cdot 6,3} = 20 \lg 1,96 = 6 \text{ дБ.}$$

При этом значения, полученные экспериментально, показывают несколько меньшее значение – порядка 4 дБ.

Уровни звукового давления при фрезеровании изменяются для условий обработки торцовой фрезой диаметром 160 мм с числом зубьев – 12, дисковой фрезой диаметром 160 мм с числом зубьев – 64, и концевыми фрезами диаметром 28 и 50 мм с числом зубьев – 6. Результаты измерений приведены на рисунках 3.6–3.10. Спектры шума при фрезеровании торцовой фрезой измерялись при открытом и закрытом ограждении (см. рисунок 3.6).

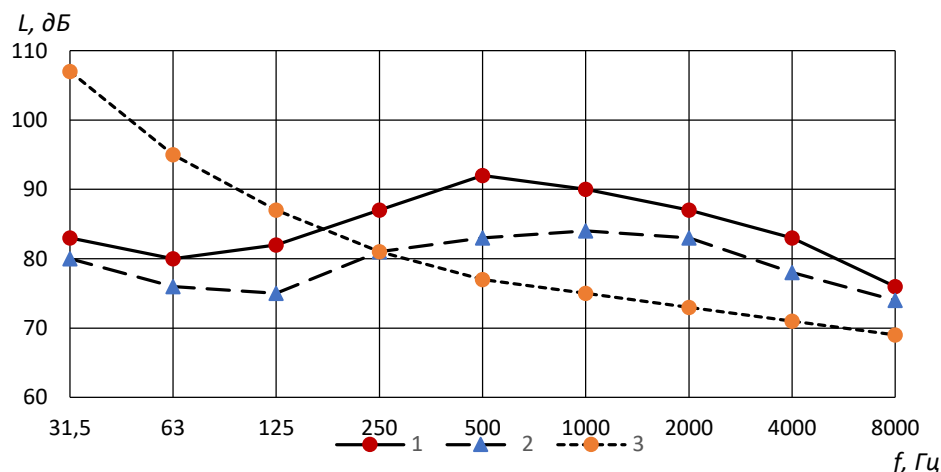


Рисунок 3.6 – Спектры шума при фрезеровании торцевой фрезой:

1 – при открытом ограждении; 2 – при закрытом ограждении;

3 – предельно допустимые значения спектра

При отсутствии экранирующей перегородки акустический фон приобретает четко очерченный широкополосный характер. Наибольшие значения уровней звукового давления зафиксированы в октавах номер пять и шесть, достигая 91 и 90 дБ соответственно. Эти значения превышают установленные нормы на 13 и 15 дБ. На более высоких частотах отмечается снижение интенсивности излучаемого звука. В частности, в седьмой октаве наблюдается спад интенсивности на 5 дБ, однако регистрируемый уровень все еще на 13 дБ выше допустимого. В восьмой октаве установлено превышение на 12 дБ уровня звукового давления, тогда как в девятой этот показатель оказался выше нормы на 8 дБ.

При закрытом ограждении зафиксировано, что уровень звукового давления в диапазоне пятой – девятой октав оказывается выше допустимых показателей. Величины превышений при этом составляют 6, 10, 9 и 4 дБ соответственно для каждой из указанных октав. Эти данные наглядно демонстрируют недостаточную акустическую эффективность ограждения. Отличие спектров шума при фрезеровании дисковой фрезой (см. рисунок 3.7) заключается в увеличении звукового давления в высокочастотной части спектра, при этом величина превышений достигает 12–15 дБ. При закрытом ограждении замеренные значения

звукового давления оказываются выше допустимых норм: в пятой полосе частот – на 4 дБ, в шестой – на 8 дБ, в седьмой и восьмой – на 10 дБ, а в девятой – на 6 дБ.

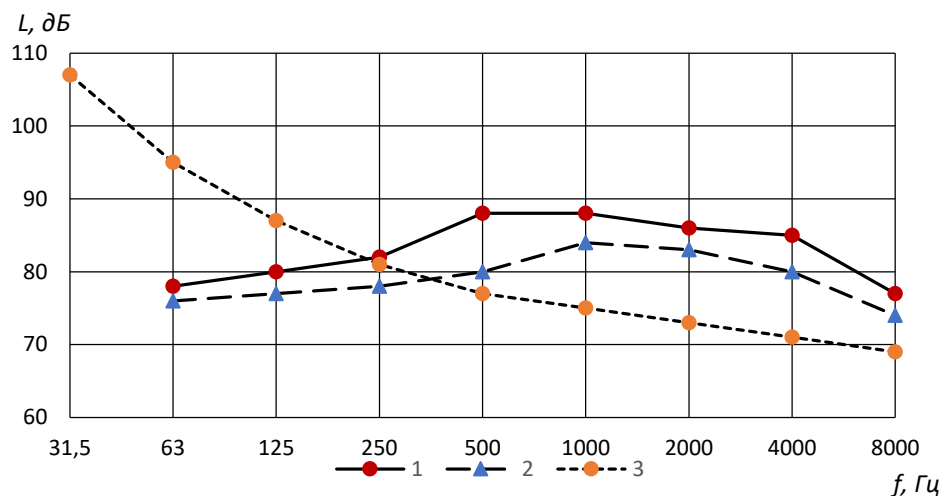


Рисунок 3.7 – Спектры шума при фрезеровании дисковой фрезой:

1 – при открытом ограждении; 2 – при закрытом ограждении;

3 – предельно допустимые значения спектра

Шум при операциях фрезеровании создается концевыми фрезами, результаты измерений уровня шума при фрезеровании концевой фрезой Ø50 мм приведены на рисунке 3.8.

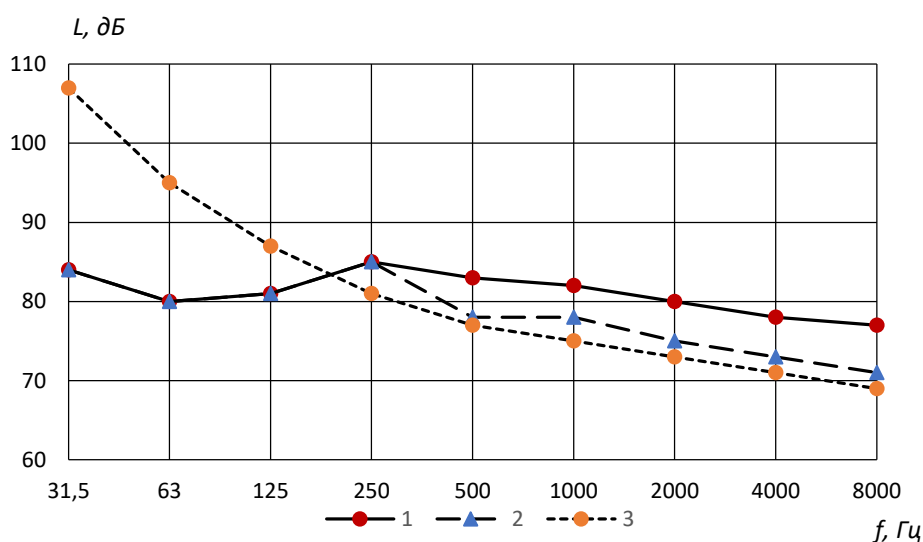


Рисунок 3.8 – Спектры шума при фрезеровании концевой фрезой:

1 – при открытом ограждении; 2 – при закрытом ограждении;

3 – предельно допустимые значения спектра

Характер спектра шума имеет существенное отличие от аналогичных спектров при фрезеровании торцевой фрезой. Действительно, по мере увеличения частоты уровень звукового давления уменьшается. Спад уровней составляет 3–4 дБ на октаву. Этот факт объясняется меньшим числом зубьев и, следовательно, значительно меньшей частотой воздействия сил резания, чем у торцевых и в особенности у дисковых фрез. Интенсивность звукового излучения также значительно ниже вследствие уменьшения сил резания. Фактически в диапазоне частот до 1000 Гц уровни звукового давления формируются акустическим излучением коробки скоростей. В среднем прирост уровней звукового давления наблюдается лишь в восьмой и девятой октавах, где относительно холостого хода он составляет 2 и 5 дБ соответственно.

### **3.3 Определение спектральных характеристик уровней звукового давления, возникающего при расточке на многоцелевом станке**

Операция расточки существенно влияет на акустические характеристики создаваемого шума. Это обусловлено несколькими факторами, включающими характеристики режущего инструмента, параметры режима резания, жесткость обрабатываемой детали и станочной системы, а также наличие и свойства смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ). В рабочем режиме измерялись уровни звукового давления при растачивании длинномерных втулок с различными диаметрами отверстия и толщиной стенки: Ø250/50 мм и Ø350/10 мм (в дальнейшем детали № 1 и № 2). Измерения проводились на рабочем месте станочника при открытом и закрытом ограждении зоны резания, со стороны растачиваемого отверстия, противоположного шпинделю; растачиваемого отверстия со стороны коробки скоростей; снизу заготовки; сверху над заготовкой; позади станка; внутри растачиваемых отверстий [133, 134]. Результаты измерений, проведенных на рабочих местах, представлены на рисунках 3.9 и 3.10.

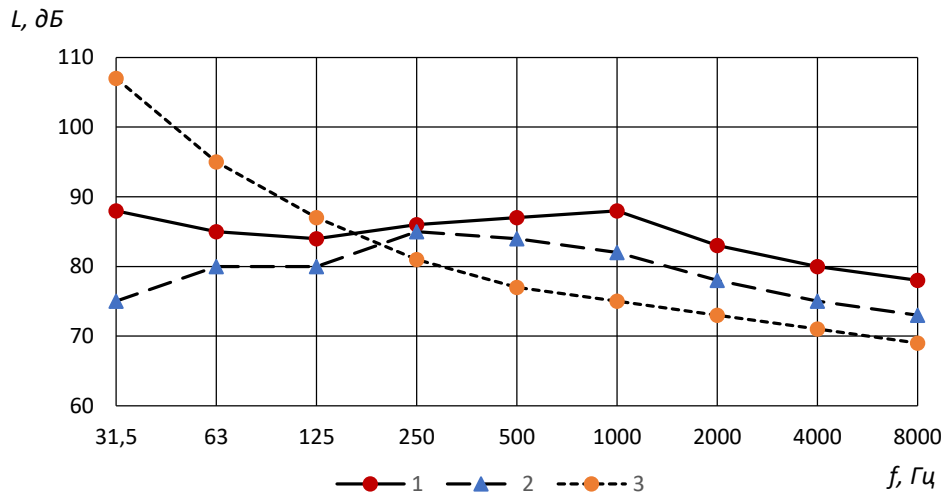


Рисунок 3.9 – Частотная характеристика шума при растачивании детали № 1:  
 1 – без использования защитного ограждения; 2 – при закрытом ограждении;  
 3 – предельно допустимые значения спектра

В частотном диапазоне 250–8000 Гц наблюдается выход за пределы допустимых значений уровней звукового давления. Если не устанавливать защитную конструкцию, показатели достигают 87 дБ в шестой октавной полосе, 85 дБ в пятой, 83 дБ в седьмой, 80 дБ в восьмой и 70 дБ в девятой. При закрытом ограждении уровни звукового давления несколько уменьшаются, однако все еще превышают норму: 87, 81, 78, 75 и 73 дБ в соответствующих октавах.

При растачивании деталей № 2 (см. рисунок 3.10) спектр шума имеет практически идентичный характер, но уровни звукового давления по октавам увеличиваются на 3–6 дБ. Это объясняется, в первую очередь, изменением жесткости обрабатываемой детали и, как следствие, повышением виброактивности конструкции режущей системы. Увеличение частоты вращения шпинделя также вносит свой вклад в повышение общего уровня шума, хотя и в меньшей степени. Замечено, что при более высокой частоте вращения возникают дополнительные резонансные явления, способствующие усилению звуковых колебаний в определенных октавных полосах.

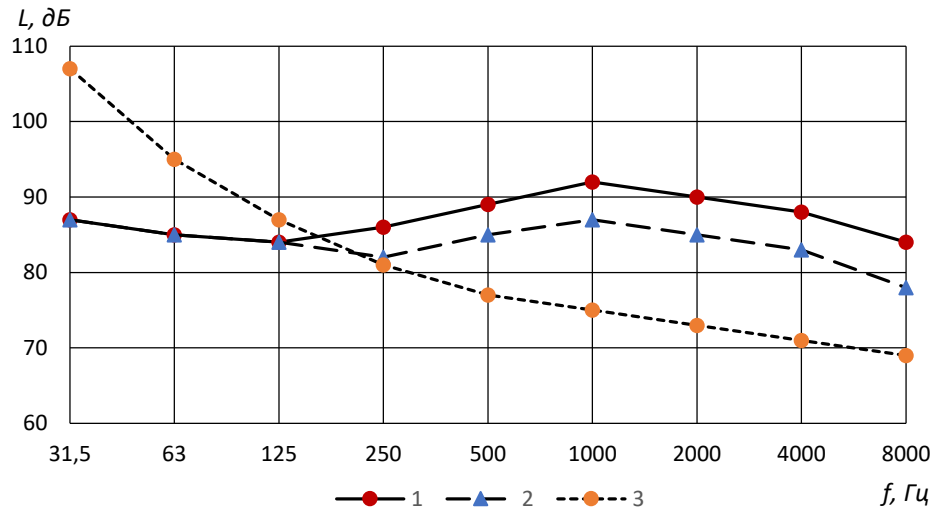


Рисунок 3.10 – Частотная характеристика шума при растачивании детали № 2:

1 – без использования защитного ограждения; 2 – при закрытом ограждении;

3 – предельно допустимые значения спектра

В данном случае показатели звукового давления при незакрытой и закрытой конструкции выглядят следующим образом: на четвертой октавной полосе – 86 и 82 дБ, на пятой – 90 и 85 дБ, на шестой – 91 и 87 дБ, на седьмой – 90 и 85 дБ, на восьмой – 88 и 83 дБ, на девятой – 84 и 78 дБ. Следовательно, наименьшие показатели превышения уровня шума фиксируются на отметке 16 дБ при открытом ограждении и 12 дБ, когда ограждение закрыто.

Вибрация, возникающая при обработке детали, передается через станину станка и крепления, вызывая излучение шума в широком диапазоне частот. Низкочастотные компоненты спектра связаны с вращением шпинделя и привода. Высокочастотные составляющие шума, которые генерируются при выполнении процесса резки, также вносят существенный вклад в уровень шума на рабочем месте оператора станка.

Спектры шума у торца растачиваемых деталей № 1 и № 2, противоположного корпусу коробки скоростей, приведены на рисунках 3.11 и 3.12 (соответственно).

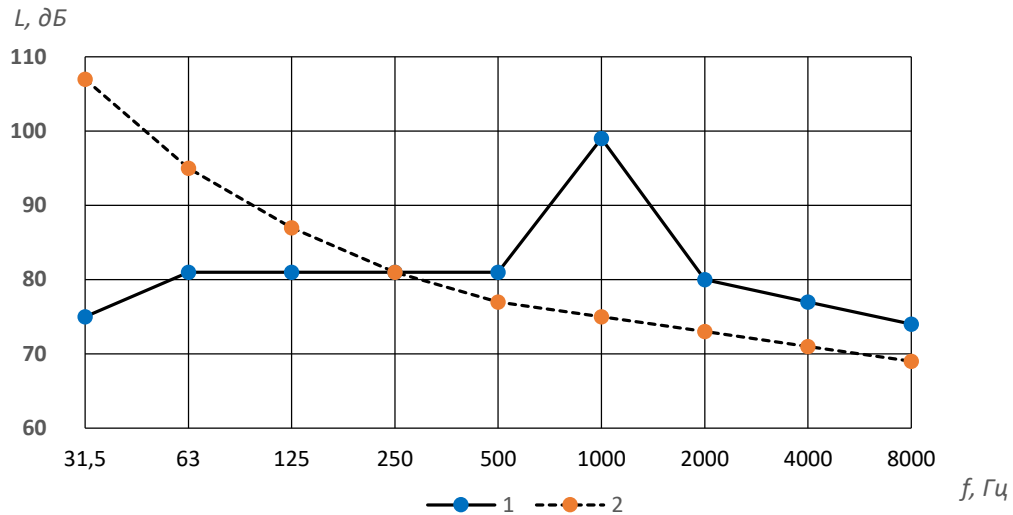


Рисунок 3.11 – Частотная характеристика шума при растачивании отверстия  
большого диаметра:

1 – около отверстия большого диаметра; 2 – предельно допустимые  
значения спектра

В частотном интервале от 31,5 до 250 Гц спектр шума идентичен режиму работы без нагрузки. Разница заметна только в мощности акустического излучения: уровень шума увеличивается на 3–5 дБ, что объясняется более интенсивной вибраций несущей системы станка под воздействием сил резания. Заметные изменения наблюдаются в спектральном диапазоне частот 500–8000 Гц. На частоте 500 Гц превышение октавного уровня звукового давления достигает 4 дБ. Характер шумового спектра становится близким к тональному. Максимальное значение звукового давления приходится на шестую октаву, где превышение допустимого уровня составляет 24 дБ. В пятой и седьмой октавах уровни звукового давления ниже на 7 и 9 дБ соответственно. В седьмой октаве нормативы превышены на 7 дБ, в восьмой – на 5 дБ, в девятой – на 4 дБ. Ослабление интенсивности звукового излучения в восьмой и девятой октавах составляет 5 и 4 дБ соответственно.

Спектральные показатели шума детали № 2 при растачивании детали отверстия малого диаметра (рисунок 3.12) практически полностью совпадают с описанным выше случаем.

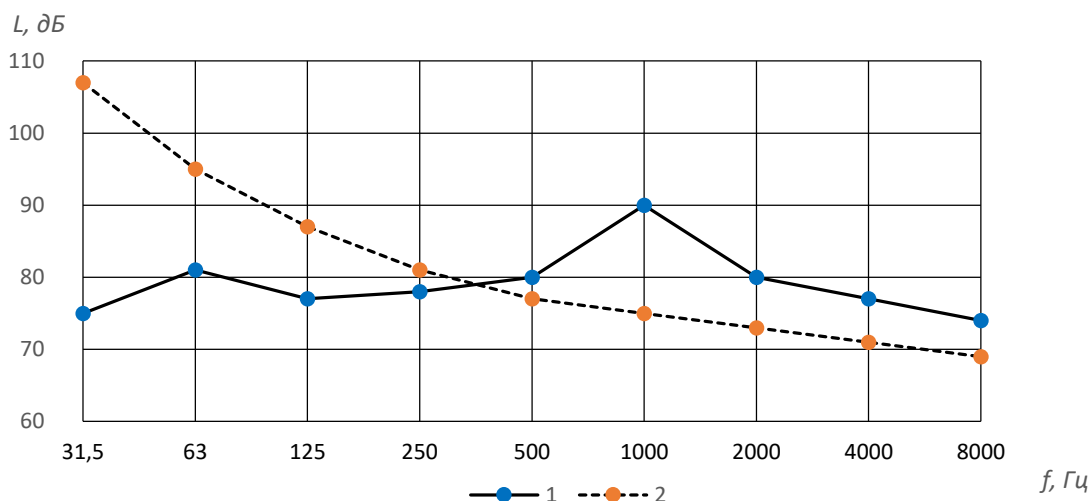


Рисунок 3.12 – Частотная характеристика шума при растачивании отверстия малого диаметра:

1 – около отверстия меньшего диаметра; 2 – предельно допустимые значения спектра

Максимальный уровень звукового давления, превышающий норматив на 16 дБ, приходится на шестую октаву. При этом в пятой и седьмой октавах показатели звукового давления оказываются ниже примерно на 10 дБ. Фактически интенсивность излучения звука в шестой октаве в значительной мере формирует общий уровень шума в дБА. Отклонения от норматива по звуковому давлению составляют: в седьмой октаве – 9 дБ, в восьмой – 7 дБ, в девятой – 6 дБ. Следовательно, несмотря на полное сходство спектральной картины, уровень звукового давления около отверстия меньшего диаметра превышает аналогичный показатель для большего отверстия на 2 дБ. Подобное различие объясняется тем, что интенсивность звукового излучения усиливается по мере снижения изгибной жесткости расточной борштанги, а также уменьшения воздушного объема обрабатываемого отверстия. Достоверность этих данных наглядно подтверждается результатами замеров, проведенных непосредственно внутри полостей корпуса в процессе растачивания (рисунок 3.13).

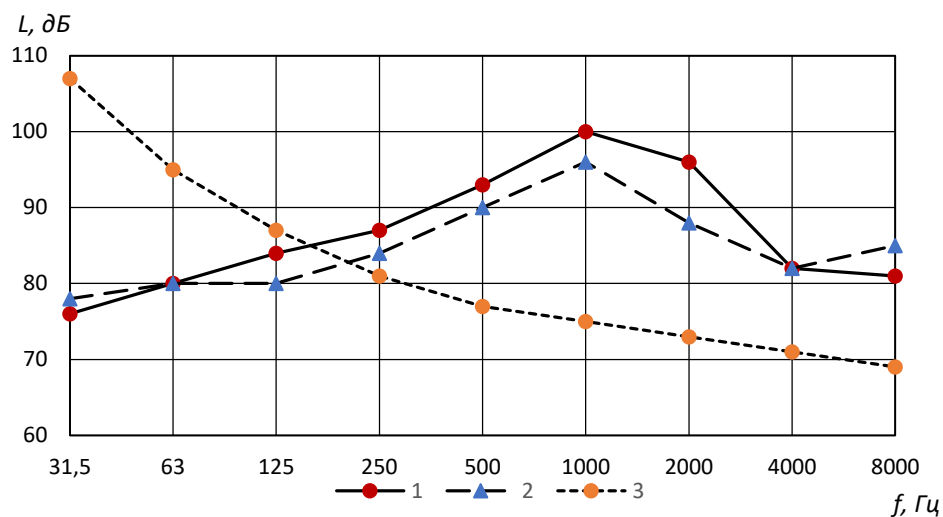


Рисунок 3.13 – Частотная характеристика шума при растачивании отверстий:  
 1 – около отверстия большого диаметра; 2 – около отверстия малого диаметра;  
 3 – предельно допустимые значения спектра

В самом деле, внутри отверстия меньшего диаметра фиксируются значения звукового давления на 3–5 дБ ниже, чем в отверстии большого диаметра, почти во всем диапазоне частот. Исключение составляют лишь вторая и восьмая октавы, где уровни шума оказываются одинаковыми.

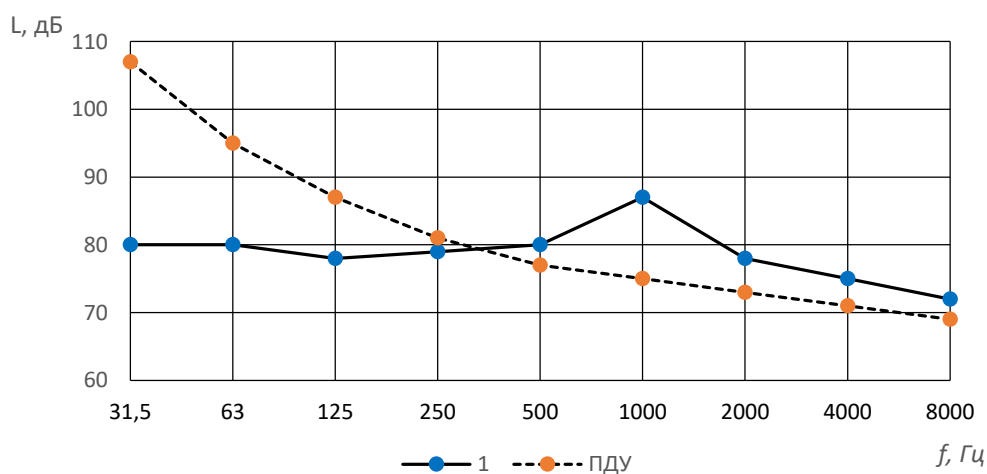


Рисунок 3.14 – Частотная характеристика шума со стороны борштанг при растачивании отверстий:  
 1 – у отверстия малого диаметра; 2 – предельно допустимые значения спектра

Влияние акустического излучения, формирующегося при расточке отверстий вследствие колебаний внутреннего воздуха, также отчетливо фиксируется в ходе замеров, выполненных вблизи торцевых зон обрабатываемых деталей (рисунки 3.14, 3.15) с той стороны, где установлены борштанги. Уровни звукового давления здесь оказываются на 2–5 дБ ниже, чем на рабочем месте, однако в шестой октаве они все еще превышают допустимые нормы на 12 дБ. Следует отметить, что спектральная картина приближается к тональной, поскольку в пятой октаве давление снижено на 10 дБ, а в седьмой – на 8 дБ (см. рисунок 3.15).

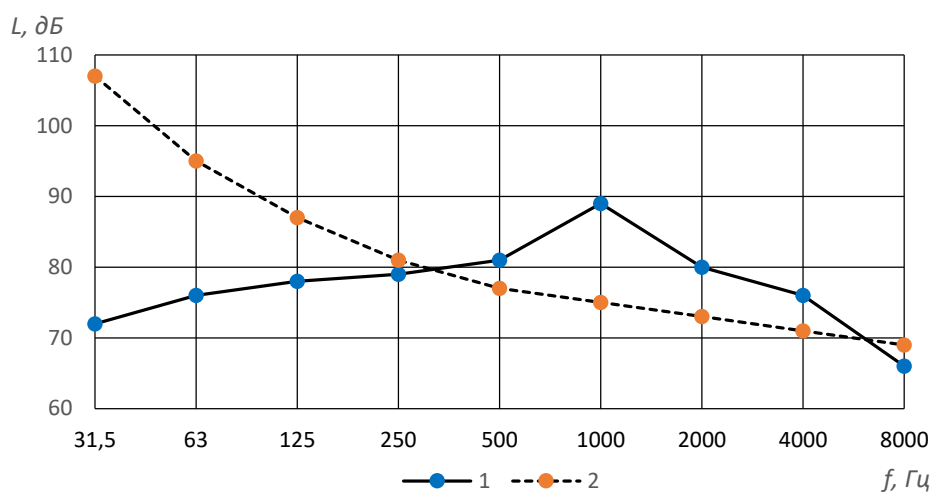


Рисунок 3.15 – Частотная характеристика шума со стороны борштанг при растачивании отверстий:

1 – возле отверстия большего диаметра; 2 – предельно допустимые значения спектра

В указанной точке превышение над регламентированными значениями составляет от 5 до 14 дБ, причем максимальный уровень звукового давления снова приходится на шестую октаву, а снижение относительно соседних полос в пятой и седьмой октавах достигает 8 дБ.

Спектры шума, измеренные сверху и сбоку детали, представлены на рисунках 3.16 и 3.17.

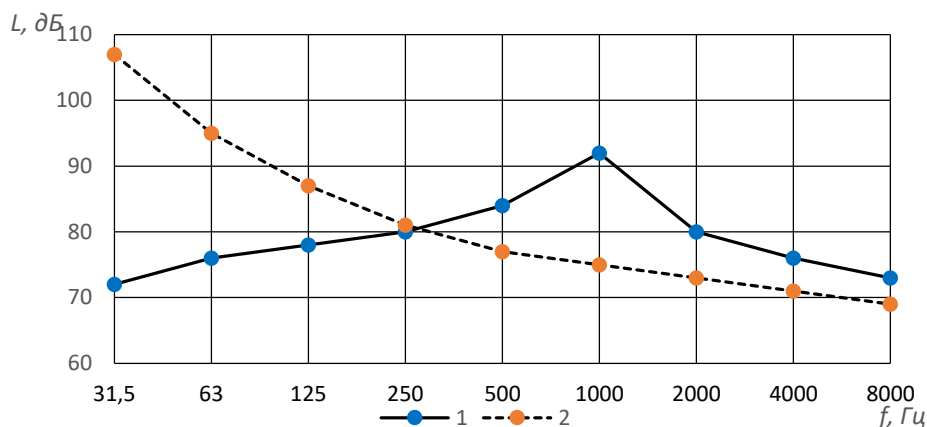


Рисунок 3.16 – Частотная характеристика шума при растачивании детали:  
 1 – над растачиваемым корпусом; 2 – предельно допустимые значения спектра

Результаты измерений показали, что внешний шумовой спектр детали отличается более равномерным перераспределением интенсивности по частотам. А именно акустический спектр корпуса носит отчетливо выраженный широкополосный характер, при этом избыток звукового давления над санитарными нормами колеблется в пределах 4–8 дБ в диапазоне 500–8000 Гц, то есть перепад между отдельными уровнями в спектре не превышает 4 дБ.

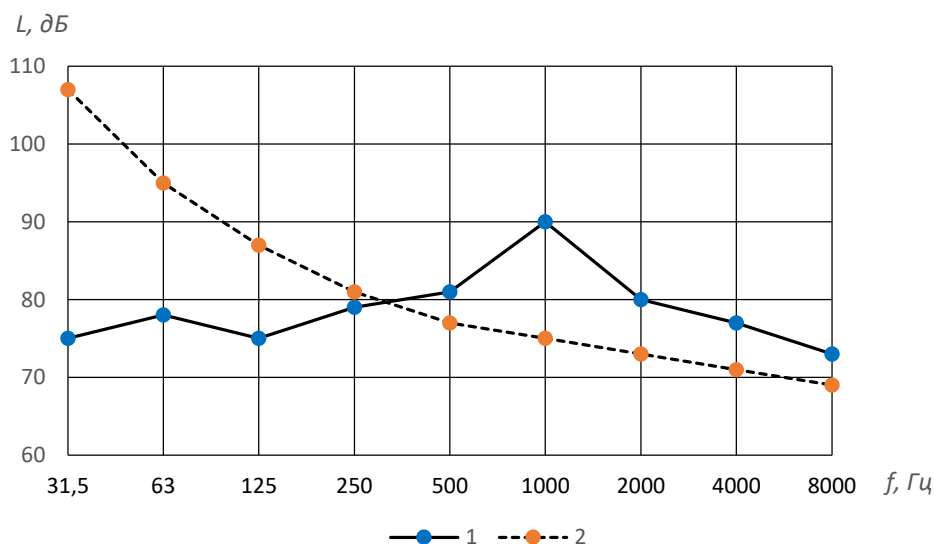


Рисунок 3.17 – Частотная характеристика шума при растачивании детали:  
 1 – у боковой поверхности корпуса; 2 – предельно допустимые значения спектра

Следует отметить, что в данном случае наблюдается практически полное сходство в характере распределения интенсивности. Разница в уровнях звукового давления по сравнению с данными, представленными на рисунке 3.16, находится в пределах погрешности измерительной аппаратуры.

Спектры шума, зафиксированные вблизи привода внутри защитного ограждения, также обладают широкополосной структурой. Здесь звуковое давление превосходит нормативные показатели лишь на 3–5 дБ.

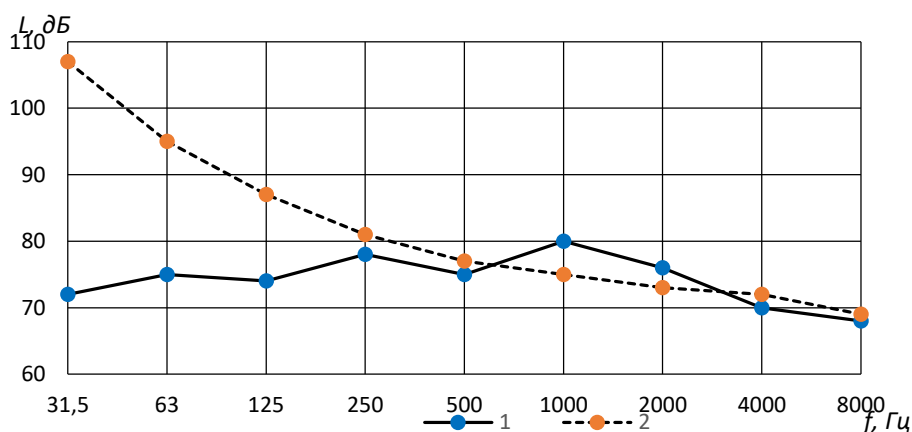


Рисунок 3.18 – Частотная характеристика шума:

1 – привода внутри ограждения; 2 – предельно допустимые значения спектра

В точке у привода внутри ограждения уровни звукового давления превышение допустимых показателей шума отмечается исключительно в шестом и седьмом частотных диапазонах – на 5 и 2 дБ (соответственно). Подобная картина обусловлена тем, что на формирование звукового поля здесь воздействует рассеянный акустический сигнал, исходящий как от обрабатывающего элемента, так и от самого растачиваемого узла. Следовательно, обработка замеров акустических параметров демонстрирует, что избыточный шум на позиции оператора создается связкой «режущий инструмент – обрабатываемая заготовка».

Следует отметить, что схожие испытания, проведенные на установке 2206, дали результаты на 2–3 дБ ниже, чем у станка модели ИР320ПМФ4 при открытом ограждении. Уровни звукового давления станка модели 2254 практически не отличаются по интенсивности излучаемой звуковой энергии. Максимальные же

значения шума были зафиксированы на рабочих местах станков модели 2623ПМФ4, которые оказались на 2 дБ выше, чем у станка модели ИР320ПМФ4 с открытым ограждением.

### 3.4 Результаты экспериментальных исследований спектрального состава уровней звукового давления многоцелевого станка при сверлении и фрезеровании

При сверлении уровни звукового давления измерялись для сверл  $\varnothing 50$  мм и  $\varnothing 12$  мм, результаты измерений проведены на рисунке 3.19.

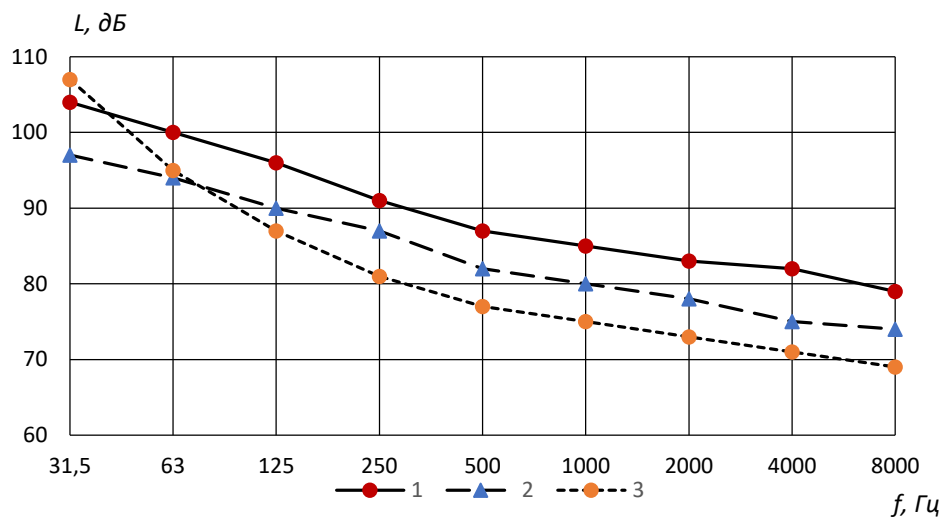


Рисунок 3.19 – Спектры шума при сверлении:

1 –  $\varnothing 50$  мм; 2 –  $\varnothing 12$  мм; 3 – предельно допустимые значения спектра

Следует отметить существенные отличия от аналогичных спектров при фрезеровании торцовыми и дисковыми фрезами и соответствие по характеру спектрам при работе концевыми фрезами, что также объясняется меньшим значением частоты воздействия со стороны процесса сверления. Уровни звукового давления оказываются выше допустимых норм в интервале частот от 250 до 8000 Гц. Для сверл диаметром 50 мм превышение фиксируется на уровне 10 дБ в четвертой октавной полосе, 8 дБ – в пятой, 10 дБ – в шестой, а также 8 дБ в диапазоне с седьмой по девятую октавы. При работе сверлом диаметром 12 мм

аналогичные показатели снижаются на 4–6 дБ. Полученные результаты согласуются с расчетными данными: теоретическое значение этого уровня составило 8 дБ.

Снижение уровня звукового давления при переходе от сверла диаметром 50 мм к сверлу 12 мм объясняется не только уменьшением площади контакта, но и изменением жесткости системы «станок – инструмент – обрабатываемая заготовка». Более тонкое сверло обладает меньшей изгибной жесткостью, что приводит к более эффективному демпфированию высокочастотных составляющих вибрации в самом теле инструмента. Кроме того, уменьшение диаметра изменяет характер стружкообразования: при меньшем сечении среза стружка имеет меньшую толщину и легче разрушается, что снижает интенсивность вторичного возбуждения колебаний на выходе из лунки. Именно поэтому разница в уровнях шума между инструментами разных диаметров не постоянна, а увеличивается с ростом частоты, достигая максимальных значений в девятой октавной полосе.

### **3.5 Экспериментальные исследования вибраций многоцелевого станка**

Для проверки достоверности выводов о характере формирования шума и вибраций в несущей системе станка были выполнены замеры в пятидесяти точках самого станка, в шести точках корпуса, а также в двух точках на фланцах расточных борштанг. Анализ результатов измерений показал, что распределение интенсивности вибраций по несущей системе практически однородно: расхождение значений не превышало 2 дБ, что, по сути, находится в пределах погрешности измерительного оборудования. Подобная однородность распределения виброскорости свидетельствует о том, что доминирующим механизмом возбуждения колебаний в данном частотном диапазоне является не локальный резонанс отдельного элемента, а общая вынужденная деформация всей пространственной рамы под действием переменных сил резания. Иными словами, несущая система ведет себя как единое целое. Дополнительным подтверждением общего характера колебаний служит сопоставление уровней вибраций на корпусе

обрабатываемой детали и на станине станка. Аналогичные результаты получены и на растачиваемом корпусе. Результаты измерений приведены на рисунке 3.20.

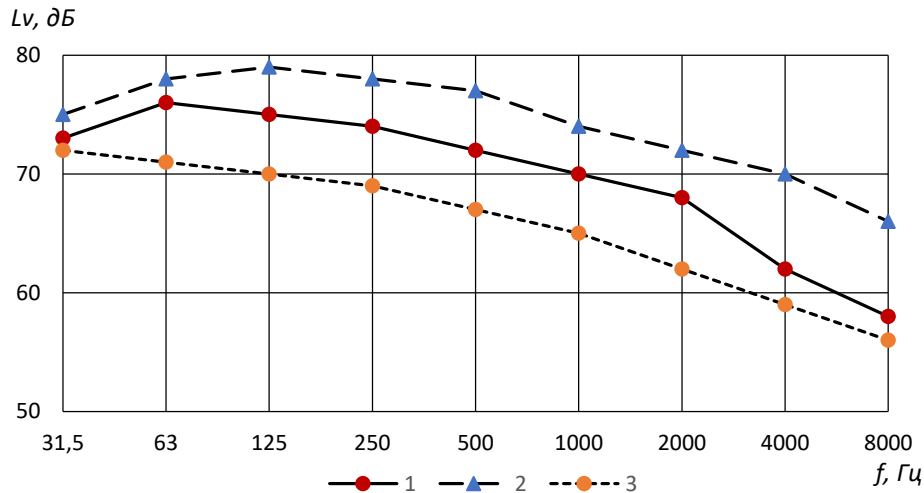


Рисунок 3.20 – Спектры вибраций:

1 – на фланцах крепления борштанг; 2 – корпус шпиндельной бабки;

3 – на элементах несущей системы станка

Проведенные измерения вибраций подтвердили ранее сделанные выводы о том, какие источники формируют акустическое излучение, определяющие превышения допустимых уровней звукового давления на рабочем месте оператора в средне- и высокочастотном диапазоне 500–8000 Гц. Колебания несущей конструкции остаются в пределах 80 дБ в полосе частот 31,5–500 Гц, тогда как на более высоких частотах наблюдается спад интенсивности вибраций на 4–6 дБ на каждую октаву. При этом уровень вибраций корпуса превышает показатели несущей системы на 5–10 дБ, а на борштанге он выше, чем на обрабатываемой детали, на 3–6 дБ и выше, чем на элементах несущей конструкции, на 6–10 дБ.

Полученные данные позволяют количественно оценить вклад каждого элемента технологической системы в формирование общей вибрационной картины станка. Поскольку разница в уровнях между корпусом шпиндельной бабки и несущей конструкцией составляет устойчивые 5–10 дБ, это указывает на то, что основным источником возбуждения является не передача усилий резания через

станину, а непосредственно работа шпиндельного узла – прежде всего подшипников качения.

Что касается снижения вибраций на борштанге по сравнению с обрабатываемой деталью лишь на 3–6 дБ, то это говорит о том, что динамическая податливость системы «шпиндель – борштанга – обрабатываемая деталь» распределена неравномерно: наиболее слабым звеном является именно вылет борштанги, который обладает высокой изгибной жесткостью, но низким демпфированием. Вследствие этого силовые возмущения от прерывистого резания или дисбаланса инструмента вызывают интенсивные автоколебания, которые через резьбовые и конусные соединения передаются на корпус бабки.

### **3.4 Выводы по главе**

1 Результаты экспериментальных исследований показали, что спектр шума при растачивании на многоцелевых станках имеет сложный характер и состоит из множества частотных компонентов. Анализ спектрального состава шума показал, что доминирующие частотные компоненты в спектре шума при обработке на многоцелевых станках лежат в диапазоне от 500 до 4000 Гц.

2 Установлено, что увеличение скорости резания и подачи приводит к увеличению уровня шума во всех частотных диапазонах. В спектре шума, генерируемого процессом резания, присутствуют частоты, соответствующие частоте врезания и вырезания режущей кромки, а также частоты, связанные с вибрацией заготовки и инструмента. В спектре шума, генерируемого приводами подачи, присутствуют частоты, связанные с работой двигателей и редукторов.

3 В спектре шума, генерируемого шпинделем, присутствуют как низкочастотные компоненты, связанные с частотой вращения шпинделя, так и высокочастотные компоненты, обусловленные вибрацией подшипников и других элементов шпиндельного узла.

4 Система подачи СОЖ является источником шума, особенно при высоких давлениях и расходах СОЖ. В спектре шума, генерируемого системой подачи

СОЖ, присутствуют как низкочастотные компоненты, обусловленные работой насоса, так и высокочастотные компоненты, связанные с турбулентным потоком СОЖ. Использование СОЖ позволяет несколько снизить уровень шума, особенно в высокочастотном диапазоне.

5 Звуковым излучением станины при формировании звукового поля станка при работе можно пренебречь. Это фактически подтверждается теоретическими выводами о закономерностях формирования виброакустических характеристик исследуемых станков.

#### **4 МЕРОПРИЯТИЯ, НАПРАВЛЕННЫЕ НА СНИЖЕНИЕ УРОВНЕЙ ШУМА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ**

Для оценки потерь колебательной энергии необходимо использовать комплексный подход, включающий как теоретический анализ, так и экспериментальные исследования. В данной главе приведены экспериментальные данные и результаты математической обработки коэффициентов потерь колебательной энергии корпусных деталей из чугуна в виде регрессионных зависимостей в функции частоты колебаний. Для оценки потерь колебательной энергии необходимо использовать комплексный подход, включающий как теоретический анализ, так и экспериментальные исследования. Теоретический анализ позволяет определить основные источники потерь и разработать математические модели, описывающие динамическое поведение станка. Экспериментальные исследования, в свою очередь, позволяют верифицировать теоретические модели и получить данные о коэффициентах потерь в различных элементах станка. Выполнен регрессионный анализ полученных в ходе экспериментов показателей рассеивания колебательной энергии, зафиксированных для корпуса детали, подвергаемой обработке, а также для режущих узлов при выполнении операций растачивания, сверления и фрезерования. Анализируя формы колебаний, можно выявить элементы станка, в которых сосредоточена наибольшая колебательная энергия. Измерение демпфирующих характеристик материалов и соединений также позволяет оценить потери колебательной энергии. Используя уравнения, можно с высокой точностью оценить величину потерь колебательной энергии на различных частотах, что позволяет целенаправленно применять методы виброизоляции и виброгашения. В частности, возможны более эффективное проектирование демпфирующих элементов и выбор оптимальных материалов для изготовления станин и других несущих конструкций станков. Кроме того, представленные результаты могут быть использованы для разработки алгоритмов активного управления вибрацией. Это позволит существенно снизить уровень шума в производственных помещениях.

#### **4.1 Экспериментальные исследования коэффициентов потерь колебательной энергии чугунных заготовок**

В современных многоцелевых станках точность и качество обработки напрямую зависят от способности оборудования эффективно подавлять вибрации. Колебательная энергия, возникающая в процессе резания, приводит к снижению точности, ухудшению качества поверхности и повышенному износу инструмента. Оценка и минимизация потерь колебательной энергии является ключевой задачей для повышения эффективности и надежности станков. Основным источником колебаний многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных станков являются динамические силы резания, возникающие при взаимодействии инструмента с обрабатываемым материалом, вибрация вращающихся деталей, трение, ударные нагрузки при обработке материала, работа гидравлических и пневматических систем, а также аэродинамические шумы, возникающие при работе систем охлаждения и удаления стружки. Эти силы, в свою очередь, возбуждают колебания в элементах станка, таких как шпиндель, стол и станина. Потери колебательной энергии происходят из-за внутреннего трения в материалах станка, трения в направляющих и подшипниках, а также демпфирования в соединениях. В литературе рассмотрены источники колебаний, механизмы демпфирования и методы измерения вибрационных характеристик. Вместе с тем частотные зависимости коэффициентов потерь колебательной энергии отдельных узлов станка, необходимые для инженерного прогнозирования вибрации, исследованы не в полной мере. Одним из таких пробелов является недостаточная изученность частотных зависимостей коэффициентов потерь колебательной энергии ( $\eta$ ) для отдельных узлов и элементов многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных станков [134–137].

Оценка коэффициентов потерь колебательной энергии позволяет выявить слабые звенья в конструкции станка, подверженные повышенной вибрации и риску разрушения. Подобная оценка невозможна без всестороннего анализа, который сочетает в себе проведение опытных замеров вибрационных параметров

оборудования при разных рабочих условиях, а также применение вычислительных методик для изучения процессов демпфирования.

Анализ влияния потерь колебательной энергии на безопасность труда заключается в выявлении корреляции между высокими значениями коэффициентов потерь в определенных областях станка и увеличением риска возникновения аварийных ситуаций, производственных травм и профессиональных заболеваний операторов. А ее своевременная оценка и минимизация потерь позволяют не только повысить безопасность труда, но и улучшить эксплуатационные характеристики многоцелевых станков, увеличить их долговечность и снизить энергопотребление.

Нормирование потерь колебательной энергии представляет собой сложную задачу, лежащую на стыке технического регулирования и гигиены труда. Прямому регламентированию подлежат не сами потери, а их конечные следствия – уровни вибрации, передаваемой на оператора. Предельно допустимые значения виброскорости и виброускорения станков устанавливаются государственными и национальными стандартами, такими как Санитарные правила СП 2.2.4/2.1.8.566-96 «Санитарно-эпидемиологические требования к условиям труда», косвенно эти нормативы определяют требования к минимально необходимому демпфированию в опасных частотных диапазонах.

Целью настоящей работы являются оценка коэффициентов потерь колебательной энергии в элементах многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных станков и анализ их влияния на уровни вибрации, воздействующей на оператора, для обоснования мероприятий по повышению безопасности труда. Задачами являлись: проведение исследования коэффициентов потерь колебательной энергии для основных элементов многоцелевых станков, а именно корпусных деталей, а также узлов резания при растачивании, сверлении и фрезеровании; регрессионный анализ полученных экспериментальных данных с применением широкого спектра аппроксимирующих функций и на основе выявленных аналитических зависимостей проведение анализа влияния

диссипативных свойств элементов станка на формирование уровней вибрации в рабочей зоне оператора [138–141].

При инженерных расчетах учитывались коэффициенты потерь колебательной энергии по результатам тематической обработки экспериментальных данных на специальном стенде. Возбуждение вибраций создавалось специальным динамометрическим молоточком. При измерениях фиксировались уровни виброускорения в третьей – девятой октавах в момент ударного воздействия и по истечении 3 секунд.

При расчетах для корпусных деталей из чугуна экспериментальные исследования проводились для пластин толщиной 10–25 мм, которые показали, что разница в численных значениях не превышает 10–12 %, что при пересчете в уровни вибраций составляет  $10\lg 1,2 = 0,8$  дБ. Расчет коэффициента потерь колебательной энергии выполнялся по формуле:

$$\eta = \frac{\ln \frac{A_k}{A_i}}{f_i \pi t}. \quad (4.1)$$

Поскольку время ( $t$ ) составило 2 с, то зависимость (4.1) принимает вид:

$$\eta = 0,16 \frac{\ln \frac{L_{a_k}}{L_{a_i}}}{f_i}, \quad (4.2)$$

где  $A_k$  и  $A_i$  – амплитуда колебаний в начале и конце цикла измерений;

$f_i$  – частоты колебаний, в данном случае 125, 250, 500, 1000, 4000, 8000 Гц;

$L_{a_k}$  и  $L_{a_i}$  – уровни виброускорения (дБ) в конце и начале цикла измерений;

$t$  – время от включения до отключения электромагнита, с.

На практике измеряются не амплитуды колебаний, а уровни виброускорения, а, учитывая характеристики современной измерительной аппаратуры «Экофизика», «Ассистент» и «Октава», целесообразно измерять октавные уровни виброускорения [8]. Регистрация виброускорения осуществлялась в октавных полосах частот современной измерительной аппаратурой, также уровни виброускорения определяются по формуле:

$$L_a = 20 \lg \frac{\alpha}{3 \cdot 10^{-4}},$$

где амплитуда ускорения определяется как  $\alpha = 3 \cdot 10^{-4} \cdot 10^{0,05 L_a}$ .

В свою очередь  $\alpha = A \cdot f_i^2$ , тогда зависимость (4.2) принимает вид:

$$\eta = 0,1 \frac{\ln 10^{0,05(L_{a_k} - L_{a_i})}}{f_i} = 0,1 \cdot 2,3 \frac{\lg 10^{0,05 \Delta L_{a_k}}}{f_i} = 10^{-2} \frac{L_{a_k}}{f_i}. \quad (4.3)$$

Для октавных полос коэффициенты потерь рассчитываются следующим образом:

$$\eta_{31,5} = 3,17 \cdot 10^{-4} L_{a_{31,5}},$$

$$\eta_{63} = 1,6 \cdot 10^{-4} L_{a_{63}},$$

$$\eta_{125} = 8 \cdot 10^{-5} L_{a_{125}},$$

$$\eta_{250} = 1 \cdot 10^{-5} L_{a_{250}},$$

$$\eta_{500} = 2,1 \cdot 10^{-5} L_{a_{500}},$$

$$\eta_{1000} = 1 \cdot 10^{-5} L_{a_{1000}},$$

$$\eta_{2000} = 5 \cdot 10^{-6} L_{a_{2000}},$$

$$\eta_{4000} = 2,5 \cdot 10^{-6} L_{a_{4000}},$$

$$\eta_{8000} = 1,25 \cdot 10^{-6} L_{a_{8000}}.$$

Результаты измерений для условий, когда корпус редуктора устанавливался на стенде и на столе станка, приведены в таблице 4.1. Следует отметить, что при установке на столе станка, вследствие различной приведенной жесткости, численное значение коэффициентов потерь было на 7–8 % выше, чем при установке на стенде. Причем разница в численных значениях вышеуказанных октав не превышает 6 %. Это обстоятельство для удобства инженерных расчетов виброакустических характеристик позволяет использовать постоянное значение коэффициента потерь колебательной энергии  $\eta = 8,5 \cdot 10^{-3}$ .

Таблица 4.1 – Экспериментальные данные коэффициентов потерь колебательной энергии ( $\eta$ ) корпуса редуктора

| Условия проведения измерений | Численные значения коэффициентов потерь ( $\eta \cdot 10^{-3}$ ) в октавных интервалах частот (Гц) |     |     |      |      |      |      |
|------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|-----|------|------|------|------|
|                              | 125                                                                                                | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| На специальном стенде        | 7,8                                                                                                | 7,8 | 8,1 | 7,9  | 7,8  | 8,0  | 8,0  |
| На столе станка              | 8,1                                                                                                | 8,2 | 8,8 | 8,6  | 8,4  | 8,7  | 8,6  |

С помощью алгебраических приемов и замены переменных полученные функции достаточно легко приобретают линейный вид, что позволяет, используя метод наименьших квадратов, получить коэффициенты регрессии и для нелинейных функций. Однако для некоторых функций необходимо помнить и об обратном преобразовании для получения истинных значений коэффициентов регрессии.

Таким образом, существует возможность получить достаточно много различных аналитических зависимостей для одного и того же набора данных. При использовании вычислительной техники достаточно несложно рассчитать коэффициенты регрессии для всех возможных функций, провести анализ их точности относительно исходных данных и выбрать наиболее адекватную. В качестве оценки точности аналитических зависимостей предлагается использовать такой параметр, как среднеквадратичное отклонение:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{(n-m)-1} \sum_{i=1}^n (y_{\text{э}_i} - y_i)^2}, \quad (4.4)$$

где  $n$  – количество данных эксперимента;  $m$  – степень полинома;

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

$y_i$  – рассчитанное значение по полученной зависимости.

Коэффициенты потерь колебательной энергии ( $\eta$ ) рассчитывались по модифицированной формуле, учитывающей уровни виброускорения. Для обобщения экспериментальных данных и построения прогнозных моделей был применен регрессионный анализ, включающий аппроксимацию нелинейными

функциями и полиномами различной степени, который учитывает не только суммарные отклонения, но и степень полинома, то есть 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.

Проведем регрессионный анализ для полученных экспериментально коэффициентов потерь колебательной энергии корпуса редуктора (рисунок 4.1).

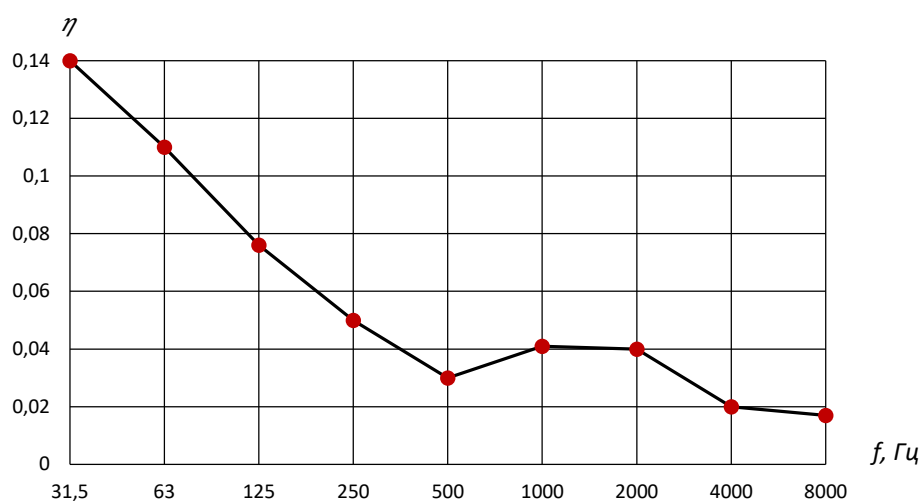


Рисунок 4.1 – Коэффициенты потерь колебательной энергии корпуса редуктора

Результаты расчета коэффициентов регрессии корпуса редуктора для различных аналитических зависимостей приведены в таблицах 4.2 и 4.3, а также на рисунках 4.2, 4.3.

Результаты регрессионного анализа показывают, что наилучшей аналитической зависимостью будет полином шестого порядка:

$$\eta = 6,1 - 15,21(\lg f) + 16,1(\lg f)^2 + 9,33(\lg f)^3 + 3,25(\lg f)^4 - 0,54(\lg f)^5 + 0,036(\lg f)^6. \quad (4.5)$$

Таблица 4.2 – Результаты регрессионного анализа нелинейными функциями

| Название кривой          | Уравнение                                   | СКО                  |
|--------------------------|---------------------------------------------|----------------------|
| Экспонента               | $\eta = 0,068e^{2,2 \cdot 10^{-4} f}$       | $2,11 \cdot 10^{-2}$ |
| Степенная                | $\eta = 0,504f^{-0,41}$                     | $8,42 \cdot 10^{-3}$ |
| Гиперболическая I типа   | $\eta = 0,034 + \frac{4,2}{1,1f}$           | $6,51 \cdot 10^{-3}$ |
| Гиперболическая II типа  | $\eta = \frac{1}{40,22 + 0,022f}$           | $4,2 \cdot 10^{-2}$  |
| Гиперболическая III типа | $\eta = \frac{1}{-4722 + 90,316f}$          | $0,14 \cdot 10^{-2}$ |
| Логарифмическая          | $\eta = 0,21 - 0,024 \cdot \ln f$           | $1,82 \cdot 10^{-2}$ |
| S-образная               | $\eta = e^{-4,173 + \frac{62,235}{f}}$      | $2,04 \cdot 10^{-2}$ |
| Обратнологарифмическая   | $\eta = \frac{1}{-6,0 + 18,19 \cdot \ln f}$ | $7,5 \cdot 10^{-2}$  |

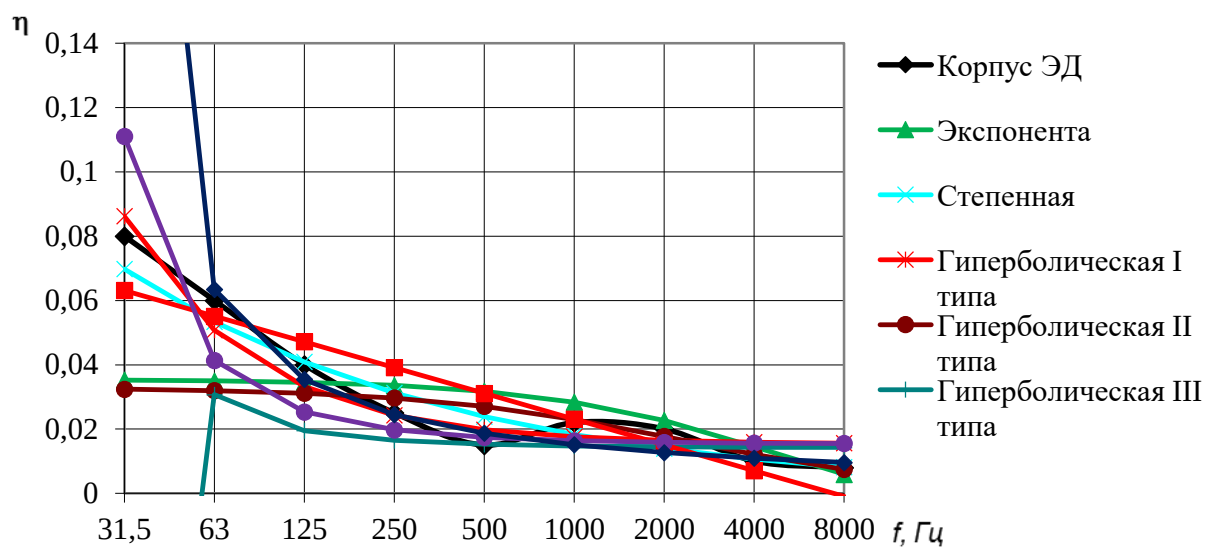


Рисунок 4.2 – Аппроксимация нелинейными функциями

Таблица 4.3 – Результаты регрессионного анализа полиномами

| Степень | Уравнение                                                                                                                                   | СКО                  |
|---------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------|
| 1       | $\eta = 0,012 - 0,032(\lg f)$                                                                                                               | $2,4 \cdot 10^{-2}$  |
| 2       | $\eta = 0,4 - 0,12(\lg f) + 0,02(\lg f)^2$                                                                                                  | $7,13 \cdot 10^{-3}$ |
| 3       | $\eta = 0,4 - 0,4(\lg f) + 0,15(\lg f)^2 - 0,01(\lg f)^3$                                                                                   | $5,4 \cdot 10^{-3}$  |
| 4       | $\eta =$<br>$= 0,1 - 0,21(\lg f) + 0,24(\lg f)^2 - 0,811(\lg f)^3 -$<br>$- 0,0078(\lg f)^4$                                                 | $5,6 \cdot 10^{-3}$  |
| 5       | $\eta =$<br>$= -2,2 + 4,5(\lg f) - 4,1(\lg f)^2 + 1,8(\lg f)^3 -$<br>$- 0,285(\lg f)^4 - 0,0205(\lg f)^5$                                   | $4,13 \cdot 10^{-3}$ |
| 6       | $\eta =$<br>$= 6,2 - 15,4(\lg f) + 16,8(\lg f)^2 + 9,1(\lg f)^3 +$<br>$+ 3,12(\lg f)^4 - 0,51(\lg f)^5 + 0,032(\lg f)^6$                    | $7,8 \cdot 10^{-3}$  |
| 7       | $\eta =$<br>$= 9,11 - 125,1(\lg f) + 27,3(\lg f)^2 - 16,07(\lg f)^3 +$<br>$+ 6,2(\lg f)^4 - 1,8(\lg f)^5 + 0,24(\lg f)^6 - 0,0051(\lg f)^7$ | $3,3 \cdot 10^{-3}$  |

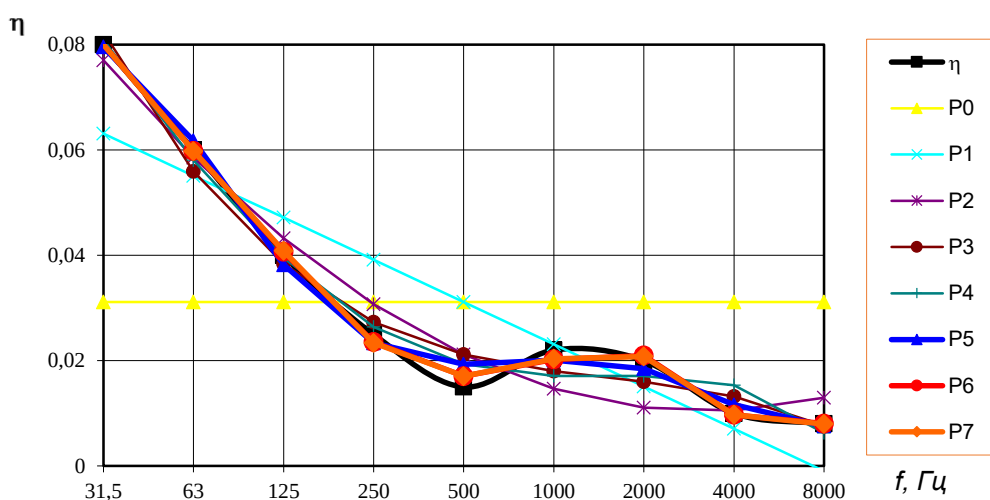


Рисунок 4.3 – Аппроксимация полиномами

### Узлы резания при растачивании и сверлении

Результаты экспериментов по определению коэффициентов потерь узлов резания при растачивании и сверлении представлены на рисунке 4.4.

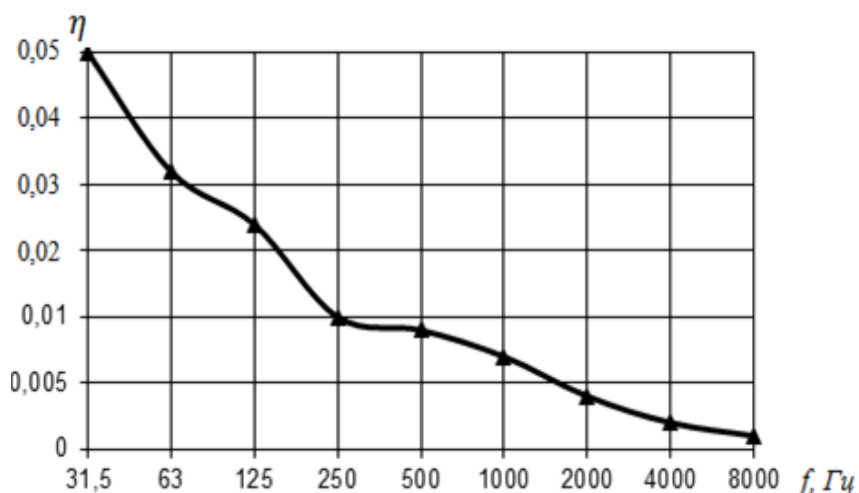


Рисунок 4.4 – Коэффициенты потерь узла резания при растачивании и сверлении

Результаты расчета коэффициентов регрессии приведены в таблицах 4.4 и 4.5, а также на рисунках 4.5 и 4.6.

Таблица 4.4 – Результаты регрессионного анализа нелинейными функциями

| Название кривой          | Уравнение                                     | СКО                  |
|--------------------------|-----------------------------------------------|----------------------|
| Экспонента               | $\eta = 0,016e^{3,82 \cdot 10^{-4} f}$        | $7,12 \cdot 10^{-3}$ |
| Степенная                | $\eta = 0,34f^{-0,676}$                       | $3,14 \cdot 10^{-3}$ |
| Гиперболическая I типа   | $\eta = 0,062 + \frac{0,866}{f}$              | $3,57 \cdot 10^{-3}$ |
| Гиперболическая II типа  | $\eta = \frac{1}{41 + 0,14f}$                 | $3,34 \cdot 10^{-3}$ |
| Гиперболическая III типа | $\eta = \frac{1}{-14,5 + 350,7f}$             | $1,97 \cdot 10^{-2}$ |
| Логарифмическая          | $\eta = 0,052 - 0,00057 \cdot \ln f$          | $3,42 \cdot 10^{-3}$ |
| S-образная               | $\eta = e^{-5,478 + \frac{77,777}{f}}$        | $9,12 \cdot 10^{-3}$ |
| Обратнологарифмическая   | $\eta = \frac{1}{-602,7 + 133,1 \cdot \ln f}$ | $2,87 \cdot 10^{-2}$ |

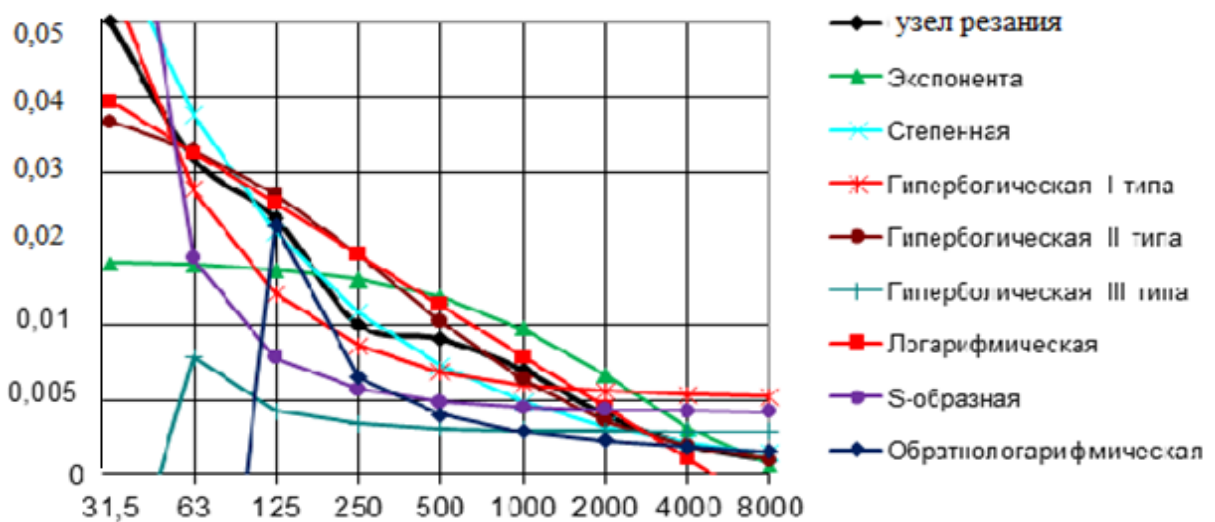


Рисунок 4.5 – Аппроксимация нелинейными функциями

Таблица 4.5 – Результаты регрессионного анализа полиномами

| Степень | Уравнение                                                                                                                                           | СКО                  |
|---------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------|
| 1       | $\eta = 0,041 - 0,015(\lg f)$                                                                                                                       | $4,55 \cdot 10^{-2}$ |
| 2       | $\eta = 0,11 - 0,061(\lg f) + 0,0072(\lg f)^2$                                                                                                      | $2,52 \cdot 10^{-3}$ |
| 3       | $\eta = 0,419 - 0,158(\lg f) + 0,571(\lg f)^2 - 0,0051(\lg f)^3$                                                                                    | $1,71 \cdot 10^{-3}$ |
| 4       | $\eta =$<br>$= 0,44 - 0,59(\lg f) + 0,37(\lg f)^2 - 0,091(\lg f)^3 -$<br>$- 0,0064(\lg f)^4$                                                        | $1,02 \cdot 10^{-3}$ |
| 5       | $\eta =$<br>$= 0,88 - 1,41(\lg f) + 1,1(\lg f)^2 - 0,41(\lg f)^3 +$<br>$+ 0,062(\lg f)^4 - 0,0036(\lg f)^5$                                         | $9,06 \cdot 10^{-4}$ |
| 6       | $\eta =$<br>$= -1,57 + 4,91(\lg f) - 5,12(\lg f)^2 + 3,21(\lg f)^3 -$<br>$- 0,98(\lg f)^4 - 0,16(\lg f)^5 + 0,0091(\lg f)^6$                        | $4,94 \cdot 10^{-4}$ |
| 7       | $\eta =$<br>$= -8,2 + 23,5(\lg f) - 27,8(\lg f)^2 + 17,9(\lg f)^3 -$<br>$- 6,96(\lg f)^4 + 1,51(\lg f)^5 + 0,198(\lg f)^6 +$<br>$+ 0,0092(\lg f)^7$ | $2,12 \cdot 10^{-4}$ |

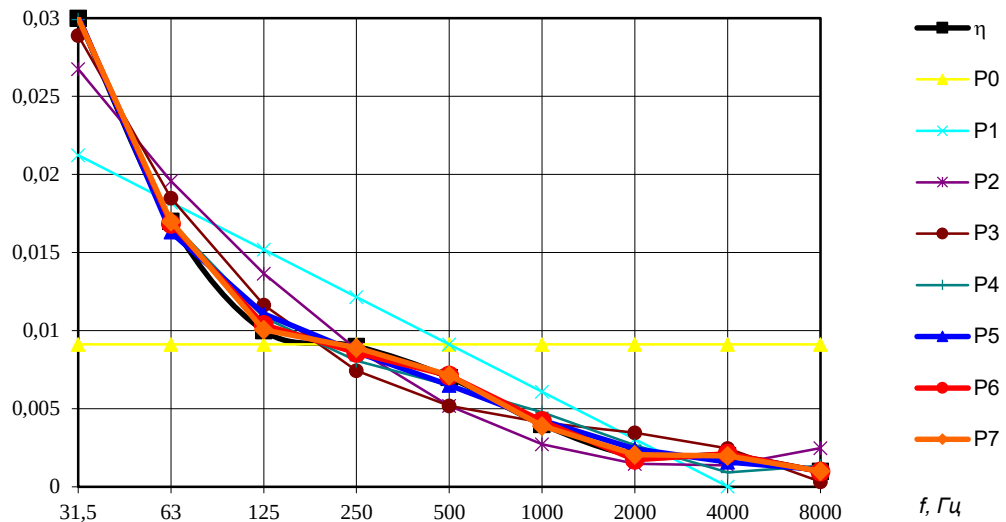


Рисунок 4.6 – Аппроксимация полиномами

Анализ полученных результатов приводит к заключению о том, что наилучшей аналитической зависимостью будет полином седьмого порядка

$$\eta = -8,21 + 23,2(\lg f) - 27,8(\lg f)^2 + 18,12(\lg f)^3 - 7,07(\lg f)^4 + 1,54(\lg f)^5 - 0,19(\lg f)^6 + 0,0079(\lg f)^7. \quad (4.6)$$

### *Узел резания при фрезеровании*

Результаты экспериментов по определению коэффициентов потерь узла фрезерования представлены на рисунке 4.7.

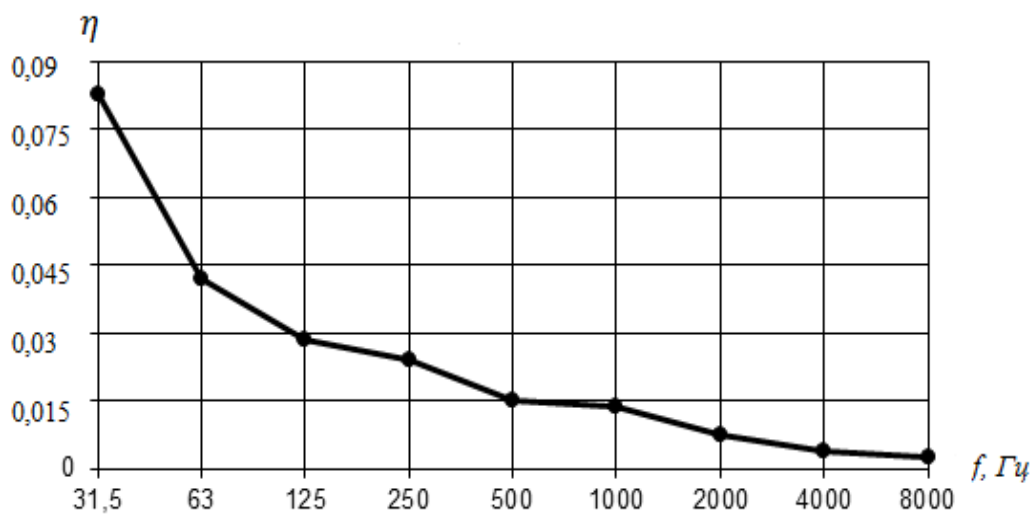


Рисунок 4.7 – Коэффициенты потерь узла фрезерования

Результаты расчета коэффициентов регрессии приведены в таблицах 4.6 и 4.7, а также на рисунках 4.8 и 4.9.

Таблица 4.6 – Результаты регрессионного анализа нелинейными функциями

| Название кривой          | Уравнение                                     | СКО                  |
|--------------------------|-----------------------------------------------|----------------------|
| Экспонента               | $\eta = 0,03e^{-3,153 f}$                     | $1,98 \cdot 10^{-2}$ |
| Степенная                | $\eta = 0,62f^{-0.6}$                         | $3,05 \cdot 10^{-3}$ |
| Гиперболическая I типа   | $\eta = 0,007 + \frac{1,57}{f}$               | $3,01 \cdot 10^{-3}$ |
| Гиперболическая II типа  | $\eta = \frac{1}{41,2 + 0,11f}$               | $1,24 \cdot 10^{-2}$ |
| Гиперболическая III типа | $\eta = \frac{1}{-10400 + 261f}$              | $2,98 \cdot 10^{-2}$ |
| Логарифмическая          | $\eta = 0,088 - 0,0091 \cdot \ln f$           | $8,5 \cdot 10^{-3}$  |
| S-образная               | $\eta = e^{-6,01 + \frac{90,2}{f}}$           | $1,22 \cdot 10^{-2}$ |
| Обратнологарифмическая   | $\eta = \frac{1}{-420,5 + 97,08 \cdot \ln f}$ | $4,07 \cdot 10^{-2}$ |

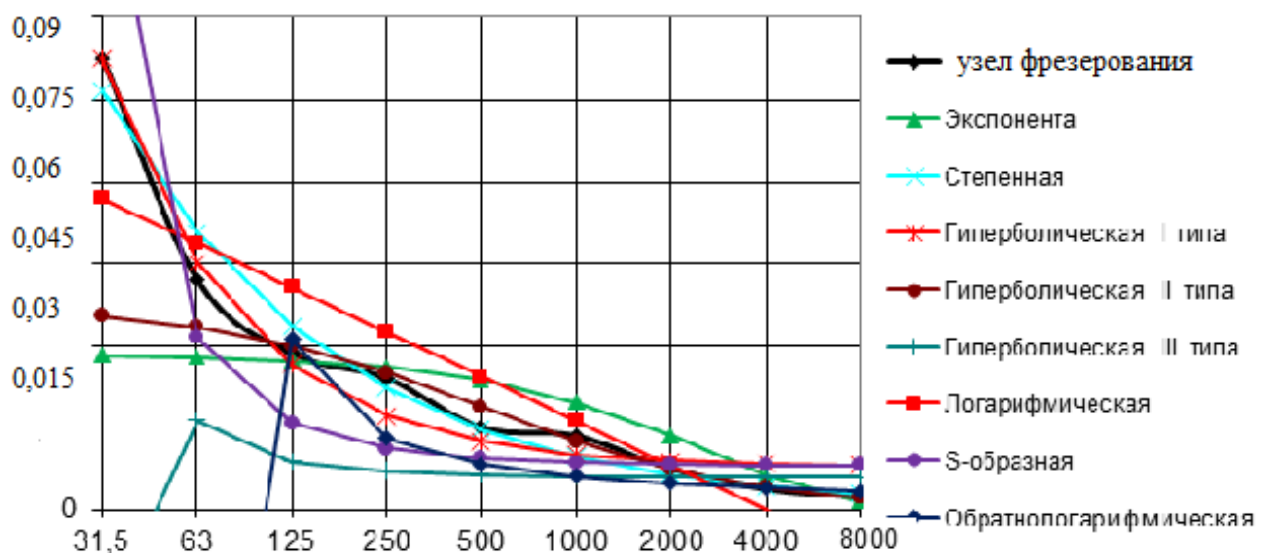


Рисунок 4.8 – Аппроксимация нелинейными функциями

Таблица 4.7 – Результаты регрессионного анализа полиномами

| Степень | Уравнение                                                                                                                                           | СКО                  |
|---------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------|
| 1       | $\eta = 0,089 - 0,022(\lg f)$                                                                                                                       | $9,1 \cdot 10^{-3}$  |
| 2       | $\eta = 0,16 - 0,1(\lg f) + 0,03(\lg f)^2$                                                                                                          | $5,78 \cdot 10^{-3}$ |
| 3       | $\eta = 0,52 - 0,34(\lg f) + 0,11(\lg f)^2 - 0,016(\lg f)^3$                                                                                        | $3,68 \cdot 10^{-3}$ |
| 4       | $\eta =$<br>$= 1,01 - 1,08(\lg f) + 0,64(\lg f)^2 - 0,15(\lg f)^3 +$<br>$+ 0,018(\lg f)^4$                                                          | $1,97 \cdot 10^{-3}$ |
| 5       | $\eta =$<br>$= 1,72 - 2,91(\lg f) + 1,98(\lg f)^2 - 0,81(\lg f)^3 +$<br>$+ 0,18(\lg f)^4 - 0,0087(\lg f)^5$                                         | $1,65 \cdot 10^{-3}$ |
| 6       | $\eta =$<br>$= 3,94 - 8,07(\lg f) + 7,61(\lg f)^2 + 3,85(\lg f)^3 +$<br>$+ 1,1(\lg f)^4 - 0,17(\lg f)^5 + 0,0075(\lg f)^6$                          | $1,71 \cdot 10^{-4}$ |
| 7       | $\eta =$<br>$= 3,74 - 7,12(\lg f) + 5,88(\lg f)^2 - 2,35(\lg f)^3 +$<br>$+ 0,41(\lg f)^4 - 0,021(\lg f)^5 - 0,011(\lg f)^6 +$<br>$+ 0,001(\lg f)^7$ | $2,15 \cdot 10^{-4}$ |

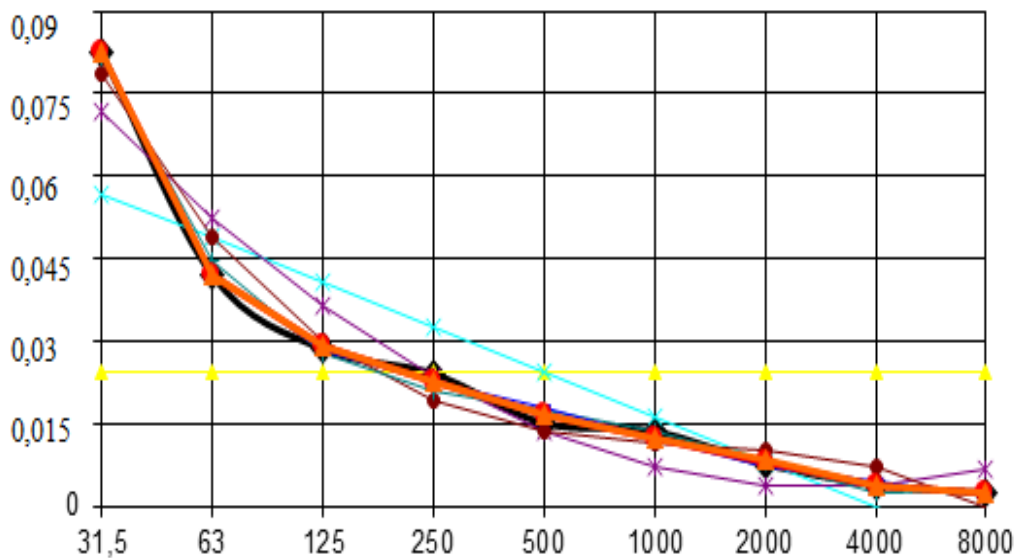


Рисунок 4.9 – Аппроксимация полиномами

Проанализировав полученные результаты, приходим к выводу о том, что наилучшей аналитической зависимостью будет полином пятого порядка

$$\eta = 1,81 - 2,95(\lg f) + 1,98(\lg f)^2 - 0,71(\lg f)^3 + 0,18(\lg f)^4 - 0,0081(\lg f)^5. \quad (4.7)$$

Таким образом, выполненный регрессионный анализ позволил сформулировать аналитические зависимости коэффициентов потерь колебательной энергии источников шума и вибрации при работе многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных станков. Эти зависимости позволяют определить значение коэффициента потерь не только на среднегеометрических частотах октавного спектра, но и на собственных частотах колебаний. Используя эти уравнения, можно с высокой точностью оценить величину потерь колебательной энергии на различных частотах, что позволяет целенаправленно применять методы виброизоляции и виброгашения. В частности, возможны более эффективное проектирование демпфирующих элементов и выбор оптимальных материалов для изготовления станин и других несущих конструкций станков. Это позволит существенно снизить уровень шума в производственных помещениях.

#### **4.2 Обоснование снижения октавных уровней шума на рабочих местах при эксплуатации многоцелевых станков**

Многоцелевые сверлильно-фрезерно-расточные станки создают серьезную акустическую нагрузку на персонал, что приводит к негативным последствиям для здоровья работников и снижению производительности труда. В связи с этим разработка и внедрение эффективных систем снижения шума являются актуальной задачей для обеспечения безопасности и комфортных условий труда на промышленных предприятиях [72, 82]. Основными категориями средств и методов шумоподавления являются:

– *звукоизоляция*, которая предотвращает распространение звука от источника в окружающую среду, путем установки звукоизолирующих кожухов, перегородок и экранов.

– *звукопоглощение* поглощает звуковую энергию, уменьшая отражение звука от поверхностей. Реализуется путем облицовки стен, потолка и пола звукопоглощающими материалами.

– *виброизоляция* снижает передачу вибраций от источника шума и реализуется путем установки виброизолирующих опор и демпфирующих материалов.

– *средства индивидуальной защиты* органов слуха работников от воздействия шума (наушники и беруши).

Целью данного акустического расчета является обоснование параметров системы, обеспечивающей снижение октавных уровней звукового давления в зонах обслуживания многоцелевых станков. Методика учитывает акустические характеристики производственной среды и эффективность выбранных средств защиты от шума. Алгоритм расчета уровней звукового давления проиллюстрирован на рисунке 4.10.

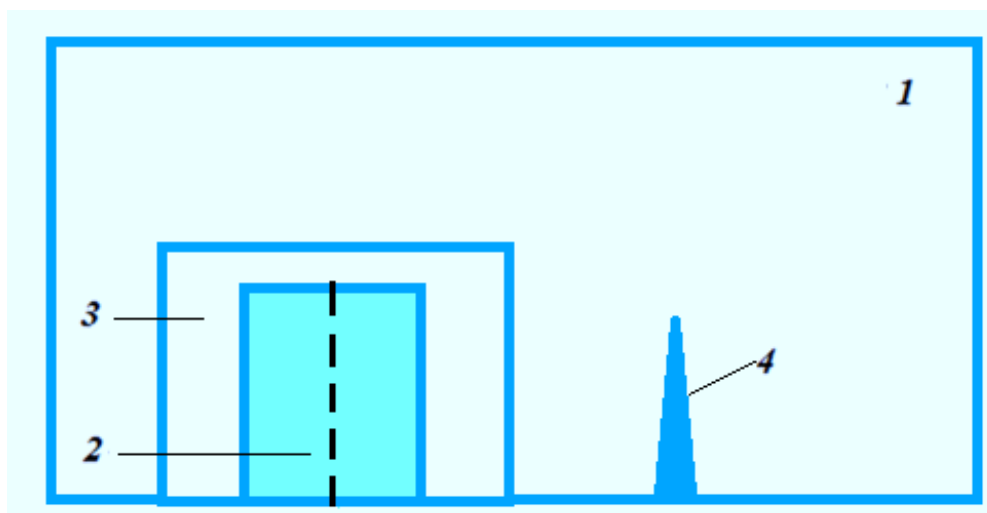


Рисунок 4.10 – Схема расчета уровней звукового давления:

1 – производственное помещение; 2 – оборудование; 3 – система звукоизоляции источника шума; 4 – зона, где находится рабочее место

На основе исследований [96, 145] расчет уровней звукового давления на рабочих местах при использовании средств коллективной защиты представлен следующими зависимостями:

– при установке акустических экранов:

$$L = L_p + 10 \lg \left( \frac{X_n}{4\pi r^2} + \frac{4\varphi_n}{B_n} \right) + 10 \lg K - AЭ \quad (4.8)$$

- при использовании систем шумозащитных ограждений:

$$L = L_p + 10 \lg \left( \frac{X_n}{4\pi r^2} + \frac{4\varphi_n}{B_n} \right) - 3И + 10 \lg \frac{S_c}{X_c} + 10 \lg \left( \frac{X_n}{S_c^1} + \frac{4\varphi_c}{B_c} \right) + 10 \lg K \quad (4.9)$$

где  $L_p$  – суммарный уровень звуковой мощности источников шума, дБ;

$X_n$  и  $X_c$  – коэффициент искажения поля в помещении и внутри оболочки;

$r$  – расстояние до расчетной точки, м;

$B_n$  и  $B_c$  – акустические постоянные помещения и системы защиты, м<sup>2</sup>;

$\varphi_n$  и  $\varphi_c$  – коэффициенты диффузности;

$K$  – количество станков;

$AЭ$  – акустическая эффективность экрана, дБ;

$3И$  – звукоизоляция ограждения, дБ.

С учетом физических закономерностей распространения звука, устанавливающих взаимосвязь между мощностью звука и его давлением, а также габаритов источников, дистанции до точки измерения предельно допустимые уровни звукового давления ( $L_c$ ) при работе расточных резцов определяются выражением:

$$L_c = 10 \lg(10^{0,1L_1} + 10^{0,1L_2}) + 10 \lg \left[ \frac{0,32}{r^2} + \frac{16(1 - \alpha_n)}{\alpha_n S_n^1} \right] - AЭ, \quad (4.10)$$

где  $L_1, L_2$  – уровни шума режущего инструмента и обрабатываемой заготовки, дБ;

$\alpha_n$  – коэффициент звукопоглощения;

$S_n^1$  – площадь поверхностей помещения, м<sup>2</sup>;

$r$  – расстояние до расчетной точки, м;

$AЭ$  – акустическая эффективность экрана, дБ.

Наиболее рациональным способом обеспечения требуемой звукоизоляции ( $ЗИ_{тр}$ ) является подбор параметров ограждающих конструкций. При нормальном падении звуковой волны расчет ведется по формуле:

$$ЗИ_{тр} = L_{\phi} - L_c = \lg \left[ 1 + \left( \frac{\omega_m}{z \rho_0 r} \right)^2 \right] = 20 \lg \rho h + 19, \quad (4.11)$$

где  $\rho$  – плотность материала ограждения, кг/м<sup>3</sup>;

$h$  – толщина, м.

Представленная зависимость подходит для расчета однослойных ограждений и позволяет подобрать материал и толщину для монолитных ограждений. Если же в конструкции предусмотрены смотровые окна, расчет приведенной звукоизоляции выполняется по формуле из источника [145]. Система шумозащиты разработана с учетом следующих требований:

- звукоизолирующая конструкция не должна затруднять работу оператора и наблюдение за ходом технологических операций;
- технические характеристики и параметры материалов, используемых в системе защиты от шума, должны обеспечивать санитарные нормы звукового давления в рабочей зоне;
- конструкция должна быть простой в изготовлении, сборке, монтаже на станке, и затраты на ее изготовление должны быть незначительными в сравнении со стоимостью обрабатываемых заготовок.

Для многоцелевых станков требуемая звукоизоляция рассчитывается по формуле:

$$ЗИ_{тр} = ЗИ_{ост} - \Delta ЗИ = ЗИ_{осн} - 10 \lg [S_{осн} + S \cdot 10^{0,1(ЗИ_{ист} - ЗИ)}] + 10 \lg (S_{осн} + S), \quad (4.12)$$

где  $S_{осн}$  – площадь основной конструкции, м<sup>2</sup>;

$ЗИ_{ост}$  – звукоизоляция остекления, дБ.

Исходя из выполнения санитарных норм шума толщина ограждения остекления должна составлять 6–7 мм. Результаты измерений уровней звукового давления на рабочем месте станка модели ИР320 представлены на рисунке 4.11.

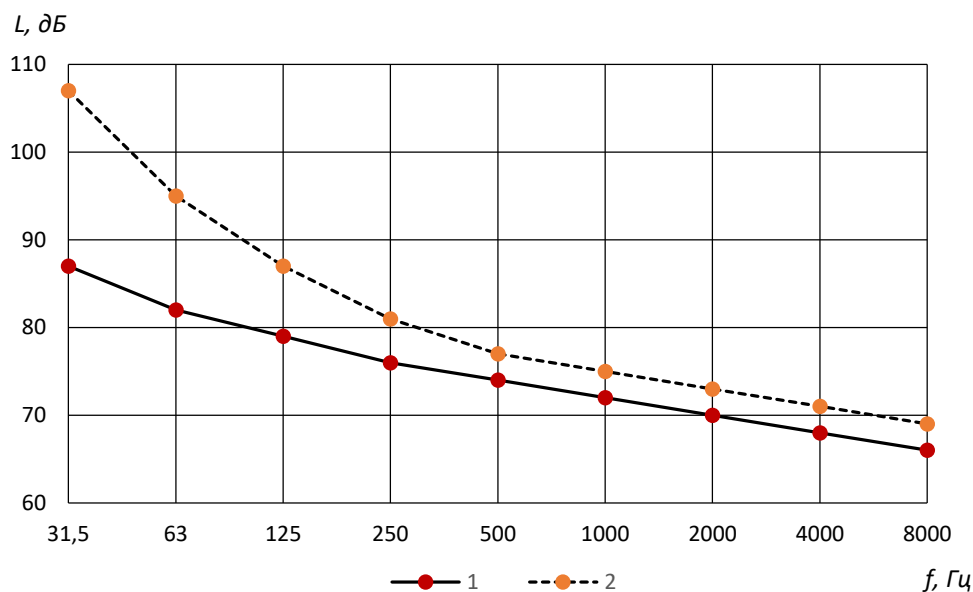


Рисунок 4.11 – Спектр шума станка модели ИР320:

1 – на рабочем месте станочника; 2 – предельно допустимый спектр

Результаты измерений показали, что в данном случае санитарные нормы шума выполняются во всем нормируемом диапазоне частот.

### 4.3 Расчет уровней шума, создаваемых элементами остекления ограждений зоны резания

Современные многоцелевые сверлильно-фрезерно-расточные станки оснащены защитными ограждениями зоны резания. Следует отметить, что эти системы защищают станочников от воздействия стружки, поломок режущего инструмента и капель смазочно-охлаждающей жидкости. Однако существующие ограждения не обеспечивают требуемой величины снижения уровней звукового давления до санитарных норм на рабочих местах станочников. В данном разделе рассматривается задача изучения звуковой энергии под воздействием звукового поля, создаваемого процессом резания во внутреннем воздушном объеме под ограждением зоны резания.

Характерной особенностью зоны резания многоцелевых станков является большая площадь, занимаемая остеклением, вследствие необходимости

визуального контроля за процессом обработки. Необходимо учитывать в акустическом расчете и проектировании двойной акцент на обеспечении формирования звукового поля на рабочих местах станочников. Действительно, в подавляющем большинстве случаев акустическим излучением корпусных и базовых деталей можно пренебречь. Тогда при расчете акустической эффективности ограждений определяющую роль играют звуковая энергия, прошедшая через ограждение, и непосредственное звуковое излучение при воздействии падающей на него звуковой энергии [117].

Элементы остекления ограждений зоны резания представляют собой «слабое звено» не только по звукоизоляции, но и с точки зрения жесткости. Поэтому при расчете акустической эффективности необходимо учитывать не только прошедшую сквозь остекление звуковую энергию, но и непосредственное звуковое излучение при воздействии звукового поля со стороны воздушного объема самой зоны резания. Элементы остекления представляют собой прямоугольные тонкие пластины с закрепленными краями. Поэтому при акустических расчетах внутреннее звуковое поле представляет собой распределенную силу по поверхности элементов остекления (рисунок 4.12).

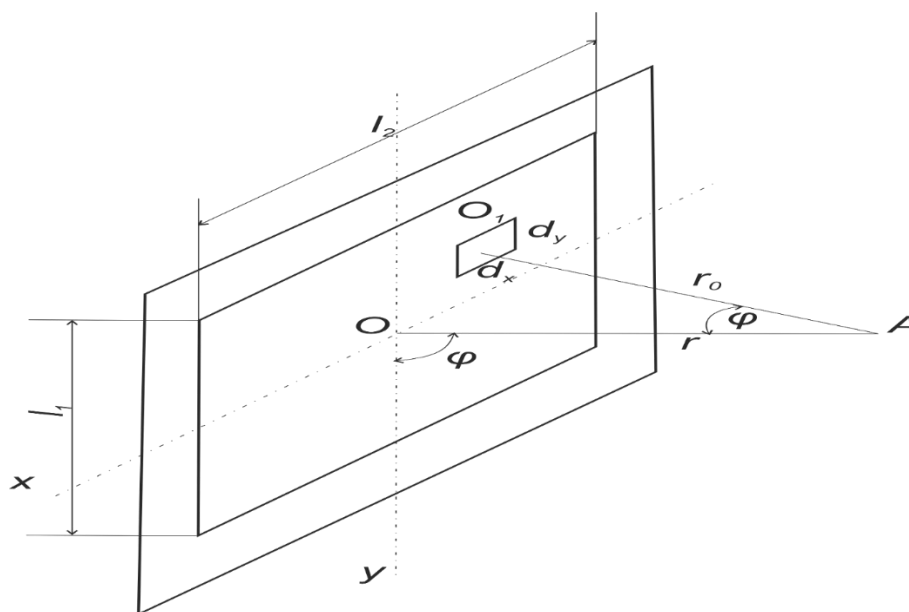


Рисунок 4.12 – Расчетная схема остекления

Уровни звукового давления вычисляются согласно интегралу Рэлея – Гюйгенса [111], который для рассматриваемой схемы приведен к следующему виду:

$$l = 20 \lg \frac{i6f_{mn}}{r_0 \cdot 10^{-6}} l^{-i 1,8 \cdot 10^{-2} f_{mn} r_0},$$

$$\int_S V_{x,y} dS \cdot l^{-i 1,8 \cdot 10^{-2} f(x \cos \theta + y \cos \theta)}, \quad (4.13)$$

где  $f_{mn}$  – собственные частоты колебаний элемента остекления, Гц, которые применительно к остеклению из поликарбонатного стекла определяются следующей зависимостью:

$$f_{mn} = 9 \cdot 10^2 h \left( \frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right),$$

где  $h$  – толщина элемента, м;

$m$  и  $n$  – коэффициенты, определяющие собственные частоты колебаний;

$l_1$  и  $l_2$  – длина и ширина элемента, м.

Для прямоугольных пластин с закрепленными краями распределение скоростей колебаний определяется по формуле [112]:

$$V_{x,y} = V_{mn} \sin \frac{\pi m x}{l_1} \sin \frac{\pi n y}{l_2}, \quad (4.14)$$

где  $V_{x,y}$  – скорость колебаний элемента, м/с;

$V_{mn}$  – амплитуда скорости колебаний, м/с.

С учетом (4.14) получим выражение уровней звукового давления:

$L =$

$$= 20 \lg \frac{i6f_{mn}}{r_0 \cdot 10^{-6}} l^{-i 1,8 \cdot 10^{-2} f_{mn} r_0} V_{mn} \cdot \int_{-\frac{l_1}{2}}^{\frac{l_1}{2}} \sin \frac{\pi m x}{l_1} l^{-i 1,8 \cdot 10^{-2} f_{mn} \cos \theta_x} dx \times$$

$$\times \int_{-\frac{l_2}{2}}^{\frac{l_2}{2}} \sin \frac{\pi n y}{l_2} l^{-i 1,8 \cdot 10^{-2} f_{mn} \cos \theta_y} dy.$$

Для инженерных расчетов акустических характеристик целесообразно использовать модель звукового давления. В этом случае зависимость уровней звукового давления примет вид:

$$l = 20 \lg \frac{i6f_{mn}}{r_0 \cdot 10^{-6}} V_{mn} S_{Vxy},$$

где  $S_{Vxy}$  – пространственный спектр Фурье:

$$S_{Vxy} = \int_{-0,5l_1}^{0,5l_1} \sin \frac{m\pi x}{l_1} \cdot l^{-i 1,8 \cdot 10^{-2} f_{mn} \cos \theta_x} dx \cdot \int_{-0,5l_2}^{0,5l_2} \sin \frac{n\pi y}{l_2} l^{-i 1,8 \cdot 10^{-2} f_{mn} \cos \theta_y} dy.$$

Ограждения зоны резания с элементами остекления имеют малые величины коэффициента потерь колебательной энергии в области средних и высоких частот, составляющие 0,015–0,0175 [118, 119]. Для таких конструкций вибрационное поле определяется резонирующими собственными частотами колебаний, и звуковое давление определяется как сумма собственных частот колебаний, попадающих в частотный диапазон, в котором уровни шума превышают предельно допустимые значения. В этом случае зависимость уровней звукового давления приводится к следующему виду:

$$L = r_0 \lg \frac{f_{mn}}{r_0 \cdot 10^{-4}} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} V_{mn} S_{Vxy} + 136, \text{ дБ.} \quad (4.15)$$

Реальный расчет акустических характеристик сводится к определению скоростей колебаний элемента остекления на собственных частотных колебаниях. Элемент остекления представляет собой систему с распределенной массой. Для определения скоростей колебаний использован подход теории сложных колебательных систем, согласно которой коэффициент Фурье для силового воздействия задается как произведение полной силы на постоянную силового возбуждения, которая при решении учитывается в параметрах Фурье собственных колебаний [120–122]. Дифференциальное уравнение колебаний пластин как системы с распределенной массой и решение уравнения определяется следующим образом [121]:

$$m\varepsilon + \Delta \left( \frac{\partial}{\partial x}; \frac{\partial}{\partial y}; \frac{\partial}{\partial z} \right) \varepsilon = F e^{i\omega t}, \quad (4.16)$$

где  $m$  – распределенная масса элемента остекления кг/м<sup>2</sup>;

$F$  – сила на единицу площади, в данном случае звуковое давление внутри ограждения, Па;

$\omega$  – круговые собственные частоты колебаний, Гц.

$$V = F \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \left( \frac{\omega_{mn}^2 \eta q_{mn} M}{\omega x_{mn}} + i\omega \frac{q_{mn} M}{x_{mn}} + \frac{1}{i\omega} \frac{\omega_{mn}^2 q_{mn} M}{x_{mn}} \right)^{-1}, \quad (4.17)$$

где  $x_{mn}$  – постоянная возбуждения, которая определяется как отношение амплитуд колебаний в точках возбуждения и измерения на элементе остекления;

$q_{mn}$  – постоянная «эквивалентной» массы, которая определяется как отношение квадратов амплитуд в вышеуказанных точках;

$\eta$  – коэффициент потерь в вышеуказанных точках;

$m$  – масса элемента остекления, кг;

$\omega$  – круговые собственные частоты колебаний воздушного объема под ограждением, определяемые по формуле [111, 123]:

$$\omega = 10^3 \sqrt{\left(\frac{a}{l_{13}}\right)^2 + \left(\frac{b}{l_{23}}\right)^2 + \left(\frac{c}{l_{33}}\right)^2},$$

где  $l_{13}, l_{23}, l_{33}$  – длина, ширина и высота зоны резания под ограждением, м;

$a, b, c$  – постоянные величины, определяющие собственные частоты колебаний воздушного объема под ограждением.

Из выражения (4.16) определяются амплитуды скоростей колебаний для резонансных частот элемента остекления, на которых равны инерционные и упругие силы:

$$V_{mn} = \frac{F x_{mn}}{\omega_{mn} n q_{mn} M},$$

$$L = \left| 20 \lg \frac{f_{mn}}{r_0} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F \cdot 8,3 \cdot 10^{-4}}{\omega_{mn} n q_{mn} h S_0} S_{V_{xy}} \right| + 136, \quad (4.18)$$

где  $h$  и  $S_0$  – толщина и площадь элементов ограждения.

С учетом допущения, что распределение звукового давления по внутренней поверхности элемента остекления является постоянным, учитывая двумерный

характер распределения скоростей колебаний и необходимость определения максимальной амплитуды, то есть  $q = 1/4$  и  $x_{mn} = 1$ , выражение (4.18) примет вид:

$$L_1 = \left| 20 \lg \frac{f_{mn}}{r_0} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F_{mn}}{\omega_{mn} n h S_0} S_{V_{xy}} \right| + 68 \text{ дБ.}$$

Для пластины с закрепленными краями:

$$S_{V_{xy}} = \frac{12,6mn \sin \left( 1,8 \cdot 10^{-2} f_{mn} \frac{l_2}{2} \right) \sin \left( 1,8 \cdot 10^{-2} f_{mn} \frac{l_1}{2} \right)}{l_1 l_2 \left[ \left( \frac{\pi n}{l_2} \right)^2 - 3,2 \cdot 10^{-4} f_{mn}^2 \right] \left[ \left( \frac{\pi m}{l_1} \right)^2 - 3,2 \cdot 10^{-4} f_{mn}^2 \right]}.$$

Для инженерных расчетов целесообразно использовать не звуковое давление, а октавные уровни звукового давления. Кроме этого, следует отметить, что ограждение зоны резания обеспечивает выполнение санитарных норм [124–126]. Поэтому в первую часть полученных выражений следует подставить предельно допустимые уровни звукового давления, уменьшенные на 3–4 дБ вследствие суммирования уровней шума, прошедшего через ограждение, и элемента остекления. С учетом вышеизложенного приведенные выше зависимости примут вид:

$$L_c = \left| 20 \lg \frac{f_{mn}}{r_0} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{10^{0,05 l_{pi} - 5}}{\omega_{mn} \eta h (l_1 l_2)^2} \times \right. \\ \left. \times \frac{mn \sin 1,8 \cdot 10^{-2} f_{mn} \frac{l_2}{2} \sin 1,8 \cdot 10^{-2} f_{mn} \frac{l_1}{2}}{\left[ \left( \frac{\pi n}{l_2} \right)^2 - 3,2 \cdot 10^{-4} f_{mn}^2 \right] \left[ \left( \frac{\pi m}{l_1} \right)^2 - 3,2 \cdot 10^{-4} f_{mn}^2 \right]} \right| + 100, \text{ дБ,}$$

где  $L_c$  – предельно допустимые октавные уровни звукового давления, дБ.

Полученные данные учитывают все необходимые геометрические, физико-механические характеристики элемента остекления, а также условия эксплуатации, практически задаваемые максимальными значениями октавных уровней звукового давления под ограждением, создаваемых в зоне резания. Как видно из полученных

выражений, фактическим резервом обеспечения санитарных норм шума при эксплуатации станка является толщина элемента остекления, так как увеличение его площади существенно ограничено размерами самого ограждения зоны резания [147].

#### **4.4 Моделирование процессов виброакустической динамики шпиндельных бабок станков с многоскоростными электродвигателями на примере многоцелевых станков**

Тенденции современного развития станкостроения направлены на системы бесступенчатых приводов как главного, так и вспомогательных движений. Однако следует отметить, что в условиях большинства промышленных машиностроительных предприятий как общего, так и транспортного машиностроения станки со ступенчатыми приводами продолжают интенсивно эксплуатироваться, а на ряде предприятий их количество заметно превышает число станков с бесступенчатым приводом. Одним из существенных недостатков ступенчатого привода с точки зрения безопасных условий эксплуатации являются уровни шума, превышающие санитарные нормы даже при холостом режиме работы. Для такого оборудования целесообразным и технически решаемым способом улучшения виброакустических характеристик является использование многоскоростных двигателей, что позволяет уменьшить количество валов, зубчатых колес при сохранении требуемого диапазона регулирования, что неизбежно сопровождается снижением вибраций, передаваемых на корпусные детали, и значительным снижением излучаемых коробками передач уровней звукового давления.

Теоретическое исследование виброакустической динамики привода главного движения с многоскоростными электродвигателями выполнено на примере многоцелевых станков моделей 6902ПИФ2, 6904ПИФ2, 6906ПИФ2, имеющих 18-ступенчатые коробки передач, при использовании трехскоростного электродвигателя в приводе сверлильно-фрезерно-расточных станков. Снижение

уровней шума коробок передач, обеспечиваемое уменьшением вышеуказанных элементов кинематики при сохранении диапазона регулирования, возможно при использовании многоскоростных двигателей. В частности, для рассматриваемых станков предлагается унифицированная конструкция 18-ступенчатой коробки передач с трехскоростным электродвигателем. Структурная формула в данном случае определяется как  $n_{шт} = 18 = 3_1 \cdot 3_3 \cdot 2_9$ . Тогда фактически механическая часть коробки передач представляют собой шестиступенчатую коробку. Структурные формулы и картины скоростей приведены на рисунке 4.13. Кинематическая схема коробок скоростей приведена на рисунке 4.14.

Кинематический расчет таких коробок основан на знаменателе ряда частот вращения  $\phi = 1,26$ , что позволяет использовать в коробках одинаковые по количеству зубьев ( $z$ ) шестерни, в частности  $z_1 = z_2 = 27$ ,  $z_3 = 24$ ,  $z_4 = 30$ ,  $z_5 = 21$ ,  $z_6 = 33$  – в первой группе передач и  $z_7 = z_8 = 50$ ,  $z_9 = 20$ ,  $z_{10} = 80$  – во второй группе.

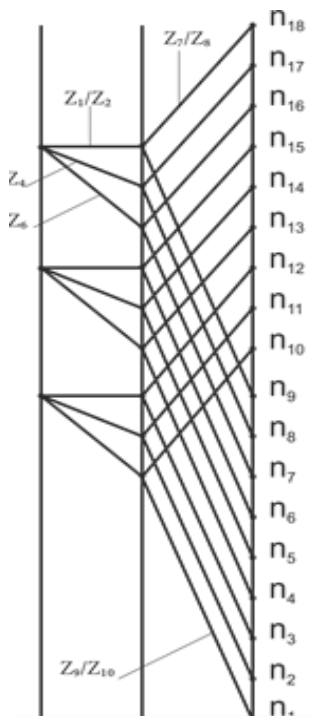


Рисунок 4.13 – Картины скоростей коробок передач с многоскоростными двигателями многоцелевых станков

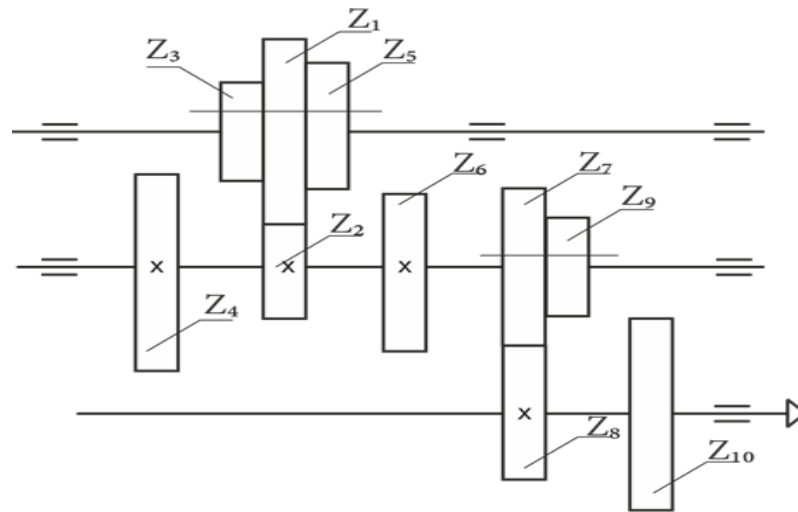


Рисунок 4.14 – Кинематическая схема 18-ступенчатой коробки скоростей  
с трехсторонним электродвигателем:

$Z_i$  – число зубьев соответствующей шестерни

Поскольку корпус выполняется из чугуна, то с учетом механических характеристик материала, а также с учетом того, что разница в толщине стенок корпуса не превышает 20 %, коэффициент предела вибрации  $\alpha = 0,33$ , а коэффициенты вибропоглощения  $\delta_i$  и энергетические потоки  $q_i$  определяются следующими зависимостями:

$$\delta_i = 3,8 \cdot 10^{-2} \eta_i \sqrt{\frac{f_i}{h_i}},$$

$$g_i = 10^{-6} \cdot f_i^{0,5} h_i^{1,5} V_{\min}^2 \cdot \alpha = 0,33. \quad (4.19)$$

Тогда система уравнений (4.15) примет вид

$$\left( 1,2\eta \sqrt{\frac{f_1}{h}} S'_1 + l_{13} + l_{14} + l_{15} + l_{16} \right) g_1 = l_{13}g_3 + l_{14}g_4 + l_{15}g_5 + l_{16}g_6 + \sum_1^3 3N_{1i},$$

$$\left( 1,2\eta \sqrt{\frac{f_2}{h}} S'_2 + l_{23} + l_{24} + l_{25} + l_{26} \right) g_2 = l_{23}g_3 + l_{24}g_4 + l_{25}g_5 + l_{26}g_6 + \sum_1^3 3N_{2i},$$

$$\left( 1,2\eta \sqrt{\frac{f_3}{h}} S'_3 + l_{13} + l_{32} + l_{35} + l_{36} \right) g_3 = l_{13}g_1 + l_{23}g_3 + l_{35}g_5 + l_{36}g_6,$$

$$\begin{aligned}
\left(1,2\eta\sqrt{\frac{f_4}{h}}S'_4 + l_{14} + l_{24} + l_{45} + l_{46}\right)g_4 &= l_{14}g_1 + l_{24}g_2 + l_{45}g_5 + l_{46}g_6, \\
\left(1,2\eta\sqrt{\frac{f_4}{h}}S'_5 + l_{15} + l_{25} + l_{35} + l_{45}\right)g_5 &= l_{15}g_1 + l_{25}g_2 + l_{35}g_3 + l_{45}g_4, \\
\left(1,2\eta\sqrt{\frac{f_6}{h}}S'_6 + l_{16} + l_{26} + l_{36} + l_{46}\right)g_6 &= l_{16}g_1 + l_{26}g_2 + l_{36}g_3 + l_{46}g_4. \quad (4.20)
\end{aligned}$$

Решение системы уравнений относительно потоков вибрационной мощности в первом элементе корпуса определяется следующим образом:

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

Исходя из расчетной схемы (см. рисунок 4.14) можно предположить, что

$$l_{13} = l_{14} = l_{24} = l_{23} = l_3,$$

$$l_{15} = l_{16} = l_{25} = l_{26} = l_2,$$

$$l_{35} = l_{36} = l_{45} = l_{46} = l_1,$$

а также  $S'_1 = S'_2 = l_2 l_3$ ;  $S'_3 = S'_4 = l_1 l_3$ ;  $S'_5 = S'_6 = l_1 l_2$ , система уравнений (4.20)

приведена к виду:

$$\begin{aligned}
\left(1, 2\eta l_2 l_3 \sqrt{\frac{f_1}{h}} + 2(l_2 + l_3)\right) g_1 &= l_3 g_3 + l_3 g_4 + l_2 g_5 + l_2 g_6 + \sum_1^3 3N_{1i}, \quad (4.21) \\
\left(1, 2\eta l_2 l_3 \sqrt{\frac{f_2}{h}} + 2(l_2 + l_3)\right) g_2 &= l_3 g_3 + l_3 g_4 + l_2 g_5 + l_2 g_6 + \sum_1^3 N_{1i}, \\
\left(1, 2\eta l_1 l_3 \sqrt{\frac{f_3}{h}} + 2(l_1 + l_3)\right) g_3 &= l_3 g_1 + l_3 g_3 + l_1 g_5 + l_1 g_6, \\
\left(1, 2\eta l_1 l_3 \sqrt{\frac{f_4}{h}} + 2(l_1 + l_3)\right) g_4 &= l_2 g_1 + l_2 g_2 + l_1 g_3 + l_1 g_4, \\
\left(1, 2\eta l_1 l_2 \sqrt{\frac{f_5}{h}} + 2(l_1 + l_2)\right) g_5 &= l_2 g_1 + l_2 g_2 + l_1 g_3 + l_1 g_4, \\
\left(1, 2\eta l_1 l_2 \sqrt{\frac{f_6}{h}} + 2(l_1 + l_2)\right) g_6 &= l_2 g_1 + l_2 g_2 + l_1 g_3 + l_1 g_4.
\end{aligned}$$

Для удобства расчетов система (4.21) представлена 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  $k_1 = \delta_1 s'_1 + \alpha_{31}l_{13} + \alpha_{41}l_{14} + \alpha_{51}l_{15} + \alpha_{61}l_{16}$ ,

$k_2 = \delta_2 s'_2 + \alpha_{32}l_{23} + \alpha_{42}l_{24} + \alpha_{52}l_{25} + \alpha_{62}l_{26}$ ,

$k_3 = \delta_3 s'_3 + \alpha_{13}l_{13} + \alpha_{23}l_{23} + \alpha_{53}l_{35} + \alpha_{63}l_{36}$ ,

$$k_4 = \delta_4 s'_4 + \alpha_{14} l_{14} + \alpha_{24} l_{24} + \alpha_{54} l_{45} + \alpha_{64} l_{46} ,$$

$$k_5 = \delta_5 s'_5 + \alpha_{15} l_{15} + \alpha_{25} l_{25} + \alpha_{35} l_{35} + \alpha_{45} l_{45} ,$$

$$k_6 = \delta_6 s'_6 + \alpha_{16} l_{16} + \alpha_{26} l_{26} + \alpha_{36} l_{36} + \alpha_{46} l_{46} .$$

Аналогичным образом выполняется решение и по другим стенкам корпуса. Передаваемая в корпус вибрационная мощность от каждого подшипника определяется по формуле

$$N_i = \frac{R_i}{J_i} \frac{dR_i}{dt} , \quad (4.22)$$

где  $N_i$  – вводимая вибрационная мощность от подшипников качения, Вт;

$R_i$  – реакция в соответствующем подшипнике, Н;

$j_i$  – жесткость подшипникового узла, Н/м;

$t$  – время, с.

Поскольку в коробках передач используются прямозубные шестерни, то реакция в подшипнике определяется с учетом окружных и радиальных сил в зацеплении, а также для узла шпинделя учитывается силовое воздействие на консольной части сил резания. Исходя из энергетических потоков в стенках корпуса находятся их скорости колебаний.

$$V_{mn_i} = 10^{-3} \cdot q_i^{0,5} \cdot f_i^{-0,25} \cdot h_i^{-0,75} .$$

Поскольку каждая стенка корпуса представляет собой прямоугольную пластину, то уровни звукового давления из такого источника определяются по формуле [115]:

$$\begin{aligned} L_p &= 20 \lg \frac{\rho_0 C V_{mn_i}}{2 \cdot 10^{-5}} , \\ L_N &= 10 \lg \frac{\rho_0 S_i V_{mn_i}}{10^{-12}} . \end{aligned} \quad (4.23)$$

Получение аналитической зависимости дает возможность выполнить расчет октавных уровней звукового давления с учетом кинематических, геометрических параметров коробки передач, а также силового воздействия на шпиндель от процесса резания. Расчет акустических характеристик корпуса следует выполнять

для условий максимальных значений сил резания [116]. Расчеты показали, что снижение уровня шума в сравнении с базовым вариантом составляет 5 дБ за счет снижения суммарной вводимой в корпус вибрационной мощности и 3–4 дБ за счет уменьшения площади звукового излучения корпуса.

Таким образом, теоретическое снижение уровня звукового давления составляет 9 дБ. В этом случае уровни звукового давления холостого хода станка практически не превышают предельно допустимых значений во всем нормируемом диапазоне частот (рисунок 4.15).

Следует отметить, что превышение уровней звукового давления в пятой и шестой октавах составляет 1,5–2 дБ, что фактически сравнимо с погрешностью изменяемого измерительного тракта.

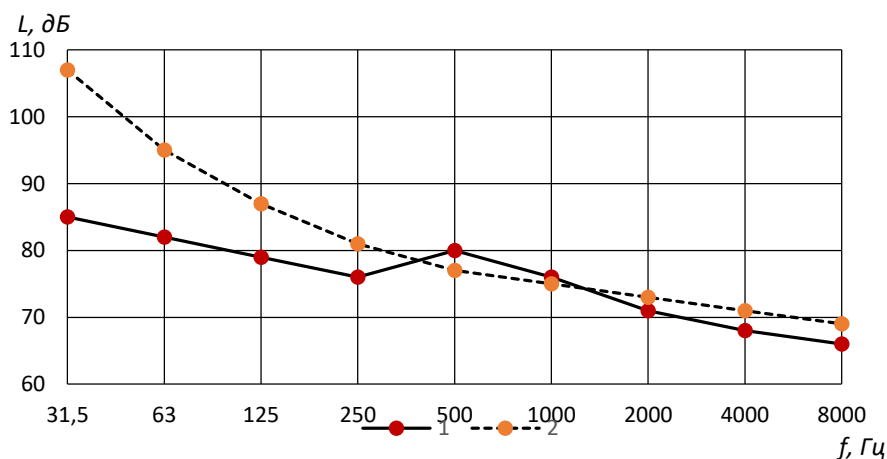


Рисунок 4.15 Спектр шума холостого хода (1); 2 – предельно допустимый спектр

#### 4.5 Расчет локального акустического экрана станка модели 2206

Компоновка станка фактически не позволяет выполнить снижение шума ограждением зоны резания. В данном случае целесообразно использовать локальный акустический экран Г-образной формы. Конструкция экрана представлена на рисунке 4.16.

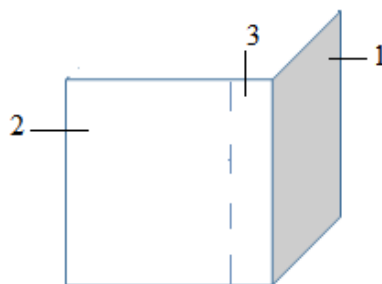


Рисунок 4.16 – Расчетная схема локального экрана:

1 и 2 – элементы экрана; 3 – вертикальная стойка

Элементы 1 и 2 крепятся к вертикальной стойке 3. Вся конструкция устанавливается непосредственно на столе станка. Элемент 1 крепится на петлях и может поворачиваться при установке и снятии детали. Акустическая эффективность экрана (АЭ, дБ) в соответствии с выполнением санитарных норм определяется исходя из зависимости (4.6):

$$АЭ = 10 \lg(10^{0,1L_1} + 10^{0,1L_2}) + 10 \lg \left[ \frac{0,32}{r^2} + \frac{16(1 - \alpha_n)}{\alpha_n S_n^1} \right] - L_c. \quad (4.24)$$

Наиболее действенным способом уменьшения шумового воздействия при эксплуатации многоцелевого станка является установка на станки подвижных кожухов, герметично изолирующих зону резания [33]. Защитные кожухи, как правило, производятся из листового металла и служат для защиты от попадания эмульсии и металлической стружки. Звукоизолирующий кожух представляет собой конструкцию из двух слоев листовой стали, между которыми располагается демпфирующий материал. Поскольку в процессе работы оператору требуется визуальный контроль, предлагается использовать шумозащитное ограждение из поликарбоната. Для повышения звукопоглощения в конструкцию необходимо добавить звукопоглощающий материал. Расчетная схема ограждения представлена на рисунке 4.17.

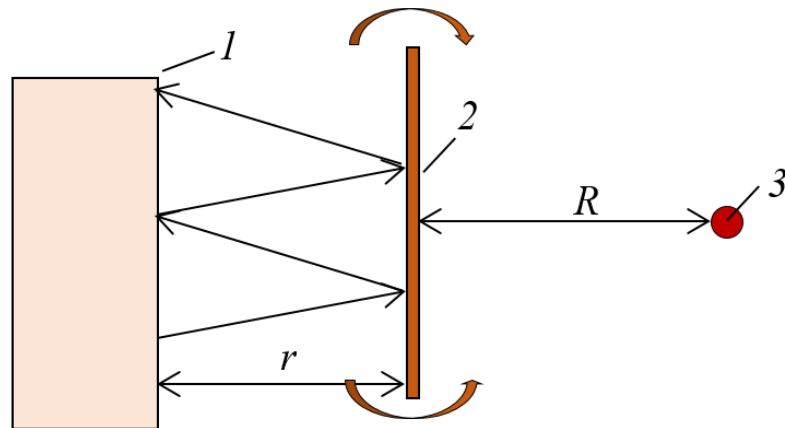


Рисунок 4.17 – Местное звукоизолирующее ограждение  
для снижения шумового воздействия:

1 – источник шума; 2 – шумозащитное ограждение; 3 – точка расчетная;  
→ повторное отражение звуковых волн;  – огибание звуком препятствия.

Для определения эффективности защитной конструкции воспользуемся теоретической базой, разработанной А. Е. Шашуриным [146]. Ключевым допущением при формировании расчетной формулы является предположение о формировании однородного акустического поля в области между источником шума (ИШ) и шумозащитным ограждением (ШЗО) вследствие многократных ревербераций. При этом принимается ряд допущений:

- шумозащитное ограждение расположено симметрично относительно источника шума, что подразумевает равномерное распределение звуковой энергии по всей конструкции;
- в расчетной точке звуковые волны дифрагируют через четыре свободных ребра шумозащитного ограждения;
- источник шума и свободные ребра шумозащитного ограждения являются линейными источниками звукового излучения;
- длины источника шума и шумозащитного ограждения сопоставимы по своим значениям;
- шумозащитное ограждение имеет комбинированную структуру, в которой часть элементов отражает звуковые волны, а другая – облицована

звукопоглощающим материалом (рисунок 4.18). Предполагается использование поликарбоната толщиной не менее 7 мм со звукоизоляцией не менее 22 дБА.

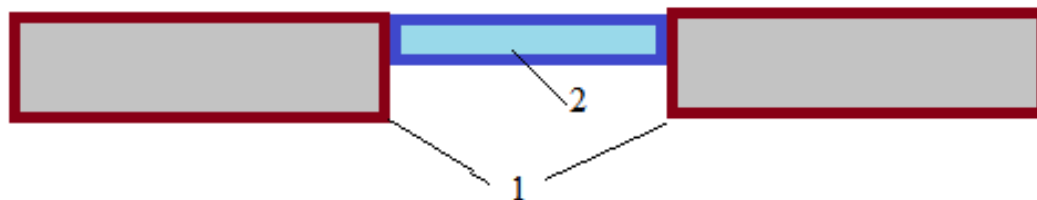


Рисунок 4.18 – Схема шумозащитного ограждения:

1 – звукопоглощающий материал; 2 – прозрачная поверхность

Результаты измерений на рабочем месте станочника при установке предложенной конструкции, показали практически полное совпадение с уровнями звукового давления при холостом режиме работы (рисунок 4.19).

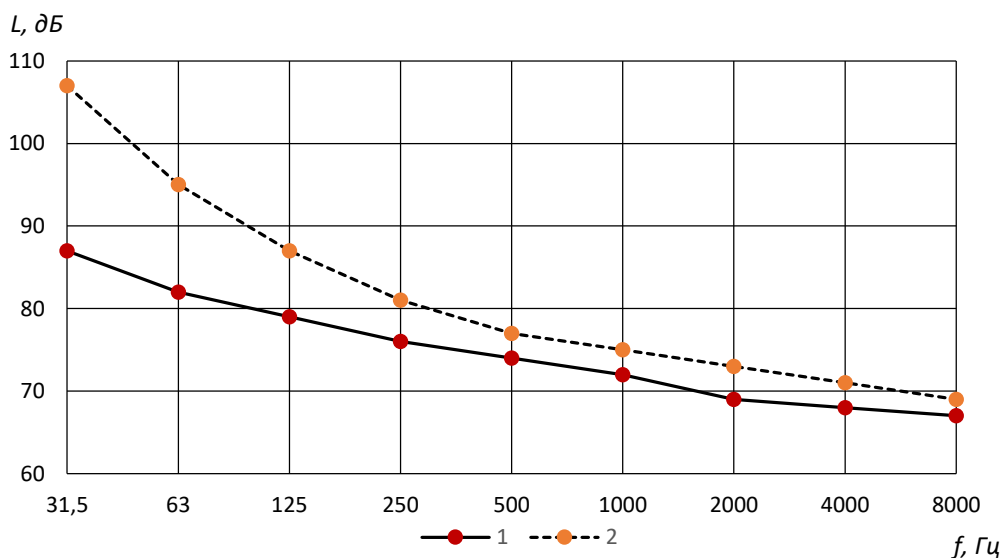


Рисунок 4.19 Спектр шума станка (1); 2 – предельно допустимый спектр

## 4.6 Выводы по главе

1 Установлены требуемые значения акустической эффективности систем шумозащиты многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных станков.

2 Расчет уровней шума, создаваемых элементами остекления ограждений зоны резания показал, что элементы остекления ограждений зоны резания представляют собой «слабое звено» не только по звукоизоляции, но и с точки зрения жесткости. Резервом в обеспечения санитарных норм шума является толщина элемента остекления, так как увеличение его площади существенно ограничено размерами самого ограждения зоны резания.

3 Рассмотрен процесс моделирования виброакустической динамики шпиндельных бабок станков с многоскоростными электродвигателями на примере многоцелевых станков. Расчеты показали, что снижение уровня шума в сравнении с базовым вариантом составляет 5 дБ за счет снижения суммарной вводимой в корпус вибрационной мощности и 3–4 дБ за счет уменьшения площади звукового излучения корпуса.

4 Предложены технологичные и высокоэффективные в снижении шума системы шумозащиты в виде акустических экранов, звукопоглощающих и вибропоглощающих конструкций многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных станков.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании представленных в диссертации исследований сформированы следующие выводы:

1 Анализ условий труда станочников многоцелевых станков показал, что из всего комплекса опасных и вредных производственных факторов не соответствуют предельно допустимым значениям только акустические характеристики. В частности, их превышения достигают до 92 дБ для станков модели ИР320 и 88 дБ для станков модели 2206.

2 Для многоцелевых станков основными источниками звукового излучения, превышающего санитарные нормы, являются система «заготовка – режущий инструмент» и шпиндельные бабки.

3 На основе разработанных моделей виброакустической динамики получены аналитические зависимости уровней звукового давления, теоретически описывающие закономерности формирования специального состава и идентифицирующие источники, излучающие повышенные уровни шума.

4 Экспериментальные исследования виброакустических характеристик в условиях реальной эксплуатации вышеуказанных многоцелевых станков показали достаточную для инженерных целей сходимость расчетных и экспериментальных уровней звукового давления, не превышающую  $\pm 2,5$  дБ.

5 Проведенные теоретические и экспериментальные исследования подтвердили возможность разработки систем шумозащиты, обеспечивающих выполнение санитарных норм шума.

6 На основании результатов исследования разработаны инженерные решения по снижению уровней шума, включающие модернизацию ограждения зоны резания станка модели ИР320, связанные с увеличением звукоизоляции. Применительно к станку модели 2206 разработана конструкция локального акустического экрана, установленного непосредственно на столе станка, и модернизирована шпиндельная бабка с использованием многоскоростного электродвигателя, что позволило уменьшить количество зубчатых передач и

подшипниковых узлов. Разработанные шумозащитные системы внедрены в производство ООО «КБ Гореловский».

7 Предложенные конструкции обеспечили снижение уровней звукового давления на 12 дБ у станка ИР320 и 9 дБ у станка 2206, что соответствует предельно допустимым величинам в нормируемом частотном диапазоне.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Финоченко, Т. А.** Достойный труд – безопасный труд / Т. А. Финоченко, И. А. Яицков // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2018. – № 2. – С. 5–6. – ISSN 1818-5509. – EDN YAKRTF.
- 2 **Власов, А. Ф.** Безопасность при работе на металлорежущих станках / А. Ф. Власов. – Москва : Машиностроение, 1977. – 121 с.
- 3 Оценка условий труда и профессиональный риск / М. В. Баланова, А. С. Козлюк, Т. А. Финоченко [и др.] // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 4 (49). – С. 9–13. – ISSN 1818-5509. – EDN VJVILV.
- 4 **Тубольцева, А. И.** Вопросы организации труда на предприятии / А. И. Тубольцева // Политика, экономика и инновации. – 2018. – № 4 (6). – С. 11. – eISSN 2414-0309. – EDN WFQRZJ
- 5 Роль «человеческого фактора» в обеспечении безопасности железнодорожного транспорта / И. Г. Переверзев, Т. А. Финоченко, М. В. Баланова, В. В. Гомелев // Транспорт и логистика: стратегические приоритеты, технологические платформы и решения в глобализованной цифровой экономике : сборник научных трудов III Международной научно-практической конференции, 01–02 февраля 2019 года. – Ростов-на-Дону : Ростовский государственный университет путей сообщения, 2019. – С. 303–307. – EDN QBVPJL.
- 6 **Барг, А. О.** Особенности поведенческих факторов риска у работников промышленных предприятий / А. О. Барг // Гигиена и санитария. – 2016. – № 95 (1). – С. 48–53. – DOI 10.18821/0016-9900-2016-95-1-48-53.
- 7 **Берхеева, З. М.** Условия труда и состояние профессиональной заболеваемости работников машиностроительных предприятий / З. М. Берхеева, М. В. Трофимова, А. М. Гиниятова // Медицина труда и экология человека. – 2017. – № 3. – С. 19–24. – eISSN 2411-3794 – EDN YMFFBV.
- 8 **Бушуев, В. В.** Основы конструирования станков / В. В. Бушуев. – Москва : Станкин, 1992. – 520 с. – ISBN 5-7028-0002-8.

9 **Кордыш, Л. М.** Классификация современных универсальных станков сверлильно-фрезерно-расточной группы / Л. М. Кордыш, О. И. Аверьянов // СТИН. – 1995. – № 11. – С. 10–15. – ISSN 0869-7566.

10 **Кучерявый, А. В.** Гамма многоцелевых продольных фрезерно-расточных станков с подвижным порталом / А. В. Кучерявый // СТИН. – 1989. – № 12. – С. 14–17. – ISSN 0869-7566.

11 **Врагов, Ю. Д.** Анализ компоновок металлорежущих станков / Ю. Д. Врагов. – Москва : Машиностроение, 1978. – 208 с.

12 **Эстерзон, М. А.** Технология обработки корпусных деталей на многоинструментных расточно-фрезерно-сверлильных станках с программным управлением Обзор / М. А. Эстерзон. – Москва : НИИМАШ, 1981. – 66 с. – (Серия С-6-3. «Технология металлообрабатывающего производства»).

13 **Кудинов, В. А.** Динамика металлорежущих станков / В. А. Кудинов. – Москва : Машиностроение, 1967. – 394 с.

14 **Замшин, В. А.** О расчете виброскоростей системы «заготовка – инструмент» заточных станков / В. А. Замшин, Г. Ю. Виноградова // Проектирование технологического оборудования : межвузовский сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону : ГОУ ДПО «ИУИ АП», 2004. – Вып. 3. – С. 106–110.

15 **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. – EDN JVYMGR.

16 **Замшин, В. А.** Экспериментальные исследования шума заточных станков / В. А. Замшин, Б. Ч. Месхи // Исследование, разработка и применение высоких технологий в промышленности : сборник трудов Второй международной научно-практической конференции, Санкт-Петербург, 07–09 февраля 2006 года. – Санкт-Петербург, 2006. – Т. 6. – С. 334.

17 **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.

18 **Замшин, В. А.** Экспериментальные исследования виброакустических характеристик заточных станков / В. А. Замшин, Г. Ю. Виноградова // Вопросы вибрационной технологии : межвузовский сборник научных статей. – Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2006. – С. 208–214.

19 **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.

20 **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

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 **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 / РГСУ. – Ростов-на-Дону, 2003. – С. 50–51.

23 **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, 14–16 октября 1996 года. – Санкт-Петербург, 1996. – С. 222–223.

24 **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-В96.

25 **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.

26 **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.

27 **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.

28 **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. – С. 39–43. – ISSN 0201-727X.

29 **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.

30 **Досов, В. Е.** Оценка уровней шума, создаваемого фрезами при обработке колёсных пар / В. Е. Досов // Вестник Донского государственного технического университета. – 2013. – № 5/6 (74). – С. 91–96. – ISSN 1992-5980.

31 **Досов, В. Е.** Виброакустические характеристики колесо-фрезерного станка / В. Е. Досов // Известия Института управления и инноваций авиационной промышленности. – 2011. – № 3–4 (25–26). – С. 131–137.

32 **Досов, В. Е.** Обоснование звукопоглощающей облицовки участков специальных колесофрезерных станков / В. Е. Досов // Известия Института управления и инноваций авиационной промышленности. – 2012. – № 1–2 (27–28). – С. 10–15.

33 **Гогоуадзе, М. Г.** Возможные методы уменьшения шума металлорежущих станков / М. Г. Гогоуадзе // Защита от повышенного шума и вибрации : сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным

участием, Санкт-Петербург, 19–21 марта 2019 года / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург, 2019. – С. 830–833.

34 **Гогуадзе, М. Г.** Анализ акустических характеристик на рабочих местах специальных расточных и осетокарных станков / М. Г. Гогуадзе // СТИН. – 2020. – № 1. – С. 9–11. – ISSN 0869-7566. – EDN ZBATIJ.

35 **Шамшура, С. А.** Моделирование шумообразования оборудования для обработки длинномерных деталей в соразмерных помещениях / С. А. Шамшура, О. А. Калашникова // Вестник Донского государственного технического университета. – 2008. – Т. 8, № 4. – С. 479–485. – ISSN 1992-5980.

36 **Калашникова, О. А.** Расчет виброскоростей при фрезеровании лонжеронов / О. А. Калашникова // Вестник Донского государственного технического университета. – 2009. – Т. 9, № 1. – С. 102–110. – ISSN 1992-5980.

37 **Калашникова, О. А.** Теоретическое обоснование выбора звукопоглощающих облицовок производственного помещения на участке фрезерования лонжеронов вертолетов / О. А. Калашникова // Известия Института управления и инноваций авиационной промышленности. – 2007. – № 1-2. – С. 3–6.

38 **Чукарин, А. Н.** Акустическая модель системы деталь – инструмент при токарной обработке / А. Н. Чукарин // Надежность и эффективность станочных и инструментальных систем : сборник статей. – Ростов-на-Дону, 1993. – С. 19–28.

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

40 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.

41 **Рыжов, С. П.** Обоснование акустических моделей систем «зубчатые колеса-оправки» зубодолбежных и зубострогальных станков / С. П. Рыжов, А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко // Noise Theory and Practise. – 2022. – Т. 8, № 4 (31). – С. 77–85. – eISSN 2412-8627. – EDN HHARVQ.

42 **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 // СТИН. – 2016. – № 7. – С. 22–27. – ISSN 0869-7566.

43 **Чукарин, А. Н.** 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.

44 **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.

45 **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.

46 **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.

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

48 **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.

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

50 **Чукарин, А. Н.** Разработка устройства снижения шума и уменьшения травматизма операторов многопильных станков / А. Н. Чукарин, А. Е. Литвинов, В. В. Новиков // СТИН. – 2017. – № 4. – С. 7–8. – ISSN 0869-7566.

51 **Месхи, Б. Ч.** Исследование виброакустических характеристик малошумного механизма поддержки прутка / Б. Ч. Месхи, Т. А. Финоченко // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2009. – № 4. – С. 27–30. – ISSN 0201-727X.

52 **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 1992-5980.

53 **Финоченко, Т. А.** Конструкция малошумного механизма поддержки прутка токарно-револьверных станков и токарных автоматов / Т. А. Финоченко // Транспорт-2010 : труды Всероссийской научно-практической конференции, апрель 2010 г. В 3 ч. Ч. 3 : Технические науки / РГУПС. – Ростов-на-Дону, РГУПС, 2010. – С. 163–164.

54 Характеристики шумового дискомфорта в рабочей зоне прутковых токарных станков / Т. А. Финоченко, А. Н. Чукарин, И. А. Яицков, С. А. Раздорский // Мониторинг. Наука и технологии. – 2018. – № 3. – С. 10–13. – ISSN 2076-7358.

55 **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, 1994. – С. 41–43.

56 **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. – Москва, 1988. – С. 120–121.

57 **Заверняев, Б. Г.** Влияние вибраций встроенных подшипников качения на акустическую активность корпусных деталей металлорежущих станков / Б. Г. Заверняев, А. Н. Чукарин, Н. Н. Фуга // Оптимизация и интенсификация процессов

отделочнозачистной и упрочняющей обработки : межвузовский сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону, 1987. – С. 123–132.

58 **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.

59 **Чукарин, А. Н.** Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки : монография / А. Н. Чукарин. – Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2004. – 152 с. – ISBN 5-7890-0326-5.

60 **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. – Москва, 1998. – С. 151–152.

61 **Панов, С. Н.** Виброакустика корпусных конструкций станков / С. Н. Панов // Динамика станков : тезисы докладов всесоюзной конференции. – Куйбышев, 1984. – С. 140–141.

62 **Панов, С. Н.** Методы снижения шума металлорежущих станков / С. Н. Панов, Б. Е. Болотов // СТИН. – 1978. – № 11 – С. 19–20. – ISSN 0869-7566.

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

64 Диагностика и сертификация металлорежущего оборудования / М. П. Козочкин, А. Р. Маслов, Ф. С. Сабиров, А. Н. Порватов. – 2-е изд., испр. – Москва : Инновационное машиностроение, 2021. – 240 с. – ISBN 978-5-907104-73-0.

65 **Кучеренко, А. П.** Снижение шума в рабочей зоне колесотокарных станков : автореферат на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.26.01 / Кучеренко Александр Петрович. – Ростов-на-Дону, 2010. – 18 с.

66 **Яицкова, Н. М.** Снижение шума металлорежущих станков / Н. М. Яицкова, Т. А. Финоченко, И. Г. Переверзев // Труды Ростовского государственного

университета путей сообщения. – 2020. – № 2 (51). – С. 112–115. – ISSN 1818-5509. – EDN BIWPKX.

67 **Гузеев, В. И.** Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с числовым программным управлением : справочник / В. И. Гузеев, В. А. Батуев, И. В. Сурков ; под редакцией В. И. Гузеева. – 2-е изд. – Москва : Машиностроение, 2007. – ISBN 978-5-217-03404-8. – EDN QNBUAT.

68 **Иванов, Н. И.** Основы виброакустики / Н. И. Иванов, А. С. Никифоров // – Санкт-Петербург : Политехника, 2000. – 482 с.

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

70 **Иванов, Н. И.** Снижение технологического шума акустическими экранами / Н. И. Иванов, Н. В. Тюрина // Безопасность жизнедеятельности. – 2003. – № 6. – С. 19–24. – ISSN 1684-6435.

71 Борьба с шумом на производстве : справочник / под редакцией Е. Я. Юдина. – Москва : Машиностроение, 1985. – 400 с.

72 Перечень вибропоглощающих материалов и конструкций, рекомендованных к применению в народном хозяйстве / АКИН АН СССР. – Москва, 1978. – 31 с.

73 **Тартаковский, Б. Д.** Научные и практические вопросы создания и серийного производства вибропоглощающих материалов и покрытий и вибродемпфированных конструкций / Б. Д. Тартаковский // Материалы Всесоюзного совещания по проблемам улучшения акустических характеристик машин, Звенигород, 27–29 октября. – Москва, 1988. – С. 36–47.

74 Справочник по судовой акустике / под редакцией И. И. Клякина, И. И. Боголепова. – Ленинград : Судостроение, 1978. – 379 с.

75 **Патураев, В. В.** Полимербетоны в технологии станкостроения / В. В. Патураев, А. Н. Волгушев, В. А. Елфимов // Коррозионностойкие строительные конструкции из полимербетона и армополимербетонов. – Воронеж, 1984. – С. 3–5.

76 **Хаймович, М. Е.** Снижение шума гидроприводов металлорежущих станков / М. Е. Хаймович // СТИН. – 1979. – № 10. – С. 21–24. – ISSN 0869-7566.

77 **Башта, Т. М.** Снижение шума в гидросистемах машин / Т. М. Башта // Вестник машиностроения. – 1971. – № 6. – С. 33–38. – ISSN 0042-4633.

78 **Зайченко, И. З.** Лопастные насосы и гидроаппаратура / И.З. Зайченко, Л. М. Малышевский. – Москва : Машиностроение, 1984. – 169 с.

79 **Скрипицкий, В. Я.** Эксплуатация промышленных гидроприводов / В. Я. Скрипицкий, В. А. Рокшевский. – Москва : Машиностроение, 1984. – 169 с.

80 **Кудинов, В. А.** Динамика станков / В. А. Кудинов. – Москва : Машиностроение, 1967. – 360 с.

81 **Тлустый, А. И.** Автоколебания в металлорежущих станках / А. И. Тлустый. – Москва : Машгиз, 1956. – 394 с.

82 **Кедров, С. С.** Колебания металлорежущих станков / С. С. Кедров. – Москва : Машиностроение, 1986. – 336 с.

83 **Заковоротный, В. Л.** Расчет автоколебаний инструмента относительно детали на металлорежущих станках / В. Л. Заковоротный // Известия СКНЦ ВШ. Серия : Технические науки. – 1977. – № 2. – С. 55–61. – ISSN 1560-3644.

84 **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.

85 **Чукарин, А. Н.** Влияние радиального зазора на шум подшипников качения / А. Н. Чукарин ; Ростовский институт сельскохозяйственного машиностроения. – Ростов-на-Дону, 1979. – Деп. ВНИИМаш 09.07.79, № 77.

86 **Чукарин, А. Н.** Статистические исследования отклонений дорожек качения колец подшипников / А. Н. Чукарин // Исследования приводов и тепловых процессов сельскохозяйственного производства : межвузовский сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону, 1983. – С. 125–127.

87 **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

отделочнозачистной и упрочняющей обработки : межвузовский сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону 1987. – С. 123–132.

88 **Чукарин, А. Н.** О расчете корпусного шума шпиндельных бабок станков токарной группы / А. Н. Чукарин, А. А. Феденко // Надежность и эффективность станочных и инструментальных систем : сборник статей. – Ростов-на-Дону, 1993. – С. 74–78.

89 **Чукарин, А. Н.** Оптимизация конструкции корпусов шпиндельных узлов по критерию минимума акустической эмиссии / А. Н. Чукарин, А. А. Феденко, В. С. Каганов // Типовые механизмы и технологическая оснастка станков-автоматов, станки с ЧПУ и ГПС : тезисы докладов конференции, г. Чернигов, 14-15 мая. – Киев, 1991. – С. 22.

90 **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, 1994. – С. 41–43.

91 **Шишелова, Т. И.** Влияние шума на организм человека / Т. И. Шишелова, Ю. С. Малыгина, Саун Дат Нгуен // Успехи современного естествознания. – 2009. – № 8. – С. 14–15. – ISSN 1681-7494.

92 **Р 2.2.3969-23.** 2.2 Гигиена труда. Руководство по оценке профессионального риска для здоровья работников. Организационно-методические основы, принципы и критерии оценки : утверждено Главным государственным санитарным врачом РФ 24.06.2003.

93 **ГОСТ Р ЕН 13788-2007.** Безопасность металлообрабатывающих станков. Станки-автоматы токарные многошпиндельные : национальный стандарт Российской Федерации. – Введен 2008-07-01. – Москва : Стандартинформ, 2007. – 36 с.

94 Условия труда // Федеральная служба государственной статистики. Официальный портал. – URL: [https://rosstat.gov.ru/working\\_conditions](https://rosstat.gov.ru/working_conditions) (дата обращения: 18.07.2026).

95 **Таранушина, И. И.** Оформление процедуры выявления опасностей и оценки профессиональных рисков / И. И. Таранушина, О. В. Попова, Т. А. Финоченко // Безопасность труда в промышленности. – 2020. – № 1. – С. 73–81. – DOI 10.24000/0409-2961-2020-1-73-81.

96 **Финоченко, Т. А.** Влияние количественной оценки условий труда на величину производственного риска / Т. А. Финоченко, В. А. Финоченко, И. Г. Переверзев // Инженерный вестник Дона. Электронный научный журнал. – 2017. – № 4. – URL: <https://www.ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2017/4610> (дата обращения: 09.07.2026).

97 **Финоченко, Т. А.** Профессиональный риск на основе специальной оценки условий труда / Т. А. Финоченко, Е. А. Семиглазова // Инженерный вестник Дона. Электронный научный журнал. – 2017. – № 3. – URL: [https://www.ivdon.ru/back\\_media/uploads/article/pdf/IVD\\_83\\_finochenko\\_semiglazova.pdf\\_a6e90c0dae.pdf](https://www.ivdon.ru/back_media/uploads/article/pdf/IVD_83_finochenko_semiglazova.pdf_a6e90c0dae.pdf) (дата обращения: 06.07.2026).

98 **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.

99 **Литвинов, А. Е.** Исследование режимов резания на ленточнопильных станках / А. Е. Литвинов, В. Г. Корниенко, Н. И. Сухонос // СТИН. – 2010. – № 10. – С. 5–8. – ISSN 0869-7566.

100 Справочник технолога-машиностроителя. В 2 т. Т. 2 / под редакцией А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. – Москва : Машиностроение, 1985. – 496 с.

101 Выявление собственных частот колебаний и коэффициентов относительного демпфирования динамической системы при фрезеровании методом операционного модального анализа / К. Ю. Кравченко, С. С. Кугаевский, М. П. Журавлев, Д. М. Элькинд // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2017. – № 8 (61). – С. 14–24. – DOI 10.12737/article 5a3779fbdb2d56.54584744.

102 **Русляков, Д. В.** Теоретические исследования вибрации и шумообразования несущих систем многошпиндельных деревообрабатывающих станков / Д. В. Русляков // Noise Theory and Practice. – 2021. – Т. 7, № 3 (25). – С. 50–58. – eISSN 2412-8627. – EDN MIVCLO.

103 **Ящерицын, П. И.** Теория резания / П. И. Ящерицын, Е. Э. Фельдштейн, М. А. Корниевич. – 2-е изд., испр. и доп. – Минск : Новое знание, 2006. – 512 с. – ISBN 985-475-195-3.

104 Детали и механизмы металлорежущих станков : в 2 т. / Д. Н. Лapidус [и др.] ; под редакцией Д. Н. Решетова. – Москва : Машиностроение, 1972. – Т. 1. – 664 с. ; Т. 2. – 250 с.

105 **Андреев, В. И.** Справочник конструктора машиностроителя. Т. 1 / В. И. Андреев. – Москва : Машиностроение, 1980. – 480 с.

106 **Чукарина, И. М.** Экспериментальные исследования модуля упругости шлифовальных кругов / И. М. Чукарина, В. Ф. Саликов, В. А. Кохановский // Проектирование технологических машин : сборник научных трудов / под редакцией А. В. Пуша. Вып. 12. – Москва : МГТУ Станкин, 1998. – С. 58–61.

107 **Жарков, И. Г.** Вибрации при обработке резанием / И. Г. Жарков. – Ленинград : Машиностроение, 1986. – 179 с.

108 **Гричишин, М. В.** Технические и акустические характеристики гаммы сверлильно-фрезерно-расточных станков / М. В. Гричишин // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 3 (68). – С. 24–33. – ISSN 1818-5509. – EDN HRBBZI.

109 **Гричишин, М. В.** 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 YCPY.

110 **Иванов, Н. И.** Основы виброакустики / Н. И. Иванов, А. С. Никифоров. Санкт-Петербург : Политехника, 2000. – 482 с. – ISBN 5-7325-0599-7.

111 **Скучик, Е.** Основы акустики : в 2 т. : перевод с английского / Е. Скучик. – Москва : Мир, 1976. – Т. 1. – 519 с. ; Т. 2. – 542 с.

112 Справочник по технической акустике : перевод с немецкого / под редакцией М. Хекля и Х. Мюллера. – Ленинград : Судостроение, 1980. – 440 с.

113 **Гричишин, М. В.** Виброакустическая динамика коробок скоростей сверлильно-фрезерно-расточных станков с многоскоростными электродвигателями / Ж. П. Разаков, М. В. Гричишин, Т. А. Финоченко, А. Н. Чукарин // *Noise Theory and Practice*. – 2022. – Т. 8, № 2(29). – С. 56–62. – eISSN 2412-8627. – EDN QSKIXR.

114 Теоретическое обоснование способов снижения шума и вибраций крупногабаритных шлифовальных кругов / А. Г. Солдатов, А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко, Т. К. Суворова // *Noise Theory and Practice*. – 2022. – Т. 8, № 2 (29). – С. 35–44. – eISSN 2412-8627. – EDN MPYVVC.

115 Теоретическое исследование процессов возбуждения вибраций и шумообразования шлифовальных кругов резьбо- и шлицшлифовальных станков / Ж. П. Разаков, А.Е. Шашурин, П. С. Курченко, Н. И. Иванов // *Akustika*. – 2021. – Vol. 38. – ISSN 1801-9064.

116 **Yaitskov, I. A.** Theoretical research of noise and vibration spectra in cabins of locomotive and diesel shunting locomotive / I. A. Yaitskov, A. N. Chukarin, T. A. Finochenko // *International Journal of Applied Engineering Research*. – 2017. – Vol. 12, No. 21. – P. 10724–10730.

117 **Гричишин, М. В.** Расчет уровней шума, создаваемых элементами остекления ограждений зоны резания / М. В. Гричишин, В. В. Новиков, А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*. – 2023. – № 8. – С. 393–398. – DOI 10.24412/2071-6168-2023-8-394-395. – EDN WKLVKX.

118 **Подуст, С. Ф.** Основы виброакустических расчетов отечественных электровозов : монография / С. Ф. Подуст, А. Н. Чукарин, И. В. Богуславский. – Ростов-на-Дону : ДГТУ, 2013. – 160 с. – ISBN 978-5-7890-0773-0.

119 Способы снижения шума и вибрации при проектировании, производстве и эксплуатации железнодорожного подвижного состава : монография / И. В.

Колесников, С. Ф. Подуст, С. С. Подуст, А. Н. Чукарин. – Москва : ВИНТИ РАН, 2015. – 216 с.

120 **Скучик, Е.** Простые и сложные колебательные системы : перевод с английского / Е. Скучик. – Москва : Мир, 1971. – 557 с.

121 **Солдатов, А. Г.** Идентификация факторов производственного процесса при работе на зубообрабатывающих станках / А. Г. Солдатов, О. Г. Харламов, Т. А. Финоченко // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2021. – № 2 (55). – С. 118–121. – ISSN 1818-5509.

122 **Пуш, В. Э.** Конструирование металлорежущих станков / В. Э. Пуш. – Москва : Машиностроение. 1977. – 390 с.

123 Расчеты на прочность в машиностроении : в 3 т. / под редакцией С. Д. Пономарева. – Москва : Машгиз, 1956–1959. – Т. 1 : Теоретические основы и экспериментальные методы. – Москва : Машгиз, 1956. – 884 с.

124 **Хоцянов, Л. К.** Гигиена труда в машиностроительной промышленности. Ч. 1–2 / Л. К. Хоцянов. – Москва, 1941–1947.

125 **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.

126 **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.

127 **Гричишин, М. В.** Экспериментальные исследования уровней звукового давления сверлильно-фрезерно-расточных станков / М. В. Гричишин // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 4 (69). – С. 21–24. – ISSN 1818-5509. – EDN YSNWFL.

128 **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.

129 **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. – Ростов-на-Дону : Донской государственный технический университет, 2012. – С. 263–268. – EDN JDVMJB.

130 **СанПиН 1.2.3685-21** «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания» Постановление Главного государственного санитарного врача РФ от 28 января 2021 г. N 2. – Москва : 2021. – 137 с.

131 **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.

132 **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.

133 **Гричишин, М. В.** Экспериментальные исследования спектрального состава шума при растачивании сверлильно-фрезерно-расточных станков / М. В. Гричишин, А. Н. Чукарин // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 3. – С. 12–19. – ISSN 1818-5509.

134 **Жорник, М.** Технический эксперимент: теория и практика / М. Жорник. – Ламберт : LAP LAMBERT Academic Publishing, 2005. – 224 с.

135 **Самарский, А. А.** Математическое моделирование: идеи, методы, примеры / А. А. Самарский, А. П. Михайлов. – Москва : Физматлит, 2005. – 320 с. – ISBN 978-5-9221-0120-2.

136 **Моисеев, Н. Н.** Численные методы в теории оптимальных систем / Н. Н. Моисеев. – Москва : Наука, 1971. – 424 с.

137 Методы оптимизации в примерах в пакете MathCAD. Ч. 1 / И. В. Кудрявцева, С. А. Рыков, С. В. Рыков [и др.]. – Санкт-Петербург : НИУ ИТМО ; ИХиБТ, 2014. – 166 с.

138 **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.

139 **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.

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

141 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.

142 **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.

143 Акустические характеристики, возникающие при растачивании отверстий / А. С. Гуменюк, Б. Ч. Месхи, Ю. И. Булыгин, Т. А. Финоченко // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2025. – № 12. – С. 535–540. – DOI 10.24412/2071-6168-2025-12-535-536. – EDN ROSGIF.

144 **Гричишин, М. В.** Влияние оценки коэффициентов потерь колебательной энергии многоцелевых станков на безопасность труда / М. В. Гричишин, Б. Ч. Месхи // Безопасность техногенных и природных систем. 2026. – № 10(3). – С. 193–205. <https://doi.org/10.23947/2541-9129-2026-10-3-193-205>

145 **Борисов, Л. П.** Звукоизоляция в машиностроении / Л. П. Борисов, Д. Р. Гужас. – Москва : Машиностроение, 1990. – 250 с. – ISBN 5-217-00885-7.

146 **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.

147 **Гричишин, М. В.** Модели и источники формирования шумового фона при обработке фрезерованием, сверлением и растачиванием / М. В. Гричишин // Сборник научных трудов 16-й Международной научно-практической конференции «Перспективы развития локомотиво-, вагоностроения и технологии обслуживания подвижного состава», Рост. гос. ун-т. путей сообщения. Ростов н/Д, 2024. – С. 18 – 23

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

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



Гуда А.Н.

17.04.2026

«УТВЕРЖДАЮ»  
Генеральный директор  
ООО «КБ Гореловский»



Гореловский С.В.

14.04.2026

## АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Настоящим актом подтверждается использование в производственном процессе ООО «КБ Гореловский» результатов совместной научно-исследовательской работы, выполненной аспирантом кафедры Безопасность жизнедеятельности» ФГБОУ ВО «Ростовского государственного университета путей сообщения» Гричишиным М.В. Исследования посвящены улучшению безопасности труда станочников при эксплуатации многоцелевых станков.

Инженерные решения содержат исследования, направленные на снижение уровней шума, включающие модернизацию ограждения зоны резания станка моделей ИР320, связанные с увеличением звукоизоляции, а применительно к станку модели 2206 разработана конструкция локального акустического экрана, установленного непосредственно на столе станка, и модернизирована шпиндельная бабка с использованием многоскоростного электродвигателя, что позволило уменьшить количество зубчатых передач и подшипниковых узлов.

Внедрение результатов исследования выразилось в разработке конструкции системы защиты производственного персонала от негативного воздействия уровней шума с требуемой акустической эффективностью. Данные системы внедрены и испытаны на эффективность на рабочих местах операторов многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных станков. Разработанные системы являются универсальными и технологичными, основаны на использовании отечественных материалов.

Система защиты персонала от негативного воздействия уровней шума была апробирована в производственных цехах подразделения ООО «КБ Гореловский» в течение шести месяцев. Настоящий документ подтверждает эффективность данной системы и служит основанием для дальнейшего масштабирования положительного опыта.

от ФГБОУ ВО РГУПС  
аспирант кафедры БЖД

 М.В. Гричишин

от ООО «КБ Гореловский»  
гл. конструктор

 С.Ф. Габидулин

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

### Перечень опасностей, представляющих угрозу жизни и здоровью работников

|          |                                                                                                                            |
|----------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 01       | Механические опасности                                                                                                     |
| 01.00.01 | Опасность раздавливания из-за попадания под движущиеся части механизмов                                                    |
| 01.00.02 | Опасность попадания в глаза стружки, мелких осколков                                                                       |
| 01.00.03 | Опасность разрыва                                                                                                          |
| 01.00.04 | Опасность огнестрельного ранения                                                                                           |
| 01.01    | Опасность падения                                                                                                          |
| 01.01.01 | Опасность падения из-за потери равновесия при спотыкании                                                                   |
| 01.01.02 | Опасность падения из-за потери равновесия при подскользывании, при передвижении по скользким поверхностям или мокрым полам |
| 01.01.03 | Опасность падения с высоты                                                                                                 |
| 01.01.04 | Опасность падения с высоты вместе с сооружением                                                                            |
| 01.01.05 | Опасность падения из-за внезапного большого перепада высот                                                                 |
| 01.01.06 | Опасность падения в яму                                                                                                    |
| 01.02    | Опасность удара                                                                                                            |
| 01.02.01 | Опасность удара из-за падения перемещаемого груза                                                                          |
| 01.02.02 | Опасность удара из-за падения случайных предметов                                                                          |
| 01.02.03 | Опасность удара из-за падения снега или сосулек с крыши                                                                    |
| 01.02.04 | Опасность удара деталями или заготовками, которые могут отлететь из-за плохого закрепления                                 |
| 01.02.05 | Опасность удара тяжелым инструментом                                                                                       |
| 01.02.06 | Опасность удара элементами оборудования, которые могут отлететь из-за плохого закрепления                                  |
| 01.02.07 | Опасность удара вращающимися или движущимися частями оборудования                                                          |
| 01.02.08 | Опасность удара отлетающими осколками                                                                                      |
| 01.02.09 | Опасность удара жидкостью под давлением                                                                                    |
| 01.02.10 | Опасность удара газом под давлением                                                                                        |
| 01.02.11 | Опасность удара от механического упругого элемента                                                                         |
| 01.02.12 | Опасность падения на ноги тяжелого предмета                                                                                |
| 01.02.13 | Столкновение с неподвижным предметом или конструкцией, на пути следования                                                  |
| 01.03    | Опасность укола                                                                                                            |
| 01.03.01 | Опасность укола из-за натекания на неподвижную колющую поверхность (острие)                                                |
| 01.03.02 | Опасность укола в результате воздействия движущихся колющих частей механизмов, машин                                       |
| 01.04    | Опасность затягивания                                                                                                      |

|          |                                                                                                                                                   |
|----------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 01.04.01 | Опасность затягивания в подвижные части машин и механизмов                                                                                        |
| 01.04.02 | Опасность наматывания волос, частей одежды, средств индивидуальной защиты                                                                         |
| 01.05    | Опасность пореза                                                                                                                                  |
| 01.05.01 | Опасность воздействия движущегося абразивного элемента                                                                                            |
| 01.05.02 | Опасность трения или абразивного воздействия в результате движения работника                                                                      |
| 01.05.03 | Опасность пореза в результате воздействия движущихся режущих частей механизмов, машин                                                             |
| 01.05.04 | Опасность пореза в результате воздействия острых кромок и заусенцев                                                                               |
| 01.05.05 | Опасность пореза в результате воздействия острого режущего инструмента                                                                            |
| 01.05.06 | Опасность пореза частей тела кромкой листа бумаги, канцеляр ножом, ножницами                                                                      |
| 01.05.07 | Опасность пореза частей тела острыми кромками металлической стружки (при механической обработке металлических заготовок и деталей)                |
| 01.05.08 | Опасность пореза разбившимися стеклянными предметами                                                                                              |
| 01.06    | Опасность заваливания                                                                                                                             |
| 01.06    | Опасность заваливания                                                                                                                             |
| 01.06.01 | Опасность заваливания горной породой, земляными массы, скалами, камнями                                                                           |
| 01.06.02 | Опасность заваливания ветхими элементами зданий, кровли, стен                                                                                     |
| 01.06.03 | Опасность заваливания частично собранными конструкциями или сооружениями                                                                          |
| 01.06.04 | Опасность заваливания строительными лесами, лестницами                                                                                            |
| 01.06.05 | Опасность заваливания складироваемыми грузами                                                                                                     |
| 02       | Электрические опасности                                                                                                                           |
| 02.01    | Опасность воздействия электрического тока                                                                                                         |
| 02.01.01 | Опасность воздействия электрического тока при контакте с токоведущими частями, которые находятся под напряжением до 1000 В                        |
| 02.01.02 | Опасность воздействия электрического тока при контакте с токоведущими частями, которые находятся под напряжением более 1000 В                     |
| 02.01.03 | Опасность поражения током вследствие контакта с токопроводящими частями, которые находятся под напряжением из-за неисправного состояния до 1000 В |

|          |                                                                                                                                                      |
|----------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 02.01.04 | Опасность поражения током вследствие контакта с токопроводящими частями, которые находятся под напряжением из-за неисправного состояния более 1000 В |
| 02.02    | Другие электрические опасности                                                                                                                       |
| 02.02.01 | Опасность попадания под шаговое напряжение                                                                                                           |
| 02.02.02 | Опасность поражения электростатическим зарядом                                                                                                       |
| 02.02.03 | Опасность поражения током от наведенного напряжения на рабочем месте                                                                                 |
| 02.02.04 | Опасность поражения вследствие возникновения электрической дуги                                                                                      |
| 02.02.05 | Опасность поражения при прямом попадании молнии                                                                                                      |
| 02.02.06 | Опасность косвенного поражения молнией                                                                                                               |
| 03       | Термические опасности                                                                                                                                |
| 03.01    | Опасность ожога                                                                                                                                      |
| 03.01.01 | Опасность ожога из-за контакта с поверхностью имеющую высокую температуру                                                                            |
| 03.01.02 | Опасность ожога из-за контакта с жидкостью имеющую высокую температуру                                                                               |
| 03.01.03 | Опасность ожога из-за контакта с газом, имеющим высокую температуру                                                                                  |
| 03.01.04 | Опасность ожога от воздействия открытого пламени                                                                                                     |
| 03.01.05 | Опасность ожога роговицы глаза                                                                                                                       |
| 03.02    | Опасность обморожения                                                                                                                                |
| 03.02.01 | Опасность обморожения из-за контакта с поверхностью, имеющей низкую температуру                                                                      |
| 03.02.02 | Опасность обморожения из-за контакта с жидкостью, имеющей низкую температуру                                                                         |
| 03.02.03 | Опасность обморожения из-за контакта с газом, имеющим низкую температуру                                                                             |
| 04       | Опасности, связанные с воздействием микроклимата и климатические опасности                                                                           |
| 04.01    | Опасность заболевания из-за воздействия пониженной температуры воздуха                                                                               |
| 04.02    | Опасность перегрева из-за воздействия повышенной температуры воздуха                                                                                 |
| 04.03    | Опасность воздействия влажности                                                                                                                      |
| 04.04    | Опасность заболевания из-за воздействия движения воздуха пониженной температуры                                                                      |
| 05       | Опасности из-за недостатка кислорода в воздухе                                                                                                       |
| 05.01    | Опасность недостатка кислорода в замкнутых технологических емкостях                                                                                  |
| 05.02    | Опасность недостатка кислорода из-за вытеснения его другими газами или жидкостями                                                                    |

|       |                                                                                                                                            |
|-------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 05.03 | Опасность недостатка кислорода в подземных сооружениях                                                                                     |
| 05.04 | Опасность недостатка кислорода в безвоздушных средах                                                                                       |
| 06    | Барометрические опасности                                                                                                                  |
| 06.01 | Опасность воздействия повышенного барометрического давления                                                                                |
| 06.02 | Опасность воздействия пониженного барометрического давления                                                                                |
| 06.03 | Опасность воздействия резкого изменения барометрического давления                                                                          |
| 07    | Опасности, связанные с воздействием химического фактора                                                                                    |
| 07.01 | Опасность поражения кожи из-за попадания вредных веществ                                                                                   |
| 07.02 | Опасность поражения легких от вдыхания вредных паров или газов                                                                             |
| 07.03 | Опасность отравления из-за случайного попадания в организм опасных веществ                                                                 |
| 07.04 | Опасность химического ожога роговицы глаза из-за попадания опасных веществ в глаза                                                         |
| 07.05 | Опасность воздействия воздушных взвесей вредных химических веществ                                                                         |
| 08    | Опасности, связанные с воздействием аэрозолей преимущественно фиброгенного действия                                                        |
| 08.01 | Опасность воздействия пыли на глаза                                                                                                        |
| 08.02 | Опасность повреждения органов дыхания частицами пыли                                                                                       |
| 08.03 | Опасность воздействия пыли на кожу                                                                                                         |
| 09    | Опасности, связанные с воздействием растений                                                                                               |
| 09.01 | Опасность воздействия пыльцы, фитонцидов и других веществ, выделяемых растениями                                                           |
| 09.02 | Опасность ожога выделяемыми растениями веществами                                                                                          |
| 09.03 | Опасность пореза растениями                                                                                                                |
| 10    | Опасности, связанные с воздействием тяжести и напряженности трудового процесса                                                             |
| 10.01 | Опасность заболевания желудочно-кишечного тракта при приеме пищи на рабочем месте                                                          |
| 10.02 | Опасность психических нагрузок, стрессов                                                                                                   |
| 10.03 | Опасность травмирования во время проведения тренировки;                                                                                    |
| 10.04 | Опасность физических перегрузок при наклонах корпуса тела работника более 30°                                                              |
| 10.05 | Опасность физических перегрузок при неудобной рабочей позе                                                                                 |
| 10.06 | Опасность физических перегрузок при перемещении работника в пространстве, обусловленные технологическим процессом, в течение рабочей смены |
| 10.07 | Опасность физических перегрузок при статических нагрузках                                                                                  |

|       |                                                                                                              |
|-------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 10.08 | Опасность физических перегрузок при стереотипных рабочих движениях                                           |
| 10.09 | Опасность физических перегрузок при чрезмерных физических усилиях при подъеме предметов и деталей            |
| 10.10 | Опасность физических перегрузок при чрезмерных физических усилиях при перемещении предметов и деталей        |
| 10.11 | Опасность перенапряжения зрительного анализатора                                                             |
| 10.12 | Опасность нагрузки на голосовой аппарат                                                                      |
| 11    | Опасности, связанные с воздействием шума                                                                     |
| 11.01 | Опасность повышенного уровня и других неблагоприятных характеристики шума                                    |
| 11.02 | Повышенный уровень инфразвуковых колебаний                                                                   |
| 11.03 | Повышенный уровень ультразвуковых колебаний (воздушный и контактный)                                         |
| 12    | Опасности, связанные с воздействием вибрации                                                                 |
| 12.01 | Опасность воздействия локальной вибрации                                                                     |
| 12.02 | Опасность воздействия общей вибрации                                                                         |
| 13    | Опасности, связанные с воздействием световой среды                                                           |
| 13.01 | Опасность недостаточной освещенности в рабочей зоне                                                          |
| 13.02 | Опасность повышенной контрастности и яркости света                                                           |
| 14    | Опасности, связанные с воздействием неионизирующих излучений                                                 |
| 14.01 | Опасность, связанная с воздействием лазерного излучения                                                      |
| 14.02 | Опасность, связанная с воздействием магнитного поля промышленной частоты                                     |
| 14.03 | Опасность, связанная с воздействием постоянного магнитного поля                                              |
| 14.04 | Опасность, связанная с воздействием ультрафиолетового излучения                                              |
| 14.05 | Опасность, связанная с воздействием электрического поля промышленной частоты                                 |
| 14.06 | Опасность, связанная с воздействием электростатического поля                                                 |
| 14.07 | Опасность, связанная с ослаблением геомагнитного поля                                                        |
| 14.08 | Опасность от электромагнитных излучений                                                                      |
| 15    | Опасности, связанные с воздействием ионизирующих излучений                                                   |
| 15.01 | Опасность, связанная с воздействием альфа-, бета-излучений, электронного или ионного и нейтронного излучения |
| 15.02 | Опасность, связанная с воздействием гамма- и рентгеновского излучения                                        |
| 16    | Опасности, связанные с воздействием животных                                                                 |
| 16.01 | Опасность воздействия выделений животного                                                                    |
| 16.02 | Опасность заражения животным                                                                                 |

|       |                                                                                                                                                                                                 |
|-------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 16.03 | Опасность раздавливания животным                                                                                                                                                                |
| 16.04 | Опасность разрыва животным                                                                                                                                                                      |
| 16.05 | Опасность укуса животным                                                                                                                                                                        |
| 17    | Опасности, связанные с воздействием насекомых                                                                                                                                                   |
| 17.01 | Опасность инвазий гельминтов                                                                                                                                                                    |
| 17.02 | Опасность попадания в организм насекомого                                                                                                                                                       |
| 17.03 | Опасность укуса насекомого                                                                                                                                                                      |
| 18    | Опасности, связанные с воздействием биологического фактора                                                                                                                                      |
| 18.01 | Опасность из-за воздействия микроорганизмов-продуцентов, препаратов, содержащих живые клетки и споры микроорганизмов                                                                            |
| 18.02 | Опасность заболевания, связанная с воздействием патогенных микроорганизмов                                                                                                                      |
| 18.03 | Опасность заражения вследствие инфекции                                                                                                                                                         |
| 18.04 | Опасности из-за укуса переносчиков инфекций                                                                                                                                                     |
| 19    | Опасность утонуть                                                                                                                                                                               |
| 19.01 | Опасность утонуть в водоеме                                                                                                                                                                     |
| 19.02 | Опасность утонуть в момент затопления шахты или технологической емкости                                                                                                                         |
| 20    | Опасность расположения рабочего места*                                                                                                                                                          |
| 20.01 | Опасности выполнения электромонтажных работ на столбах, опорах высоковольтных передач                                                                                                           |
| 20.02 | Опасность, связанная с выполнением работ в туннелях                                                                                                                                             |
| 20.03 | Опасность, связанная с выполнением работ на значительной глубине                                                                                                                                |
| 20.04 | Опасность выполнения водолазных работ                                                                                                                                                           |
| 20.05 | Опасность выполнения кровельных работ на крышах, имеющих большой угол наклона рабочей поверхности                                                                                               |
| 20.06 | Опасность при выполнении альпинистских работ                                                                                                                                                    |
| 20.07 | Опасность, связанная с выполнением работ под землей                                                                                                                                             |
| 21    | Опасности, связанные с организационными недостатками*                                                                                                                                           |
| 21.01 | Опасность, связанная с допуском работников, не прошедших подготовку по охране труда                                                                                                             |
| 21.02 | Опасность, связанная с отсутствием информации (схемы, знаков, разметки) о направлении эвакуации в случае возникновения аварии                                                                   |
| 21.03 | Опасность, связанная с отсутствием на рабочем месте аптечки первой помощи, инструкции по оказанию первой помощи пострадавшему на производстве и средств связи                                   |
| 21.04 | Опасность, связанная с отсутствием на рабочем месте инструкций, содержащих порядок безопасного выполнения работ, и информации об имеющихся опасностях, связанных с выполнением рабочих операций |

|       |                                                                              |
|-------|------------------------------------------------------------------------------|
| 21.05 | Опасность, связанная с отсутствием на рабочем месте перечня возможных аварий |
|-------|------------------------------------------------------------------------------|

