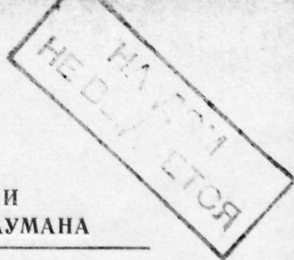


М396883

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА,
ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ имени Н. Э. БАУМАНА



На правах рукописи
УДК 538.83:69.002.5:621.86:629.114.2

ИВАНОВ Николай Игоревич

СНИЖЕНИЕ ШУМА КОЛЕСНЫХ МАШИН, ПРИМЕНЯЕМЫХ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ

05.05.03 Автомобили и тракторы
05.05.04 Дорожные, путевые и строительные
машины

Автореферат
диссертаций на соискание ученой степени
доктора технических наук

МОСКВА
1982

Работа выполнена в Ленинградском ордена Ленина институте инженеров железнодорожного транспорта имени академика В. Н. Образцова.

Официальные оппоненты — доктор технических наук,
профессор БОЧАРОВ Н. Ф.,
доктор технических наук, профессор КЛЮКИН И. И.,
доктор технических наук, профессор ХАРХУТА Н. Я.

Ведущая организация — Всесоюзный научно-исследовательский институт строительного и дорожного машиностроения (НПО «ВНИИСтройдормаш»).

Защита состоится « . . .
в . . . час на заседании
Д. 053. 1506 при Московском
имени Н. Э. Баумана в ауд
2-я Бауманская ул., 5.

С диссертацией можно
ститута.

Автореферат разослан «

Просим Вас принять уча
отзыв на автореферат в
частью Вашей организации,
2-я Бауманская ул., д. 5.

Ученый секретарь специали
совета, канд. техн. наук,

М 396883



1396883

Иванов Н.И. Снижение шума к

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года" указывается на необходимость в области технических наук сосредоточить усилия на решении ряда важнейших проблем, в том числе обеспечить "... повышение качества, надежности, экономичности и производительности, уменьшение шума и вибрации машин, оборудования и других изделий машиностроения".

Из массовых изделий машиностроения наиболее остро стоит проблема защиты от шума для машин, занятых в строительстве. Это объясняется рядом причин. Первая - число машин, занятых в строительстве, очень велико. На начало X пятилетки в строительных организациях нашей страны работало свыше 600 тыс. самоходных машин, почти на 90% которых шум превышает допустимые нормы. Повышенный шум ухудшает условия труда, снижает его производительность. Снижение шума изделий машиностроения увеличивает их конкурентоспособность на международных рынках. С увеличением производительности машин растет их энергонасыщенность, возрастают рабочие скорости, что неизбежно ведет к дальнейшему возрастанию шума. Таким образом, при создании новых машин задачи снижения шума выдвигаются на первый план. Проблема снижения шума машин, занятых в строительстве, - важная народнохозяйственная проблема.

Из всего многообразия машин, занятых в строительстве, наиболее многочисленные - это колесные машины (подъемно-транспортные, транспортные, землеройно-транспортные, путевые, передвижные компрессорные станции). Большая часть этих машин (например, все скреперы и бульдозеры, часть погрузчиков, экскаваторов, кранов, буровых и др. машин) изготавливается на базе тракторов, тягачей или автомобилей. Специфика машин, занятых в строительстве, такова, что для подавляющего их числа шумность в точке наблюдения (рабочее место, внешняя среда) полностью определяется процессами шумообразования базовой машины. Поэтому в диссертации рассматривается вопрос снижения большой группы машин, общим для которых является: наличие двигателя, колесного шасси (тележек), рамы, а в ряде случаев шумовиброактивного (или нешумовиброактивного) рабочего органа.

Проблема защиты от шума на колесных машинах, применяемых в

М 396883

строительстве, тесно связана с конструированием этих машин. Большой вклад в создание научных основ конструирования машин внесли известные советские ученые: И.И.Артоболевский, М.П.Александров, В.И.Баловнев, В.А.Бауман, Ю.А.Ветров, Д.П.Волков, М.Н.Гальперин, В.П.Горячкин, Г.П.Гриневиц, В.В.Длоутий, Н.Г.Домбровский, В.А.Иванов, Д.Н.Решетов, Г.А.Смирнов, Д.И.Федоров, Н.Я.Хархута и др.

В работах по созданию малолесных колесных машин широко используется опыт по снижению шума в других областях техники. В развитие теории и практики борьбы с шумом внесли вклад советские ученые: Н.Ф.Бочаров, Г.В.Бутаков, Л.И.Заборов, И.И.Клюкин, С.Д.Ковригин, А.Е.Колесников, В.Н.Дуканин, А.Г.Мунин, Г.Л.Осипов, А.В.Римский-Корсаков, М.С.Седов, А.А.Скуридин, Б.Д.Тартаковский, Л.В.Тузов, К.В.Фролов, Е.Я.Юдин и др. Больших успехов в борьбе с шумом добились в судостроении, авиастроении, автомобилестроении, промышленном и гражданском строительстве. В этих областях техники разработаны и успешно внедряются в практику научные основы защиты от шума, включающие в себя, в том числе, комплекс мероприятий по шумоглушению, внедряемый на стадии проектирования. На колесных машинах, занятых в строительстве, методом экспериментального поиска на стадии создания опытного образца удается достичь определенного снижения шума. Но результаты, полученные на одной машине, не всегда могут быть распространены на другие. До выполнения настоящего исследования отсутствовали научные основы снижения шума колесных машин, применяемых в строительстве. В то же время, ярко выраженная специфика исследуемых машин не позволяет механически перенести на них научные основы защиты от шума других объектов.

Научная проблема. Необходимость разработать основы снижения шума колесных машин, применяемых в строительстве, позволяющие прогнозировать шум на стадии проектирования, рассматривать и выбирать оптимальные средства защиты от шума.

Цель работы. Создание метода расчета и проектирования малолесных колесных машин; определение условий и принципов реализации метода, разработка научно обоснованных способов снижения шума, апробация и внедрение.

В диссертации осуществлено теоретическое обобщение и решение научной проблемы снижения шума при проектировании колесных машин, применяемых в строительстве.

Научная новизна работы. Доказана возможность применения статистической теории акустики для малых объемов в области звукового поля с единичными отражениями, определены границы применения статистической теории для рассмотренных условий. Разработана структурно-логическая модель процессов распространения воздушного шума и звуковой вибрации для нового класса объектов, характеризующегося специфическими особенностями виброакустических процессов: излучение звука в малом объеме; сложные дифрагирующие явления; неравномерное распределение звуковой энергии на элементах ограждающих конструкций; излучение звука сложными пространственными излучателями в точку приема, расположенную вблизи последних и т.д. В основу предложенных физических моделей положены представления о равномерном распределении звука на границах перехода и о квазидиффузности звукового поля в малых объемах, характеризующегося признаком однородности; все элементы шумозащитных конструкций приняты элементарными вторичными излучателями звука (точечными, линейными и плоскими).

Разработана классификация основных расчетных схем, отображающая специфические особенности распространения звука на исследуемых объектах. В соответствии с классификацией получены математические модели сложных виброакустических процессов, составившие в совокупности теоретические основы прогнозирования шума и шумозащиты колесных машин. Теория послужила основой для разработки метода прогнозирования шума исследуемых объектов, аналитических выражений для определения требований к средствам защиты от шума и методов расчета средств защиты от шума, учитывающих основные конструктивные особенности последних. Разработан способ оптимизации средств защиты от шума, задача отыскания оптимальных значений сведена к задаче безусловной минимизации искомой функции, решаемой на ЭЦМ.

Изучены закономерности шумообразования в источниках, в частности, рабочих органах вибрационного действия, получена связь акустической активности источников шума с режимами работы и основными конструктивными параметрами. Исследованы закономерности шумообразования колесных машин, занятых в строительстве, от режимов работы и условий эксплуатации; доказано, что для большинства исследованных машин стохастический акустический процесс может быть заменен детерминированным; получены аналитические выражения

для определения акустических характеристик машин, работающих в различных режимах.

В процессе исследования получены и защищаются следующие основные положения и результаты:

1. Идея диссертации, заключающаяся в том, что метод прогнозирования шума и методы расчета оптимальных шумозащитных систем защиты от шума колесных машин создаются на базе статистической теории акустики (для воздушного звука) и энергетического метода (для структурного звука) и получены представлением звукового поля в замкнутых объемах достаточно равномерным в областях единичных отражений звука и квазидиффузного звукового поля; конструктивных элементов шумозащиты — элементарными вторичными источниками звука: рамных конструкций машин без потерь, а потери за счет отражений в Г-образных соединениях замкнутых конструкций; источники звука и вторичные источники — некогерентными излучателями звука. Применение этих положений позволяет значительно расширить рамки использования статистической теории акустики для ряда специфических задач.

2. Совокупность математических моделей и результатов теоретического исследования путей распространения воздушного звука, являющиеся основой для практически реализуемых методов расчета сложных звуковых полей. Установлены зависимости, связывающие сложные конструкции с процессами шумообразования и передачи звука. Полученные модели описывают специфические особенности виброакустических процессов на машинах.

3. Основы прогнозирования шума на стадии проектирования машин, расчетов средств защиты от шума, расчетов и выбора оптимальных шумозащитных систем. Результаты этого раздела работы внедряются в практику проектирования малолитражных машин, реализованы в инженерных методиках расчетов.

4. Результаты решения экспериментальных задач, связанных с проверкой предложенных аналитических выражений, выявлением условий работы, наличием и расположением средств защиты от шума и пр. на акустические характеристики и процессы шумообразования исследуемых машин, и служащих для проверки и уточнения предложенных методов расчета. Получены поправки и уточнения в методики расчетов. Проверка показала, что предложенные методы расчетов обеспечивают достаточно высокую точность.

5. Результаты экспериментального и аналитического исследования шума на колесных машинах, позволившие получить научно обоснованную номенклатуру шумозащитных средств, а также ее количественные характеристики для основных типов машин - прикладной аспект выполненной работы.

Практическая ценность работы. Совокупность полученных результатов послужила основой для разработки метода прогнозирования шума, методик расчета и выбора средств защиты от шума, используемых при проектировании машин. Разработана научно обоснованная номенклатура средств защиты от шума для всех классов исследованных машин. Разработаны новые конструкции шумозащиты, удовлетворяющие поставленным требованиям. Основные результаты снижения шума на машинах, реализованные в практике, следующие: подъемно-транспортные и строительные - снижение шума на 10-15 дБА; путевые - на 15-30 дБА; компрессорные станции - на 4-16 дБА.

Реализация работы. С целью обобщения результатов работы и внедрения ее в отдельные отрасли разработана и внедрена система нормативно-технической документации (Государственные и отраслевые стандарты, руководящие материалы, альбомы типовых конструкций и пр.) по методам измерений виброакустических характеристик исследуемых машин, методам расчета и проектирования средств защиты от шума, методу прогнозирования шума на стадии проектирования колесных машин, конструктивному исполнению средств защиты от шума. Всего по материалам исследования разработано свыше 10 ГОСТ, ОСТ и РТМ и более чем в 10 нормативных документах учтены его результаты.

Разработаны и внедрены в конструкторских бюро и на заводах-изготовителях машин рекомендации по снижению шума, новые конструкции шумозащиты. Для большинства машин, проектируемых ЦКБ Главстроймеханизация, ЦКБ Путьмаш, ПТКБ ЦП МПС и др., используются полученные в настоящей работе результаты. Внедрение результатов исследования на машиностроительных заводах (гг. Ленинград, Брянск, Тула, Киров и др.) позволило получить экономический эффект свыше 1 млн. руб. в год.

Апробация диссертации. Результаты исследований опубликованы более чем в 90 печатных работах, обобщены в монографии объемом 14,3 п.л. По прикладным аспектам работы получены 3 авторских свидетельства об изобретениях и свидетельство на промышленный образец. Результаты исследований докладывались на 7 Всесоюзных кон-

ференциях, международном конгрессе и симпозиуме, 15 отраслевых и межотраслевых семинарах, 5 научно-технических советах Министров, а также на заседаниях кафедр МВТУ, ЛИИЖТа, ЛПИ и ЛПИ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, семи глав, заключения, списка литературы, включающего 247 наименований, и пяти приложений. Диссертация содержит 277 стр. основного текста, 119 рис., 51 табл. и 62 стр. приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

1. Проблема снижения шума колесных машин, применяемых в строительстве

В процессе выполнения настоящего исследования были получены характеристики шума большого числа машин, занятых в строительстве, что позволило установить акустическое состояние основных классов колесных машин. Исследованиями установлено, что акустическое состояние машин, занятых в строительстве, в основном, определяется шумом базовой машины (автомобиля, трактора, тягача). Шум базовых машин, используемых в строительстве, достигает 85-101 дБА; при этом почти на 90% машин шум превышает допустимые нормы, а почти на 50% машин зарегистрированы превышения шума на 10-15 дБА. Также установлено, что более чем на 90% колесных строительных и подъемно-транспортных машин шум превышает нормы: на 30% получены превышения до 5 дБА, на 40% до 10 дБА, а почти на 25% превышения на 11-15 дБА. Шум путевых машин достигает 80-115 дБА, на 40% машин шум в норме, на 10% превышения до 5 дБА, на 45% превышения на 6-20 дБА, а на 5% до 30 дБА. Акустические характеристики отечественных и зарубежных машин достаточно близки друг к другу, проблема защиты от шума на исследуемых машинах является актуальной как в нашей стране, так и за рубежом.

По акустическому состоянию исследуемые машины могут быть разбиты на три группы: пониженной шумности (до 85 дБА), повышенной шумности (86-95 дБА) и шумные (96-115 дБА). На машинах первой группы применены средства защиты от шума, установлены источники пониженной шумности; второй группы - использованы отдельные конструкции шумозащиты; третьей группы - отсутствуют или ограничены шумозащитные средства, установлены шумовиброактивные источники.

Основной путь решения проблемы шумозащиты на исследуемых ма-

шинах — на стадии проектирования выполнением прогнозирования шума и расчетов по выбору оптимальной шумозащиты. Предложена классификация средств и методов снижения шума на колесных машинах, включающая организационно-технические меры, средства борьбы с шумом в источнике, по пути распространения шума и на рабочем месте. Учитывая накопленный практический опыт применения средств защиты от шума, особенности конструктивного исполнения машин, в работе основное внимание уделено средствам звукоизоляции (акустические экраны, звукоизолирующие капоты и кабины).

На исследуемых машинах процессы распространения воздушного и структурного звука, образования звуковых полей характеризуются особенностями: излучение и распространение звука в малых объемах, расположение расчетной точки вблизи излучателя звука, наличие пространственных плоских излучателей, неравномерное распределение энергии на различных элементах ограждений и др. Решение этих задач, как показано в диссертации, может быть найдено в рамках статистической, а в частных случаях, — геометрической теории акустики. Граница применения этого подхода для исследуемых объектов составляет в большинстве случаев 125 Гц.

Для решения поставленной проблемы предложен алгоритм, из анализа которого вытекают основные задачи исследования: разработать теорию, описывающую специфические виброакустические процессы на машинах; на основании теории разработать метод прогнозирования шума на стадии проектирования колесных машин и методы расчета эффективности акустических средств защиты от шума; разработать метод оптимизации шумозащитных систем; выполнить экспериментальную проверку и уточнение предложенных расчетных методов; выполнить исследование процессов шумообразования и разработать оптимальные системы шумозащиты для основных типов исследуемых машин; осуществить проверку предложенных решений на практике.

2. Теоретическое исследование путей распространения воздушного и структурного звука и сложных звуковых полей

В основу разработанной теории положены следующие гипотезы.

1) Каждая исследуемая машина может быть представлена системой, составленной из отдельных подсистем: источников звука, каналов распространения воздушного и структурного звука, вторичных излучателей звука — элементов шумозащитных конструкций. Вход в

эту систему принят детерминированным. Детерминированность излучения шума источниками понимается как определенная аппроксимация стохастического процесса, вполне допустимая при расчетах.

2) Звуковое поле в замкнутом объеме (кабина, капот) разбито на три области (вынужденных колебаний - f_c , единичных отражений - f_H и квазидиффузную - $f_{\text{вф}}$). Звуковое поле описано методами статистической теории акустики не только в области $f \approx f_{\text{вф}}$, но и в додиффузной области $f_H \leq f < f_{\text{вф}}$, что позволяет использовать методы статистической теории акустики для малых объемов (V). Здесь: $f_{\text{вф}} = \frac{500}{\sqrt{V}}$, $f_H = \frac{200}{\sqrt{V}}$.

3) Все многообразие реальных источников звука сложной формы предложено свести к следующим пяти: пространственный, излучающий звук тремя гранями ($a \gg \lambda$, $b \gg \lambda$, $c \gg \lambda$); плоские - прямоугольный ($a \gg \lambda$, $b \gg \lambda$) и круглый ($D \gg \lambda$); линейный ($a \gg \lambda$) и точечный ($a \ll \lambda$), где a, b, c - линейные размеры излучателей, λ - длина звуковой волны. Для всех типов излучателей показаны границы областей звукового поля: примыкающего к излучателю, френелевой дифракции, переходной области и френгоферовой дифракции. Даны аналитические выражения для определения интенсивности звука от источников акустической мощностью $W_{\text{ист}}$.

Так для пространственного излучателя, размеры трех граней которого a, b, c , интенсивность звука

$$I = \frac{W_{\text{ист}}}{2\pi} \left[\frac{1}{ab} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \frac{dx dy}{(R^2 + x^2 + y^2)} + \frac{1}{\pi b c} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{-\frac{c}{2}}^{\frac{c}{2}} \frac{dy dz}{(R^2 + y^2 + z^2)} + \frac{1}{\pi a c} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{-\frac{c}{2}}^{\frac{c}{2}} \frac{dx dz}{(R^2 + x^2 + z^2)} \right], \quad \text{Вт/м}^2 \quad (1)$$

где R_1, R_2, R_3 - расстояния от плоских излучателей до расчетной точки, м.

Обозначив $D_{\text{ист}}$ выражение в квадратных скобках, $D_{\text{ист}}$ - фактор затухания звука от пространственного излучателя.

Для плоского излучателя размерами a и b на расстоянии R

$$I = \frac{W_{\text{ист}}}{2\pi ab} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \frac{dx dy}{(R^2 + x^2 + y^2)}, \quad \text{Вт/м}^2 \quad (2)$$

а для линейного длиной l

$$I = \frac{W_{\text{ист}}}{2\pi c} \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \frac{dx}{(R^2 + x^2)}, \quad \text{Вт/м}^2 \quad (3)$$

4) Все элементы шумозащитных конструкций (стены кабин и капотов; отверстия, щели, проемы; ребра кабин и экранов и пр.) представлены элементарными вторичными излучателями звука (плоскими и линейными), по всей площади или длине которых располагаются точечные сферические источники звука; любая конструкция шумозащиты представляется набором элементарных излучателей, которые рассматриваются как некогерентные.

5) Затухание звуковой вибрации по сложным рамным конструкциям машин принято оценивать как обусловленное расширением фронта волны без учета диссипативных потерь; отражение звуковой вибрации учитывается при переходе через Г-образные соединения замкнутых конструкций. Звуковое поле в плоских элементах ограждения (пластинах) — квазидиффузное.

Был выполнен анализ конструкций колесных машин с точки зрения наличия и расположения источников шума, особенностей распространения воздушного и структурного звука, а также характера и размещения средств защиты от шума. В результате выполненного анализа разработана классификация основных расчетных схем исследуемых машин (табл. I).

Все многообразие виброакустических процессов, специфических случаев излучения и распространения звука, образования звуковых полей может быть сведено к следующим типовым схемам: излучение звука элементами капота, различно ориентированными по отношению к расчетной точке (РТ), расположенной вблизи капота; проникновение звука в кабину при условии неравномерного затухания звука на наружных элементах ограждения кабины; прохождение звука в кабину через промежуточное помещение; излучение звука пространственным источником в объем и в свободное пространство при различном расположении РТ; отражение звука от конечных и бесконечных поверхностей; прохождение звука за экран в точку, расположенную вблизи экрана. Для всех расчетных схем получены математические модели (табл. I), составившие в совокупности теорию виброакустических процессов исследуемых машин.

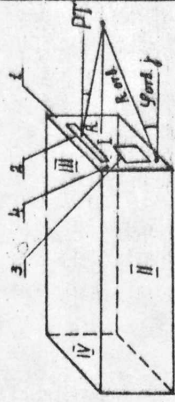
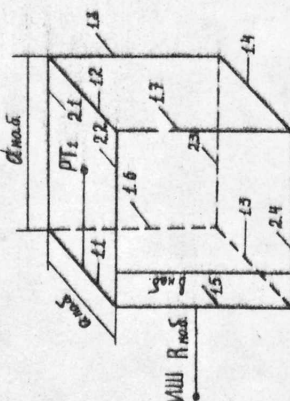
№ схем	Расчетная схема	Обозначения на схеме	Формулы расчета интенсивности звука, Вт/м^2
1	2	3	4
1.1		1- отражающая поверхность потолка; 2- щель в ограждающей поверхности; 3- проем; 4- отверстие; I- передняя стена; II- боковые стены; III- лоток; IV- задняя стена; V- пол; VI- потолок;	$I_{\text{расч.}} = \frac{W_{\text{ист.}}}{2\pi} \left[\frac{1}{\sum A_{\text{отр.}}} + \frac{4K_{\text{ст.}}(1-\alpha_{\text{пол}})}{\sum A_{\text{ст.}}} \right] \sum \beta_{\text{пол.}} \times$ $\times \left[\sum_{j=1}^n \psi_{\text{отр.}} \cdot \log_2 + \sum_{j=1}^n \frac{2S_{\text{отр.}} \cdot C \cos^2 \varphi_{\text{отр.}}}{(C^2 + 0.7W^2 a_{\text{отр.}}^2) R_{\text{отр.}}^2} + \right.$ $\left. + \frac{2S_{\text{ст.ст.}} K_{\text{ст.ст.}} \cos^2 \varphi_{\text{ст.ст.}}}{2R_{\text{ст.ст.}}} \right] + \sum \psi_{\text{пол.}} \frac{R_{\text{пол.}}}{2R_{\text{пол.}}}$
1.2		1.1-1.8 - акустически активные ребра кабины; 2.1-2.4 - акустически неактивные ребра III - источник шума	$I_{\text{расч.}} = \frac{4W_{\text{ист.}}}{\sum_{\text{ист.}} R_{\text{каб.}}^2 \sum A_{\text{каб.}}} \left\{ \beta_{\text{каб.}} + \frac{2}{\pi d_{\text{каб.}}} \right.$ $\left. \left[\beta_{\text{каб.}} E_{\text{каб.}}(a) \beta_{\text{каб.}} + d_{\text{каб.}} E_{\text{каб.}}(a) \beta_{\text{каб.}} + \right. \right.$ $\left. \left. + \beta_{\text{каб.}} E_{\text{каб.}}(a) \beta_{\text{каб.}} + d_{\text{каб.}} E_{\text{каб.}}(a) \beta_{\text{каб.}} + d_{\text{каб.}} E_{\text{каб.}}(a) \beta_{\text{каб.}} + d_{\text{каб.}} E_{\text{каб.}}(a) \beta_{\text{каб.}} \right] \right\}$

Таблица 1 (продолжение)

1	2	3	4
2.1		1- внешнее помещение; 2- котельная	$T_{расч} = \frac{4 W_{уст.}}{\sum A_{об.}} \left[\frac{D_{уст.} + \frac{4 K_{пом.} (1 - \alpha_{пом})}{\sum A_{пом}} \right] B_{расч.}$
2.2		1- внешнее помещение; 2- котельная; 3- котельная	$T_{расч} = \frac{16 W_{уст.}}{\sum A_{об.} \sum A_{пом.}} \left(D_{уст.} + \frac{4 K_{пом.}}{\sum A_{пом.}} \right) \times B_{расч.} \cdot B_{расч. 2}$
2.3		1- внешнее помещение; 2- котельная; 3- котельная; 4- котельная; 5- абразивоструйная перегородка	$T_{расч} = \frac{4 W_{уст.}}{\sum A_{об.}} \left(\frac{1}{2 T_{уст.}} + \frac{4 K_{пом.}}{\sum A_{пом.}} \right) \left(D_{расч.} + \frac{4 K_{пом.}}{\sum A_{пом.}} \right) B_{расч.} \cdot B_{расч.}$

Интенсивность звука в РГ, расположенной вблизи капота (схема I.1), определяется с учетом мощности источника звука ($W_{ист.}$), фактора затухания звука от пространственного источника ($D_{ист.}$), коэффициента звукопоглощения ($\bar{\alpha}_{кап}$) и эквивалентной площади звукопоглощения ($\Sigma A_{кап.}$), коэффициента расположения вторичного излучателя ($\beta_{кап_i}$), звукопроводности элементов ограждения капота ($\tau_{отр_i}^{кап}$), площадей отверстий ($S_{отв_i}^{кап}$), щелей ($S_{щ_i}^{кап}$) и геометрических размеров ($l_{щ}$ - длина щели). Здесь и далее $K_{отв_i}$ и $K_{щ_i}$ - коэффициенты прохождения звука соответственно через отверстия и щели.

Интенсивность звука, проникающего в кабину от источника, расположенного на расстоянии ($R_{каб}$) от кабины (схема I.2), определяется с учетом расположения источника в пространстве ($\Omega_{ист.}$), эквивалентной площади звукопоглощения кабины ($\Sigma A_{каб.}$), геометрических размеров кабины ($d_{каб}, b_{каб}, d_{каб}$), площадей элементов ограждения ($S_{отв_i}^{каб}$), звукопроводности элементов ограждения ($\tau_{отр_i}^{каб}$), прохождения звука через отверстия, щели, проемы площадью ($S_{отв_i}^{каб}, S_{щ_i}^{каб}, S_{пр_i}^{каб}$).

Интенсивность звука, проникающего из дизельного помещения в кабину (схема 2.1), определяется с учетом коэффициента звукопоглощения помещения ($\bar{\alpha}_{пом}$), эквивалентной площади звукопоглощения ($\Sigma A_{пом.}$), звукопроводности перегородки ($\tau_{отр_i}^{пом}$); при прохождении звука через тамбур учитываются эквивалентная площадь звукопоглощения тамбура ($\Sigma A_{тамб.}$).

Интенсивность звука, проникающего в кабину из дизельного помещения от источника, расположенного под капотом (схема 2.3), определяется с учетом фактора затухания звука от капота ($D_{кап}$), геометрических размеров и акустических свойств капота, звукоизолирующей перегородки и кабины.

Интенсивность звука, проникающего в кабину от источника, расположенного под капотом, вплотную примыкающим к кабине (схема 3.1), определяется с учетом акустических свойств кабины и капота, расположения источника под капотом, геометрических свойств кабины. Если капот отделен от кабины воздушным промежутком (схема 3.2), то интенсивность звука в кабине определяется с учетом неравномерности распределения звука на наружных элементах ограждения кабины ($\beta_{каб_i}$). Интенсивность звука в кабине, расположенной на капоте (схема 3.3), если $\epsilon_{кап} > \epsilon_{каб}$, определяется с учетом акустических свойств кабины и капота, значений

площадей элементов ограждения кабины ($S_{каб.}$) в предположении, что элементами капота излучается плоская звуковая волна.

Интенсивность звука, попадающего в кабину через ее пол путем отражения от поверхности, на которой расположена машина (схема 4.1), определяется методом мнимых источников с учетом коэффициента звукопоглощения поверхности ($\alpha_{пол}$), геометрических размеров проема, в капоте, через который звук излучается наружу, расстояния от проема до отражающей поверхности (R_1), звукопроводности пола ($\tau_{пол}$). Интенсивность звука, проникающего за экран в РТ, расположенную вблизи экрана, определяется представлением экрана плоским излучателем, а его ребер — линейными излучателями, с учетом расположения в пространстве экрана ($L_{эк}$) и источника звука ($L_{ист}$), расстояние от источника до экрана ($R_{ист}$), коэффициента звукопоглощения экрана ($\alpha_{эк}$), геометрических размеров экрана ($a_{эк}, b_{эк}$), расстояния от экрана до РТ ($d_{эк}$) и от ребер до РТ ($d_{кр1}, d_{кр2}$).

Предложены математические модели специфических процессов затухания структурного звука по элементам конструкций машин. Затухание в рамных конструкциях прямо пропорционально расстоянию от источника вибрации до РТ (R_g) и обратно пропорционально длине источника (a). Процессы перехода звуковой вибрации через Г-образные соединения описаны системой алгебраических уравнений с учетом равномерного распределения вибрации в каждом элементе ограждения. Решение системы алгебраических уравнений с числом неизвестных по числу излучающих элементов выполнялось матричным методом в виде $U = G^{-1}V$, где G и V — матрицы.

Было выполнено теоретическое исследование распространения воздушного и структурного звука и сложных звуковых полей, которое показало:

шум в РТ в основном зависит от компоновочного решения, разница в громкости на машинах с различным компоновочным исполнением может достигать 80%; шум машин с дизельным помещением примерно на 10% меньше, чем машин с капотом на двигателе; при отделении капота от кабины воздушным промежутком достигается дополнительное снижение шума на 30%, промежуточное помещение (тамбур) дополнительно снижает шум на 20%;

звуковое поле в двух смежных помещениях имеет более сложный характер, чем в отдельных; спад отраженного звука от источника по мере удаления от источника имеет более резкий характер, на

величину этого спада существенно сказывается соотношение площадей и коэффициентов звукопоглощения помещений; при этом в системе "капот-кабина" основное влияние оказывает площадь кабины и коэффициент звукопоглощения капота;

спад уровней звукового давления на расстоянии от плоских и линейных излучателей звука для различных условий находится в сложной зависимости от длины (или площади) излучателя и расстояния до него;

на шумообразование от структурной составляющей в капоте и кабине наибольшее влияние оказывают коэффициент потерь и толщина ограждающих конструкций, меньшее — коэффициент звукопоглощения и площадь объема, в который происходит излучение.

3. Основы прогнозирования шума и расчетов оптимальных шумозащитных систем

Разработанные математические модели процессов распространения воздушного и структурного звука и образования сложных звуковых полей, а также выполненное теоретическое исследование этих процессов послужили основой для разработки метода прогнозирования шума при проектировании колесных машин. То или иное сочетание расчетных схем составляет акустическую модель машины, поэтому по приведенным в табл. I формулам можно выполнять расчеты шума машин. Для упрощения полученных выражений в них были введены экспериментально полученные коэффициенты (звукопроводности, звукопоглощения, дифракции, затухания и др.). Ниже даны упрощенные выражения для расчетов ожидаемой шумности в соответствии с классификацией (табл. I).

Схема I. I.

$$L_{расч}^{кап} = L_{ист} + 10 \lg \left[\frac{\chi}{2\pi r_{ист}^2} + \frac{4K_{кап}(1-\alpha_{кап})}{\sum A_{кап}} \right] + \\ + 10 \lg 5_{кап} + 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0.1(\beta_{и_{и_{i1}}^{кап}} + 10 \lg \beta_{и_{и_{i1}}})} - 8, \quad \text{дБ} \quad (4)$$

где $L_{ист}$ — акустическая мощность источника, дБ;
 $\chi, K_{кап}$ — коэффициенты;
 $r_{ист}$ — расстояние от источника до стены капота, м;
 $\beta_{и_{и_{i1}}}^{кап}$ — приведенная звукоизоляция i -той стены капота, дБ;

$\beta_{\text{каб.}}$ - коэффициент, показывающий, какая доля энергии попадает в расчетную точку от различных стен капота.

Схема 1.2

$$L_{\text{расч}}^{\text{каб.}} = L_{\text{ист}} + 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0.1(\bar{Z}H_{\text{ст.}}^{\text{каб.}} + 10 \lg \beta_{\text{каб.}}^i)} - 20 \lg R_{\text{каб.}} + 10 \lg \frac{S_{\text{каб.}}}{\sum A_{\text{каб.}}} - 10 \lg R_{\text{ист}} + 6, \text{ дБ} \quad (5)$$

где $\bar{Z}H_{\text{ст.}}^{\text{каб.}}$ - приведенная звукоизоляция L -той стены кабины, дБ;
 $\beta_{\text{каб.}}^i$ - коэффициент затухания звука по элементам ограждения кабины от точечного источника.

Схема 2.1

$$L_{\text{расч}}^{\text{каб.}} = L_{\text{ист}} + 10 \lg \left[D_{\text{ист}} + \frac{4 K_{\text{пом}} (1 - \bar{Z}_{\text{пом}})}{\sum A_{\text{пом}}} - \bar{Z}H_{\text{пер}} + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}}}{\sum A_{\text{каб.}}} + 6 \right], \text{ дБ} \quad (6)$$

где $K_{\text{пом}}$ - коэффициент;
 $\bar{Z}H_{\text{пер}}$ - приведенная звукоизоляция перегородки, дБ, площадью $S_{\text{пер}}, \text{ м}^2$.

Схема 2.2

$$L_{\text{расч.}}^{\text{каб.}} = L_{\text{ист}} + 10 \lg \left(D_{\text{ист}} + \frac{4 K_{\text{пом}}}{\sum A_{\text{пом}}} \right) - \bar{Z}H_{\text{пер}_1} - \bar{Z}H_{\text{пер}_2} + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}_1}}{\sum A_{\text{каб.}}} + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}_2}}{\sum A_{\text{каб.}}} + 12, \text{ дБ} \quad (7)$$

где $\bar{Z}H_{\text{пер}_1}, \bar{Z}H_{\text{пер}_2}$ соответственно приведенная звукоизоляция первой и второй перегородок, дБ, площади которых $S_{\text{пер}_1}$ и $S_{\text{пер}_2}, \text{ м}^2$.

Схема 2.3

$$L_{\text{расч}}^{\text{каб.}} = L_{\text{ист}} + 10 \lg \left(\frac{V}{2\pi r_{\text{ист}}^2} + \frac{4 K_{\text{кап}}}{\sum A_{\text{кап}}} \right) + 10 \lg S_{\text{кап}} - \bar{Z}H_{\text{кап}} - \bar{Z}H_{\text{пер}} + 10 \lg \left(D_{\text{кап}} + \frac{4 K_{\text{пом}}}{\sum A_{\text{пом}}} \right) + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}}}{\sum A_{\text{каб.}}} + 6, \text{ дБ} \quad (8)$$

М 396883

где $\bar{Z}_{кан}$ — приведенная звукоизоляция капота, дБ, площадью $S_{кан}$.

Схема 3.1

$$L_{расч}^{каб} = L_{расч} + 10 \lg \left[\frac{\chi}{2\pi r_{вер}^2} + \frac{4K_{кан}(1 - \bar{Z}_{кан})}{\sum A_{кан}} \right] + \\ + 10 \lg S_{кан} - \bar{Z}_{кан} - 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0.1(\bar{Z}_{вер}^{каб} + 10 \lg \beta_{вер}^{каб})} + \\ + 10 \lg \frac{S_{каб}}{\sum A_{каб}} + 6, \text{ дБ} \quad (9)$$

где $\beta_{каб}''$ — коэффициент, показывающий затухание звука по панелям кабины от пространственного источника.

Схема 4.1

$$L_{расч}^{каб} = L_{расч} + 10 \lg (1 - \bar{Z}_{пол}) - 20 \lg r_0 - \bar{Z}_{пол} + \\ + 10 \lg \frac{S_{пол}}{\sum A_{каб}} + 10 \lg \left[\frac{\chi}{2\pi r_{вер}^2} + \frac{4K_{кан}(1 - \bar{Z}_{кан})}{\sum A_{кан}} \right] - \\ - 10, \text{ дБ} \quad (10)$$

где r_0 — расстояние от источника шума до поверхности, м;
 $\bar{Z}_{пол}$ — приведенная звукоизоляция пола, дБ, площадью $S_{пол}$, м².

Схема 4.2

$$L_{расч}^{экp} = L_{расч} + 10 \lg \left(\frac{4 \varepsilon_{экp} \bar{Z}_{экp}}{\Omega_{экp}} \arctg \frac{\sigma_{экp} b_{экp}}{2d_{экp} \sqrt{4d_{экp}^2 + a_{экp}^2 + b_{экp}^2}} + \right. \\ \left. + \frac{2\beta_{экp1}}{\pi d_{экp1}} \arctg \frac{\sigma_{экp}}{2d_{экp1}} + \frac{2\beta_{экp2}}{\pi d_{экp2}} \arctg \frac{b_{экp}}{2d_{экp2}} \right) + \\ + 10 \lg \Omega_{ист} - 20 \lg R_{экp}, \text{ дБ} \quad (11)$$

где $\varepsilon_{экp}$ — коэффициент звукопроводности экрана;
 $a_{экp}, b_{экp}$ — линейные размеры экрана, м;

$R_{\text{экp}}$ — расстояние от источника звука до экрана, м.

Получены аналитические выражения, определяющие количественные требования к элементам и системам шумозащиты, устанавливаемым на исследуемых машинах в процессе проектирования. Получены формулы для расчетов эффективности основных средств защиты от шума (звукоизолирующих кабин и капотов, акустических экранов), позволяющие, в отличие от общепринятых, учитывать:

характер звукового поля под капотом и в кабине, неравномерность излучения звука различными элементами капота в расчетную точку;

основные конструктивные особенности средств защиты от шума (геометрические размеры, площади проемов, щелей и отверстий);

— неравномерность распределения звука по наружным элементам ограждения кабины;

— характер расположения источника звука по отношению к экрану, отражение звука от близрасположенных к экрану поверхностей.

Так, эффективность звукоизолирующей кабины

$$\Delta L_{\text{каб}} = 10 \lg A_{\text{каб}} - 10 \lg \sum_{i=1}^M \beta_{\text{каб},i} \left(\tau_{\text{отр},i}^{\text{каб}} S_{\text{отр},i}^{\text{каб}} + \sum_{j=1}^I S_{\text{отв},j}^{\text{каб}} K_{\text{отв},j} + \right. \\ \left. + \sum_{k=1}^P S_{\text{щ},k}^{\text{каб}} K_{\text{щ},k} + \sum_{n=1}^N S_{\text{пр},n}^{\text{каб}} \right) - 6, \text{ дБ} \quad (12)$$

Эффективность акустически герметизированного звукоизолирующего капота

$$\Delta L_{\text{кап}} = 3 \bar{\Pi}_{\text{кап}} - 10 \lg \left(\frac{X}{2 \pi r_{\text{вст}}^2} + \frac{4 K_{\text{кан}}}{\sum A_{\text{кан}}} \right) - 10 \lg S_{\text{кан}}, \text{ дБ} \quad (13)$$

Эффективность акустического экрана

$$\Delta L_{\text{экp}} = 20 \lg \bar{r}_{\text{вст}} - 10 \lg \left[\tau_{\text{отр}}^{\text{экp}} \frac{4 \bar{L}_{\text{экp}}}{\sigma_{\text{экp}} \beta_{\text{экp}}} \left(\tau_{\text{отр}}^{\text{экp}} S_{\text{отр}}^{\text{экp}} + \sum_{j=1}^I S_{\text{отв},j}^{\text{экp}} K_{\text{отв},j} + \right. \right. \\ \left. \left. + \sum_{k=1}^P S_{\text{щ},k}^{\text{экp}} K_{\text{щ},k} + S_{\text{пр}}^{\text{экp}} \right) \arctg \frac{\sigma_{\text{экp}} \beta_{\text{экp}}}{2 d_{\text{экp}} \sqrt{4 d_{\text{экp}}^2 + a_{\text{экp}}^2 + b_{\text{экp}}^2}} + \right. \\ \left. + \frac{2 \beta_{\text{экp},1}}{\pi d_{\text{экp},1}} \arctg \frac{\sigma_{\text{экp}}}{2 d_{\text{экp},1}} + \frac{2 \beta_{\text{экp},2}}{\pi d_{\text{экp},2}} \arctg \frac{\beta_{\text{экp}}}{2 d_{\text{экp},2}} \right], \text{ дБ} \quad (14)$$

В диссертации решена оптимизационная задача, в которой на основании заданной нормы в расчетной точке, стоимостного критерия выбраны средства защиты от шума и характеристики их заглушения. Задача решалась в два этапа. Вначале по заданному комплексу шумозащиты оптимизируется характеристика шумозаглушения, а затем выбирается лучший вариант из нескольких заданных комплексов. На первом этапе, минимизируя затраты

$$C = \min \sum_{i=1}^N C_i = \sum_{i=1}^N F_i(x_i) \quad (I5)$$

где N - число средств шумозащиты;
 x_i - величина заглушения i -го средства,
 для заданного комплекса средств защиты выбором x_i обеспечивается допустимый уровень шума ($L_{дон}$) в расчетной точке

$$L_{дон} = 10 \lg \left[\sum_{i=1}^N 10^{0,1(\alpha_i - x_i)} \right], \text{ дБ} \quad (I6)$$

где α_i - уровень интенсивности i -го источника шума, дБ.

Отыскание оптимальных значений является задачей нелинейного программирования.

Функция (I5) преобразуется

$$\begin{aligned} & \alpha_n f^2(x_1, \dots, x_{N-1}) + \beta_n f(x_1, \dots, x_{N-1}) + \\ & + C_N + \sum_{i=1}^{N-1} (\alpha_i x_i^2 + \beta_i x_i + C_i) \end{aligned} \quad \begin{array}{l} \text{при } Q > 0 \\ M \quad \text{при } Q < 0 \end{array} \quad (I7)$$

где $Q = 10^{0,1 L_{дон}} - \sum_{i=1}^{N-1} 10^{0,1(\alpha_i - x_i)}$

M - достаточно большое число,

$L_{дон}$ - норма шума, дБ.

Задачу отыскания оптимальных значений x_i удалось свести к задаче безусловной минимизации функции C , которая решалась на ЭММ методом Розенброка. В качестве примера в табл.2 показаны стоимостные и др. показатели вариантов шумозаглушения для трех источ-

ников шума уровнем интенсивности: выхлоп д.в.с. 110 дБА, корпус д.в.с. - 100 дБА и рабочий орган - 95 дБА.

Табл.2

Комплексы шумозащиты

№ варианта	Снижение уровня звука, дБА, средствами шумозащиты							Условная стоимость варианта, руб.
	Капот на 1-й источник	Капот на 2-й источник	Звуко-изолирующая кабина	Экран на 1-й источник	Экран на 2-й источник	Звуко-изолирующая перегородка	Глушитель шума на выхлопе д.в.с.	
1	10	-	12	-	5	-	14	675
2	18	10	-	-	-	-	21	710
3	-	-	17	-	-	-	13	496
4	-	-	13	8	5	-	14	488
5	-	-	-	-	14	24	28	287
6	-	-	12	-	5	12	14	574
7	10	-	-	14	19	-	28	386

Как видно из табл.2, снижение шума до нормы (85 дБА) обеспечивается семью вариантами, разница между которыми по стоимости более чем в 2,5 раза; оптимальный вариант включает: акустический экран на рабочий орган (эффективностью 14 дБА), звукоизолирующую перегородку для д.в.с. (24 дБА) и глушитель шума на выхлопе д.в.с. (28 дБА).

Результаты исследования, изложенные в настоящем разделе, использованы при разработке нормативно-технических документов: РД 22-4-78 "Строительные и дорожные машины. Рекомендации по проектированию средств шумозащиты и методы их расчета", "Альбом современных средств и конструкций по шумовиброзащите машин, применяемых в транспортном строительстве", ОСТ 24. 046.33-81 "Машины путевые. Методика расчета ожидаемой шумности на рабочих местах операторов", а также при разработке проекта руководящего технического материала "Расчет ожидаемой шумности колесных тракторов".

4. Выбор методов и средств экспериментального исследования

В результате выполненного анализа разработана методика изыс-

рения акустических характеристик источников шума, измерения характеристик шума исследуемых машин, разделения вклада источников шума в процессы шумообразования, определения акустической эффективности средств защиты от шума. Для выполнения исследований и подтверждения основных теоретических выводов разработана система специальных стендов: исследования процессов распространения воздушного и структурного звука, исследования процессов шумообразования в источниках вибрационного действия, определения эффективности звукоизолирующих капотов и кабин, эффективности акустических экранов и др.

Показано, какое минимальное исходное число объектов и при каких условиях должно выбираться для получения статистически достоверных результатов (минимальное число испытываемых объектов — три), дана оценка точности и достоверности результатов виброакустических измерений; получено, что для исследованных машин среднеквадратическое отклонение (σ) в низкочастотном диапазоне не превышает 2–3 дБ, на средних и высоких частотах не превышает 1,5–2 дБ; ошибка измерений эффективности средств защиты от шума не превышает 1,5–2,5 дБ.

Результаты исследований использованы при разработке: ОСТ 24.040.018–79 "Методы определения характеристик шума путевых машин", ГОСТ 23628–79 "Шум. Методы измерения звукоизоляции кожухов", РД 22–20–79 "Машины строительные и дорожные. Методы определения шумовых характеристик на рабочих местах и внешнего шума" и др.

5. Экспериментальная проверка и уточнение основных теоретических положений и методов расчета

Проверка звуковых полей в замкнутых объемах (кабины и капоты) показала правильность выбранной физической модели: на частотах $f \neq f_{\text{нр}}$ величина среднего квадратического отклонения УЭД $\sigma = 0,6\text{--}1,5$ дБ, $f_n \neq f < f_{\text{нр}}$ $\sigma = 1,2\text{--}2,5$ дБ. Затухание звука по наружным элементам ограждения кабины зависит от типа излучателя (точечный, пространственный) и достигает, например, для боковых панелей в первом случае 6–10 дБ, а во втором 3–4 дБ, что подтверждают данные теоретических расчетов.

Выполнена проверка предложенных методов расчета эффективности акустических средств защиты от шума, показавшая приемлемое совпадение экспериментальных и расчетных данных. Установлено, что

предложенные методы расчетов обеспечивают высокую точность. Для акустических экранов отклонение расчетных уровней звукового давления от экспериментальных составляет 1–2 дБ в нормируемом диапазоне частот (рис.1), а для звукоизолирующих капотов и кабин не превышает 1–4 дБ, начиная с частоты 125 Гц (рис.2).

Проверка метода прогнозирования шума, выполненная на тракторе, путевой и строительной машинах, показала, что его точность составляет ± 3 дБ (рис.3) в нормируемом диапазоне частот (кроме частоты 63 Гц), что соответствует точности расчетов в других областях техники.

Экспериментами установлено, что характеристика шума машины зависит от времени и условий эксплуатации, а также от режима ее работы; для большинства исследованных машин в качестве статистически достоверного спектра может быть использован спектр шума, записанный на холостом режиме при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя или рабочего органа вибрационного действия; предложено выражение для расчета эквивалентного спектра шума работающей машины.

Экспериментальное исследование подтвердило предложенную модель распространения звуковой вибрации по элементам ограждения в замкнутой конструкции, проверка также показала удовлетворительную сходимость предложенного упрощенного расчета затухания вибрации по сложным рамным конструкциям (величина отклонения экспериментальных данных от расчетных не превышает 4–6 дБ); показано также, что вклад звуковой вибрации для незвукоизолированных кабин, как правило, соизмерим с вкладом воздушного звука, а для звукоизолированных кабин определяет процессы шумообразования.

Исследовано влияние средств защиты от шума (звукоизолирующих капотов, перегородок и кабин, акустических экранов, глушителей шума выхлопа) и их комплексов на процессы шумообразования на путевых и строительных машинах; при отсутствии глушителя на выхлопе процессы шумообразования полностью определяются составляющей аэродинамического шума выхлопа; месторасположение выхлопной трубы оказывает существенное влияние на процессы шумообразования в точке наблюдения; в конструкции звукоизолирующего капота основную роль играет звукопоглощающая облицовка; наибольшее снижение шума обеспечивается комплексом капот–кабина, разделенных воздушным промежутком; эффективность правильно спроектированного акусти-

ΔL, дБ

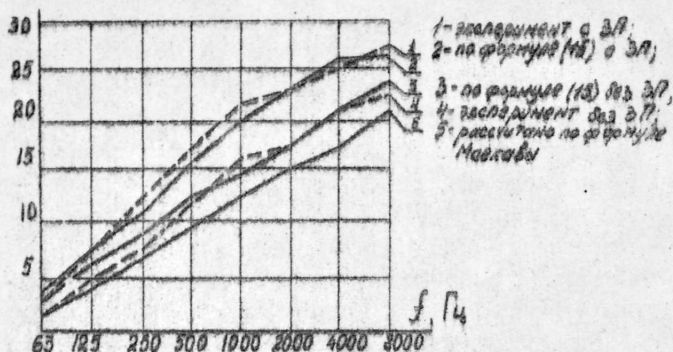


Рис. 1. Эффективность акустического экрана ($1,7 \times 1,7 \text{ м}^2$) от звукопоглощения (ЗП) и без него

ΔL, дБ

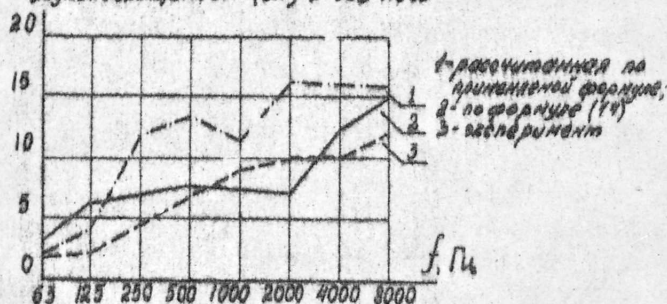


Рис. 2. Эффективность звукоизолирующих штор

L, дБ

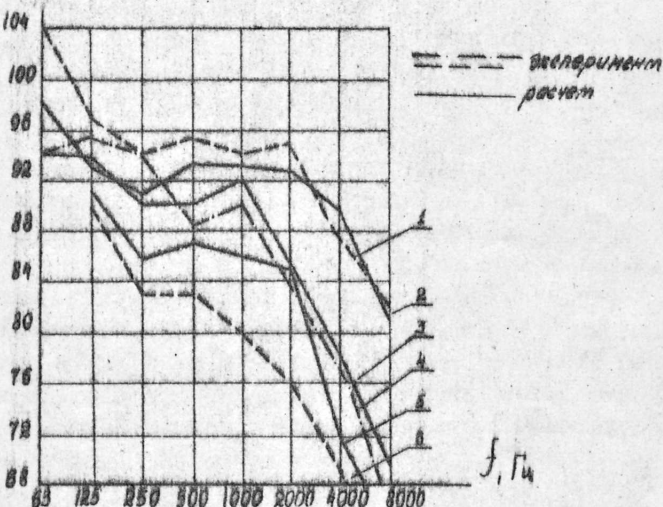


Рис. 3. Расчет ожидаемой шумности на ДЗ-99 (1,2), ДГХ (3,4) и МТЗ-80 (5,6)

ческого экрана сравнима с эффективностью открытого звукоизолирующего капота; при установке кабины характер спектра шума определяется низкочастотными составляющими. Подтверждено, что шум в кабине или на рабочем месте полностью зависит от компоновочной схемы машины.

6. Исследование шума колесных машин и разработка шумозащиты

Предложена классификация основных источников шума механического, аэродинамического и гидравлического происхождения, полученных их акустические характеристики.

Исследования шума двигателя внутреннего сгорания (д.в.с.) от скоростного и нагрузочного режимов показали, что при увеличении на каждые 100 об/мин частоты вращения вала шум корпуса возрастает на 0,9-1,1 дБА, а выхлоп — на 1,0-1,2 дБА; при увеличении нагрузки от минимальной до номинальной шум корпуса возрастает на 3-4 дБ в нормируемом диапазоне частот, а выхлоп — на 5-12 дБ в низкочастотном диапазоне. Шум рабочих органов вибрационного действия возрастает на 10-15 дБА при удвоении числа оборотов и на 4-6 дБА при удвоении эксцентриситета; получены закономерности в изменении шума рабочих органов при контакте с рабочей средой и от времени эксплуатации.

Исследованиями установлено, что в некоторых случаях может быть достигнуто снижение шума отдельных источников. Уменьшение шума рабочих органов вибрационного действия достигается путем снижения частоты вибрирования, заменой подшипников качения на подшипники скольжения. Снижение ударного шума в рабочих органах для сепарации щебня достигается вибродемпфированием излучающих поверхностей; экспериментами установлено, что наиболее эффективный материал для этого резина, обеспечивающая снижение шума на 5-15 дБ на высоких частотах. В целом существенное снижение шума основных источников на машинах (в частности, корпус д.в.с.) не представляется возможным.

В диссертации разработан комплекс средств защиты от шума (номенклатура и эффективность) основных типов колесных машин, применяемых в строительстве. Ниже в качестве примера рассмотрена рекомендуемая шумозащита на отдельных машинах.

Основным источником шума на путевых машинах вибрационного действия являются вибрационные рабочие органы, основной вклад в про-

цессы шумообразования в кабинах вносит звуковая вибрация элементов ограждения, определенный вклад — корпус и выхлоп д.в.с.; основная доля воздушного шума проникает в кабину через пол, шум в кабине зависит от числа рабочих органов. Номенклатура средств защиты от шума включает: акустически герметизированную звукоизолированную кабину, звукопоглощение в кабине, вибродемпфирование металлических элементов ограждения кабины, виброизоляцию кабины, звукоизолирующий капот на д.в.с., глушитель на выхлопе д.в.с., мягкий акустический экран на рабочие органы.

Не щелечноочистительных машинах основной вклад в процессы шумообразования дает воздушная составляющая рабочих органов, шум на рабочем месте зависит как от оснащенности его средствами шумозащиты, так и от расположения источников шума и конструкции машины. Комплекс шумозащиты включает: акустически герметизированную звукоизолирующую кабину, звукоизолирующую перегородку в дизельном помещении, вибродемпфирование щелечноочистительного устройства, мягкий акустический экран на рабочий орган, глушитель шума на выхлопе д.в.с.

Процессы шумообразования на строительных машинах, не имеющих акустически активного рабочего органа (экскаваторы полноповоротные, автогрейдеры, погрузчики и др.), а также на тракторах, зависят, в первую очередь, от компоновочной схемы машины. Основные источники шума — корпус и выхлоп д.в.с., существенный вклад дает звуковая вибрация элементов ограждения кабины; шум зависит от частоты вращения и нагрузки на двигатель. Комплекс средств защиты от шума включает: акустически герметизированную кабину с усиленной звукоизоляцией элементов ограждения, расположенных со стороны источников шума; амортизацию д.в.с. и кабины; установку эффективных глушителей шума на выхлопе д.в.с.; звукоизолирующую двухстенную перегородку между кабиной и дизельным помещением; звукоизолирующий капот на д.в.с.; отделение капота от кабины воздушным промежутком; звукопоглощение в дизельном помещении и в кабине.

Шум передвижных компрессорных станций зависит в основном от типа привода и от режима работы, при этом ПКС с дизельным приводом — наиболее шумные, а с электрическим — наименее шумные; комплекс средств по шумозащите ПКС включает: установку звукоизолирующего капота сложного конструктивного исполнения на силовую установку, глушителя шума на выхлопе д.в.с., амортизацию силовой ус-

тановки.

Таким образом, выполненные исследования процессов шумообразования на машинах позволили установить вклад основных источников шума, каналы проникновения шума в расчетную точку, зависимость шума в точке наблюдения от режимов работы; результаты этих исследований позволили разработать комплексы шумозащиты основных марок машин, а также дать количественные научно-обоснованные требования по шумозащите к элементам комплексов, т.е. осуществлять проектирование малощумных колесных машин, применяемых в строительстве.

Результаты исследований, изложенных в настоящем разделе, использованы при разработке РТМ 24.040.020-72 "Машины путевые. Рекомендации по шумовиброзащите при проектировании", "Альбом конструкций и методов расчета шумовиброзащитных устройств путевых машин", ОСТ 24.046.10-74 "Машины путевые. Глушители шума выпуска двигателей внутреннего сгорания. Технические требования", ОСТ 24.046.10-80 "Глушители шума выпуска двигателей внутреннего сгорания путевых машин. Типы, конструкции и основные размеры", ОСТ 24.032.10-80 "Звукоизолирующие и звукопоглощающие конструкции путевых машин. Типы, конструкции и основные размеры. Технические требования", а также использованы при разработке ГОСТов СССР "Строительство. Эксплуатация строительных машин. Общие требования безопасности" и "Машины путевые для железных дорог. Требования безопасности".

7. Техничко-экономическая эффективность предложенных решений

Результаты исследования были использованы для разработки свыше 20 нормативно-технических документов, в том числе Государственных и отраслевых стандартов, руководящих технических материалов и документов, альбомов типовых конструкций и т.д., посвященных методам измерения шума и вибрации, общим требованиям к средствам шумозащиты, методам расчета и проектирования средств шумозащиты и их конструктивному исполнению, которые внедрены или внедряются в Министерствах: путей сообщения, транспортного строительства, тяжелого транспортного машиностроения, строительного и дорожного машиностроения и др.

Результаты исследований использованы для разработки новых эффективных средств защиты от шума (звукоизолирующих капотов, ка-

бин и перегородок; акустических экранов, глушителей шума выхлопа д.в.с. и др.), установкой которых на ряде машин достигнуто снижение шума до требований норм.

Практические результаты работы широко используются ЦКБ Путьмаш (Москва), ПТКБ ЦП МПС (Москва), ПКБ ГСМ (Москва), КБ завода "Дормаш" (Брянск), КБ экскаваторного завода (Ленинград), ПО "Арсенал" (Ленинград) и др. организациями при проектировании и изготовлении колесных машин. На новых путевых и некоторых строительных машинах достигнуто снижение шума до нормы (85 дБА), например: ЩОМ-3^У (81 дБА), ЩОМ-4 (80 дБА), СМ-4 (84 дБА), ВЭС-400 (83 дБА), ЭО-3322 (85 дБА), ДЗ-99А (82 дБА), ЗИФ ПВ-5М (85 дБА), ЗИФ ПВ-5 (84 дБА). В результате внедрения рекомендаций, разработанных на основании настоящего исследования, в проектно-конструкторских бюро и на заводах получен реальный экономический эффект около 1 млн.руб. в год.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Акустическое состояние машин, применяемых в строительстве, в основном определяется шумом оазовой машины (автомобиля, трактора, тягача). Более чем на 60% путевых и почти на 90% строительных машин шум превышает нормы, при этом на 40% путевых и на 35% строительных машин превышения шума достигают 10-20 дБА.

2. Основной способ защиты от шума на колесных машинах^О - разработка средств шумозащиты, основной путь решения проблемы защиты от шума - на стадии проектирования выполнением расчетов прогнозирования шума и выбором оптимальной шумозащиты.

3. Процессы распространения воздушного и структурного звука на колесных машинах характеризуются такими особенностями как излучение и распространение звука в малых объемах, излучение звука в точку, расположенную вблизи источника сложной формы, неравномерное распределение звуковой энергии по элементам ограждения, отражение звука и др. Показано, что эти процессы могут быть описаны в рамках статистической, а в частных случаях, геометрической теорий акустики.

4. Для разработки теории, описывающей процессы шумообразования на колесных машинах, предложено представить исследуемую машину системой с детерминированным входом; звуковое поле в замкнутом объеме квазидиффузным в широком диапазоне частот; источники звука

сложной формы одним из пяти типов излучателей (пространственный, плоский, линейный, точечный); элементы шумозащитных конструкций и сами конструкции элементарными вторичными некогерентными источниками; затухание вибрации по рамным конструкциям без потерь за счет расширения фронта волны; замкнутые конструкции с равномерным распределением звуковой вибрации в элементах ограждения при наличии потерь в Г-образных соединениях.

5. Разработана классификация основных акустических расчетных схем колесных машин в зависимости от взаиморасположения источника шума и рабочего места, а также номенклатуры средств защиты от шума. Предложена структурно-логическая модель виброакустических процессов, протекающих на колесных машинах.

6. Получены математические модели для специфических процессов распространения воздушного звука: излучение звука из капота в точку, расположенную вблизи одного из его элементов ограждения; прохождение звука в кабину от точечного источника, если звуковая энергия неравномерно распределена на элементах ограждения кабины; прохождение звука от пространственного источника звука через перегородку дизельного помещения в кабину; прохождение звука из дизельного помещения через промежуточное помещение в кабину; излучение звука источником, расположенным под капотом в дизельном помещении; прохождение звука от источника через капот наружу, а затем в кабину, если звуковая энергия неравномерно распределена по поверхностям кабины; то же, что и предыдущее, но капот отделен от кабины воздушным промежутком; прохождение звука от источника через элементы ограждения кабины, если последняя расположена в поле плоской звуковой волны; звук попадает в кабину от плоского излучателя, отразившись от поверхности; звук проходит в зону глубокой звуковой тени полупрозрачного экрана.

7. Выполнено теоретическое исследование воздушного и структурного звука, позволившее установить: для снижения шума в смежных помещениях (например, капот-кабина) выгоднее увеличивать площадь кабины и коэффициент звукопоглощения капота; в зависимости от компоновочной схемы шум машины может различаться почти на 80%, характер спада звуковой энергии от плоских или линейных излучателей находится в сложной зависимости от их длины (или площади) и расстояния до них.

8. Предложены математические модели специфических процессов

распространения структурного звука, дан метод расчета вклада структурной составляющей в шумообразование с учетом затухания вибрации по сложным рамным конструкциям и затухания вибрации по элементам ограждающих конструкций капотов и кабин. Теоретическое исследование показало, что на шумообразование в замкнутой конструкции наибольшее влияние оказывают коэффициент потери и толщина элементов ограждающих конструкций, а в меньшей — коэффициент звукопоглощения замкнутого объема.

9. На основании результатов теоретического исследования получены аналитические выражения, описывающие специфические процессы воздушного и структурного звука, представляющие в совокупности метод прогнозирования шума, применяемый при проектировании колесных машин; получены формулы для расчетов требуемого шумоглушения, а также формулы для расчетов эффективности основных средств защиты от шума (звукоизолирующих капотов и кабин, акустических экранов), позволившие, в отличие от общепринятых, учитывать конструктивное исполнение этих средств.

10. Решена оптимизационная задача выбора по стоимостным критериям средств защиты от шума и характеристик их шумозаглушения при заданной норме шума; задача безусловной минимизации стоимостной функции решалась на ЭИМ.

11. Выполненная экспериментальная проверка предложенных методов расчета показала, что они обеспечивают достаточную надежность; точность расчетов составляет ± 3 дБ в нормируемом диапазоне частот.

12. Установлено, что акустические характеристики машин зависят от времени и условий их эксплуатации, а также от режима работы; для большинства исследованных машин в качестве статистически достоверного спектра может быть использован спектр шума, записанный на холостом режиме при максимальной частоте вращения вала двигателя или рабочего органа; предложены аналитические выражения для расчета эквивалентных спектров шума работающих машин. Выполнено исследование влияния наличия и месторасположения средств защиты от шума и их комплексов на процессы шумообразования, подтвердившее зависимость шум. машины от ее компоновочной схемы.

13. Разработана классификация основных источников шума колесных машин; доказано, что основной вклад в процессы шумообразования дают силовые установки и виброактивные рабочие органы, исследованы основные закономерности шумообразования в рабочих орга-

нах вибрационного действия, показаны пути снижения шума в отдельных источниках, в частности, рабочих органах вибрационного действия.

14. Исследованы процессы шумообразования на основных типах колесных машин; установлено, что на путевых машинах шум зависит от рабочего органа или силового привода; на шпалоподбивочных и др. машинах вибрационного действия основной источник шума – вибрационные рабочие органы, основной вклад в процессы шумообразования вносит звуковая вибрация; на щебнеочистительных – воздушный шум рабочих органов, на грузовых дрезинах, моторных платформах и укладочных кранах – корпус д.в.с.; на строительных машинах и тракторах шум зависит от компоновочной схемы, существенный вклад в процессы шумообразования вносит звуковая вибрация; шум передвижных компрессорных станций зависит от типа привода. На основании выполненного исследования для основных типов машин определена номенклатура шумозащитных комплексов и получены численные характеристики их элементов.

15. На основании результатов выполненной работы были даны рекомендации по шумозащите при проектировании колесных машин. Результаты работы внедрены при разработке нормативно-технической документации (государственные и отраслевые стандарты, руководящие технические материалы, указания, альбомы типовых конструкций и пр.) – всего свыше 20 наименований; при внедрении результатов настоящего исследования машиностроительными заводами и проектно-конструкторскими бюро получен годовой экономический эффект около 1 млн.руб. в год.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Иванов Н.И. Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах. - М.: Транспорт, 1979. - 272 с.
2. Иванов Н.И. Борьба с шумом и вибрацией в строительстве. - Л.: Знание, 1972. - 34 с.
3. Иванов Н.И. Снижение шума и вибрации при работе тяжелых путевых машин. - М.: Центр.научно-исслед.институт информации, техн.-экономич. исследований и пропаганды ж.д.транспорта. 1968, № 32 - 46 с.
4. Иванов Н.И. Исследование шума путевых машин: Труды ЛИИЖТа, вып.286. - Л.: 1968, с.33-45.
5. Иванов Н.И. Метод исследования шума строительных и путевых машин в натурных условиях. Труды/УП AISCW *Congress*, Берлин.: 1975, с.205-209.
6. Иванов Н.И. Некоторые принципы проектирования шумовиброзащитных конструкций самоходных машин. Реф.сб. ЦНТИ и П Миннефтегазстроя. - М.: 1978, № 5, с.12-19.
7. Иванов Н.И. Принципы снижения акустического загрязнения окружающей среды при производстве строительных работ. Охрана окружающей среды в строительстве. - Л.: Знание, 1979, с.72-77.
8. Иванов Н.И. Снижение шума и вибрации гидравлических экскаваторов. - В кн.: Строительные и дорожные машины. Раздел. Экскаваторы и стреловые краны: Реф.темат.сборн. - М.: 1971, № 2, с.33-39.
9. Иванов Н.И. Методика исследования звукоизолирующих свойств элементов кабин. Реф.темат.сборн. Строительные и дорожные машины. М.: 1971, № 2, с.14-16.
10. Иванов Н.И. Классификация шумовиброзащитных конструкций путевых машин. Труды/Всесоюзн.межвузов.конф., - Казань, 1974, с.167-168.
11. Иванов Н.И. Борьба с шумом на путевых машинах. Бюллетень Организации сотрудничества железных дорог. - Варшава, 1972, № 3/4 (85/86), с.25-28.
12. Иванов Н.И. Снижение шума путевых машин. - *Symposium on noise prevention, Miskolc*, 1971, p6.I.I.-6.I.7.
13. Иванов Н.И. Снижение шума на стройплощадке: Сопровождение по вопросам снижения шума и вибрации на предприятиях стройиндустрии. М.: Стройиздат, 1974, с.26-28.

14. Иванов Н.И. Теоретические основы проектирования малолучных путевых и строительных машин. - В кн.: Борьба с шумом и звуковой вибрацией. М.: Знание, 1980, с.45-48.
15. Иванов Н.И. Методы борьбы с шумом в строительстве. - В кн.: Охрана труда в строительстве: Мат. к краткосрочному семин. 18-20 мая 1970 г. - Л.: Знание, 1970, с.42-45.
16. Иванов Н.И. Пути уменьшения шума на путевых и строительных машинах: Тез.докл. Всесоюзн.научно-технич.конф. - Л., 1977, с.101-102.
17. Иванов Н.И. К проблеме защиты от шума и вибрации на строительных, дорожных и путевых машинах: Мат. первой Всесоюзн. научно-технич.конф. - Л., 1972, с.91-93.
18. Иванов Н.И., Беляевский К.В., Кришневский Б.А. Исследование и расчет звукоизоляции кабин меллиоративных машин - Строительные и дорожные машины, 1982, № 3, с.15-17.
19. Гарбарук В.В., Иванов Н.И. Оптимизация и выбор средств защиты от шума путевых и строительных машин. Труды/Ш Всесоюзн. конф. по борьбе с шумом и вибрацией. - Челябинск, 1980, с.23-26.
20. Иванов Н.И., Дроздова Л.Ф. Экспериментальные исследования по снижению шума передвижных компрессорных станций. - Энергомашиностроение, 1978, № 5, с.17-21.
21. Иванов Н.И., Дроздова Л.Ф. Звукоизоляция компрессорных станций строительных машин. - В кн.: Звукоизолирующие и звукопоглощающие конструкции в практике борьбы с шумом. Матер. научн.-практ.конф. - Л., 1977, с.51-56.
22. Иванов Н.И., Дроздова Л.Ф. К расчету эффективности звукоизолирующих капотов, устанавливаемых на самоходные и передвижные машины. Труды/ЛИИЖТ, Л., 1976, вып.408, с.57-72.
23. Иванов Н.И., Кожемякин Н.А., Куликов В.М. Исследование шума и звуковой вибрации автогрейдеров. Труды/ЛИИЖТ, Л., 1971, вып.327, с.34-38.
24. Иванов Н.И., Кришневский Б.А. Анализ эффективности звукоизолирующих кабин самоходных машин. В кн.: Борьба с шумом и звуковыми вибрациями в строительстве. Л., 1982, с.45-51.
25. Иванов Н.И., Курцев Г.М., Ермоленков Д.Г., Самохин И.Н., Кружеленко Г.В. Шумовиброзащитная кабина автогрейдера. - Строительные и дорожные машины, 1980, № 3, с.9-10.

26. Иванов Н.И., Куликов В.М. Конструктивные меры по уменьшению шума в строительстве. - В кн.: Изучение опыта работы и охраны труда в строительстве. Л.: Знание, 1973, с.34-43.
27. Иванов Н.И., Курцев Г.М. Теоретические и экспериментальные исследования процессов шумообразования и расчет ожидаемой шумности на строительных машинах. Труды/IX Всесоюзная акустическая конференция. М., 1977, с.183-186.
28. Иванов Н.И., Курцев Г.М. К расчету ожидаемой шумности на строительных машинах. Труды/ЛИИЖТ, Л., 1976, вып.408, с.38-57.
29. Иванов Н.И., Курцев Г.М. Вопросы проектирования шумозащиты. - Механизация строительства, 1978, № 9, с.18-19.
30. Иванов Н.И., Машарский Б.Л. Глушители шума выхлопа путевых и строительных машин. - В кн.: Звукоизолирующие и звукопоглощающие конструкции в практике борьбы с шумом. Матер.научн. практ.конф. - Л., 1977, с.51-56.
31. Иванов Н.И., Самойлов М.М. Особенности расчетов и применения акустических экранов на самоходных машинах. Труды/III Всесоюзная конференция по борьбе с шумом и вибрацией, Челябинск, 1980, с.46-49.
32. Поварков В.И., Иванов Н.И. К методике определения долей источников шума в строительных машинах: Реф.сб-к/ДНИИТЭстроймаш, раздел Дорожные машины. М., 1971, вып.4, с.3-7.
33. Поварков В.И., Иванов Н.И., Куликов В.М. Корреляционный метод исследования долей шума источников шума строительных машин: Реф.сб-к/ДНИИТЭстроймаш, раздел Дорожные машины, М., 1971, вып.4, с.7-II.
34. Скородумов Г.Е., Иванов Н.И. Исследование шума рабочих органов и снижение шума на рабочих местах путевых машин: УП Всесоюзная акустическая конференция по физической и технической акустике/под ред. д.т.н., проф. Л.Л.Мяникова. - Л.: 1973, с.302-303.
35. Иванов Н.И., Самойлов М.М. Расчет эффективности малых акустических экранов: Тез.докл. третьей научно-практ.конф. 30-31 октября 1980 г. - Днепропетровск, 1980, с.21-23.
36. *Ivanov N. Töpfer K. Erfahrungen und Erfolge bei der Lärm... - Signal und Schiene, 1977, II, S 371-372, 385.*
37. Авторское свидетельство № 731001 Силовая установка/Л.Ф.Дроздова, Н.И.Иванов, А.М.Ларионов, Б.Д.Матвеев, А.Е.Сапожников -

Б.И., № 16, 1980.

38. Авторское свидетельство № 705132 Глушитель шума выхлопа для двигателей внутреннего сгорания/В.М.Бойко, Л.Ф.Дроздова, Н.И.Иванов, В.М.Куликов, Б.Д.Матвеев, А.Д.Орлов. - Б.И., № 47, 1979.
39. Авторское свидетельство № 413310 Виброизолирующее соединение/М.В.Сохор, Ю.М.Котельников, Н.И.Иванов. - Б.И., № 14, 1975.
40. Свидетельство на промышленный образец № 12178. Передвижная компрессорная станция/Дроздова Л.Ф., Хужее С.Ф., Иванов Н.И. и др.

Подписано к печати 27.07.1982. Печ.л.2

Тираж 120 экз. Заказ № 804, М.41675. Бесплатно.

РТП ЛИИТА Ленинград, Московский пр., 9.