

АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН
ИНСТИТУТ МЕХАНИКИ И СЕЙСМОСТОЙКОСТИ СООРУЖЕНИЙ
имени М.Т. УРАЗБАЕВА

На правах рукописи

АЛИМУХАМЕДОВ Шавкат Пирмухамедович

**ВИБРОЗАЩИТА ЧЕЛОВЕКА-ОПЕРАТОРА В ПОЛЯХ
ВИБРАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

05.02.18 -- Теория механизмов и машин

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Ташкент - 1994

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Для основных видов технологических машин тепловых электростанций (ТЭС), теплосиловых электростанций (ТЭЦ), комбиагатов хлебопродуктов, цементных заводов, литейных производств, и горно-рудных комбинатов характерен рост энергопотребности, форсирование скоростных режимов и силовых параметров при одновременном требовании снижения материалоемкости, что обуславливает возрастание динамических нагрузок, механических воздействий и, следовательно, вибрационной активности производственного оборудования.

Воздействуя на человека-оператора поле вибрации отрицательно влияет на его здоровье и работоспособность. Систематическое воздействие поля вибрации на работающих приводит к повышению утомляемости, снижению качества труда, а также к развитию профессионального заболевания - вибрационной болезни.

В этой связи возникает проблема виброзащиты человека-оператора, успешное решение которой зависит от корректного использования приемов управления колебательными процессами, возникающими в машинах и механизмах, реализации эффективных способов и средств виброзащиты. Поэтому исследование полей вибраций технических средств машин, разработка единой методики решения задач диалогических машин, разработка единой методики решения задач диалогических машин, оценки эффективности виброзащиты системы "человек-виброзащитное устройство-источник вибрации", позволяющей учесть их структурные и физические особенности, становится актуальной проблемой теории механизмов и машин.

Научные исследования проводились согласно НИР Ташкентского филиала Всесоюзного Центрального научно-исследовательского института охраны труда по темам: "Разработать предложения по ограничению вредного воздействия шума и вибрации на ГРЭС Минэнерго УзССР" (N Gr-01.85.0033461); "Разработать метод расчета и экспериментальные образцы вязкоупругого виброгасителя с распределенными параметрами" (N Gr: 01.87.0018621).

Цель исследования. Целью исследования является разработка основ теории виброзащиты человека-оператора в полях вибрации технологических машин, создание конструкций и обоснование параметров высокоэффективных устройств для защиты от вибрации.

Объект исследования. Широкий класс технологических машин в различных отраслях промышленности, таких как энергетика, хлебопе-

Работа выполнена в Ташкентском научно-исследовательском институте охраны труда.

Научный консультант:

доктор технических наук,
профессор

М. Мирсаидов

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор
член-корреспондент АСХН РУ

Р. Д. Магчанов

доктор технических наук,
профессор

К. А. Каримов

доктор технических наук,
профессор

А. Д. Джураев

Ведущая организация: Ташкентский институт инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства.

Защита состоится " _____ " _____ 1994 г. в _____ час. на заседании Специализированного Совета Д.015.18.21 по присуждению ученой степени доктора наук в Институте механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т.Уразбаева АН РУ по адресу: 700000, Ташкент, ГСП, Академгородок.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ИМиСС АН РУ.

Автореферат разослан " _____ " _____ 1994 г.

Ученый секретарь

Специализированного Совета,
доктор технических наук

Р. И. Каримов



данным объемом экспериментальных исследований как в лабораторных, так и в производственных условиях с использованием прецизионной виброакустической измерительной системы (максимальная погрешность измерения вибрации не превышала 1 дБ при 68% вероятительной вероятности), а также подтверждается удовлетворительным совпадением экспериментальных данных и результатов, полученных в ходе теоретических расчетов.

Практическая ценность диссертации состоит в: установлении уровня вибрации, превышающих предельно допустимые значения широкого класса технологических машин в октавных полосах частот, требующих разработки специальных виброзащитных средств; разработке на основе численных методов алгоритма и программы расчета на ПЭВМ эффективности виброзащитных систем "человек-виброзащитная площадка-источник" и "человек-сиденье - виброзащитная тумба";

разработке конструкции и обосновании параметров элементов (виброзащитной площадки и виброзащитного сиденья) для защиты человека-оператора от удара и вибрации, новизна технических решений которых защищена авторскими свидетельствами на изобретения (а.с. NN 1344991, 1516662).

Реализация результатов. Результаты исследований реализованы в виброзащитных площадках и сиденьях.

Виброзащитные площадки испытаны: на периодическое воздействие в машинном зале ТашГРЭС; на виброударное воздействие на заводе кузнечно-прессового оборудования (г. Чимкент, республика Казахстан).

Виброзащитное сиденье установлено и испытано в кабине машиниста карьерного экскаватора ЭКГ-20 "И". Виброзащитные сиденья установлены в кабинах 14 карьерных экскаваторов на руднике "Кальмакыр" Алмалыкского горно-металлургического комбината.

За создание виброзащитной площадки автор награжден серебряной медалью ВДНХ СССР (1990г.).

Апробация работы. Отдельные результаты работы докладывались на Всесоюзной научно-практической конференции "Совершенствование охраны труда в народном хозяйстве республик Средней Азии" (Ташкент, 1988г.), Всесоюзной конференции "Динамика основа-

реработка, хлопкоочистка, горно-добывающее, литейное и цементное производство.

Методы исследования. В теоретическом разделе работы использованы основные положения теории механизмов и машин, теории колебаний, метод конечных элементов (МКЭ), метод Миллера, метод операционного исчисления с использованием преобразования Лапласа.

В экспериментальном разделе использованы методы виброметрии, спектрального анализа, ближнего поля, изобар. Для оценки уровня общей технологической и транспортно-технологической вибрации использованы предельно допустимые значения виброскорости.

Научная новизна. Научную новизну работы представляют: составленные динамические расчетные модели систем "человек - виброзащитная площадка - источник" и "человек - сиденье - виброзащитная тумба", представляющие собой единые колебательные системы, состоящие из соединенных между собой сосредоточенных масс или распределенной массы с включением сосредоточенной массы;

аналитические зависимости, описывающие уравнения движения прямых расчетных моделей на основе методов теории колебаний в виде дифференциальных уравнений в матричной форме высокого порядка с учетом в них характеристик полей вибраций, способа опирания человека-оператора (точечное, двухточечное, линейное и плоское) и внутренней диссипации;

результаты решения полученных уравнений движения численными методами, позволивших рассчитать и обосновать конструктивные и динамические параметры виброзащитных систем;

результаты расчетов распределения энергии полей вибрации по элементам виброзащитных систем;

экспериментально полученные характеристики полей вибраций (амплитуды, закономерности изменения амплитуды от частоты и времени) широкого класса технологических машин и аналитическое описание этих закономерностей;

экспериментально установленные (на основе методов отключений, идентификации и ближнего поля) источники вибрации в технологических машинах, оказывающие преобладающее влияние на изменение характеристик вибрации.

Достоверность полученных результатов обеспечивается необхо-

устройство-источник" и разработки единой методики решения задач динамики, оценки эффективности по виброзащите с учетом динамических характеристик модели человека-оператора и вида поля вибрации. Сформулированы основные задачи, решаемые в диссертации. В первой главе дается научный обзор и анализ современного состояния проблемы исследования вибрации и виброзащиты человека-оператора в технологических машинах в условиях интенсификации производства, рассматриваются различные аспекты проблемы, формулируется научное направление и основные задачи работы.

Анализ научных исследований ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН, МЭТУ им. Н. Э. Баумана, ИГД СО РАН, ИГД им. А. А. Скочинского, НИИТГК-маш и других организаций показывает, что проблема вибрации и виброзащиты механизмов и машин включает в себя сложные многогранные задачи, требующие научно обоснованных решений.

Изучение отечественных и зарубежных работ показывает определенную тенденцию роста научных исследований по различным вопросам проблемы. Приоритет в исследовании вибрации механизмов и машин, а также биомеханических аспектов виброзащиты человека-оператора принадлежит российским ученым.

Практика показывает, что в народном хозяйстве не сокращаются случаи виброзаболеваний, поэтому проблема является актуальной. Разработка более эффективных технических средств защиты от вредного воздействия вибрации на организм работающих и развитие теории виброзащитных систем "человек-виброзащитное устройство-источник" приобретают особую остроту и специфику в связи с интенсификацией производства.

Общий обзор научных достижений в области исследования вибраций технологических машин и обеспечения виброзащиты работающих позволил сделать выводы и сформулировать задачи, решение которых изложено в последующих главах диссертационной работы.

Во второй главе приведены теоретические предпосылки для решения задач динамики системы "человек-виброзащитная площадка" с сосредоточенными параметрами от воздействия полей вибрации технологических машин и методы их решений.

Виброзащитная площадка состоит из объемного модуля квадратного сечения, изготовленного либо из уголка с облицовкой листовой стали, либо только из листовой стали (рис. 1). Виброгасители установлены на боковых сторонах площадки, обращенных к

ний, фундаментов и подземных сооружений" (Днепропетровск, 1989г.). Республиканской конференции "Проблемные вопросы создания средств вибрационной техники для использования в различных технических процессах машиностроительной отрасли Узбекистана" (Ташкент, 1990г.), Республиканской конференции "Решение проблемных вопросов теории механизмов и машин" (Фергана, 1991г.), Республиканской конференции "Охрана труда в промышленности" (Пенза, 1991г.), конференции негражданских систем сейсмозащиты сооружений (Севастополь, 1991г.), конференции "Динамика и сейсмостойкость зданий и сооружений негражданской сейсмозащиты (Севастополь, 1992г.), международной научно-практической конференции "Проблемные вопросы механики и машиностроения" (Ташкент, 1993г.).

Диссертационная работа в целом обсуждалась на Республиканском научном семинаре "Теория механизмов технологических машин" Ташкентского института инженеров текстильной и легкой промышленности (1993г.), семинаре "Механика машин" Ташкентского Государственного технического университета (1993г.), Республиканском научном семинаре "Теория механизмов и машин" Ташкентского института инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства (1994г.), на объединенном семинаре "Теория механизмов и машин хлопково-промышленного комплекса" Института механики и сейсмостойкости сооружений им. М. Т. Уразбаева АН РУз. (1994г.).

Публикации. Основное содержание диссертации отражено в 15 печатных работах, в том числе получено два авторских свидетельства на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, семи глав, заключения, приложений и списка литературы из 173 наименований. Общий объем работы 366 страниц, в том числе 97 рисунков, 25 таблиц.

Автор выражает особую признательность академику АН РУз Д. Т. Н., проф. А. Д. Глуценко и д. т. н., проф. Х. Т. Туранову за ценные советы и консультации, значительно способствовавшие улучшению содержания данной диссертационной работы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность проблемы, необходимость комплексного исследования системы "человек-виброзащитное

источнику вибрации.

Принцип работы виброзащитной площадки состоит в следующем: поле вибрации, распространяющееся от источника по фундаменту, проходит через боковые грани на горизонтальную полку площадки, где стоит человек-оператор.

Пластины виброгасителей настроены на частоту источника вибрации, поэтому они колеблются в резонансном режиме. При этом происходит рассеяние энергии колебаний в окружающую среду за счет внутренней диссипации в материале пластин виброгасителей. Часть энергии поля вибрации теряется за счет внутренних потерь в конструкции самой площадки.

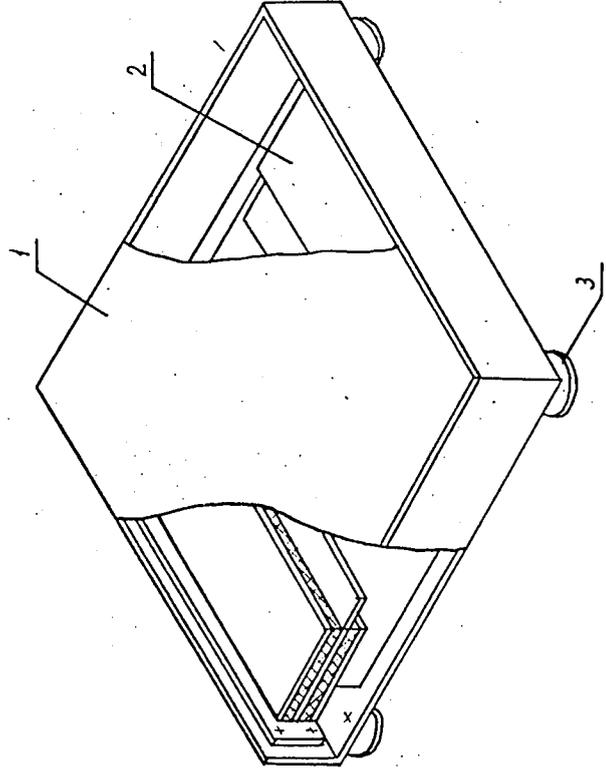


Рис. 1. Виброзащитная площадка: 1 - площадка; 2 - виброгасители; 3 - опоры.

Таким образом происходит снижение уровней вибрации и защита человека-оператора.

Первоочередным при решении задач динамики виброзащитной системы является выбор расчетной модели, адекватно описывающей реальную конструкцию площадки и человека. Расчетные схемы приведены на рис. 2, при этом виброзащитная площадка рассматривается как сосредоточенная масса с вязкоупругими безмассовыми элементами.

Модель человека-оператора представляет собой сложное биомеханическое тело, которое необходимо моделировать как нелинейную механическую систему с бесконечным числом степеней свободы. Однако, в зависимости от конкретных решаемых задач в работах К.В. Фролова предлагаются различные механические модели, состоящие из определенного количества сосредоточенных масс, связанных между собой вязкоупругими связями. В задачах виброзащиты человека-оператора в частотном диапазоне 2 - 63 Гц целесообразно использовать 2-х и 3-х массовые модели в позах "стоя" и "одноногую модель в позе "сидя", которые приняты в наших исследованиях.

Уравнения свободных колебаний системы "человек-площадка" с сосредоточенными параметрами составлены при помощи уравнения Лагранжа второго рода, которые в матричной форме имеют вид

$$[a]\{\ddot{q}\} + [\delta]\{\dot{q}\} = 0, \quad (1)$$

где $\{q\}$ - вектор обобщенных координат системы; $[a]$ - квадратная матрица масс; $[\delta]$ - квадратная матрица, элементы которой учитывают мгновенную жесткость и диссипацию системы.

$$\ddot{c}_{ij} \approx c_{ij} [1 - \Gamma^c(\omega_R) - i\Gamma^s(\omega_R)], \quad (2)$$

где $\Gamma^c(\omega_R)$, $\Gamma^s(\omega_R)$ - косинус и синус образы Фурье ядер релаксации; c - мгновенная жесткость системы;

$$\Gamma^c(\omega_R) = \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau) \cos(\omega_R \tau) d\tau; \quad (3)$$

$$\Gamma^s(\omega_R) = \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau) \sin(\omega_R \tau) d\tau, \quad (4)$$

где ω_R - действительная собственная частота колебаний;

$R(\tau)$ - ядро релаксации, имеющее вид

$$R(t - \tau) = \frac{Ae^{-\beta(t-\tau)}}{(t-\tau)(1-\alpha)}, \quad (5)$$

тогда выражения (3) и (4) примут вид

$$\Gamma_c = \frac{\Delta\Gamma(\alpha)}{(\omega_R^2 + \beta^2)^{\alpha/2}} \cos(\alpha \operatorname{arctg} \frac{\omega_R}{\beta}); \quad (6)$$

$$\Gamma_s = \frac{\Delta\Gamma(\alpha)}{(\omega_R^2 + \beta^2)^{\alpha/2}} \sin(\alpha \operatorname{arctg} \frac{\omega_R}{\beta}), \quad (7)$$

где $\Gamma(\alpha)$ - гамма функция; α, β, A - параметры ядра; ω_R - действительная часть комплексной собственной частоты.

Уравнение (1) с учетом формул (5), (6) и (7) сводится к системе линейных алгебраических уравнений с комплексными обобщенными жесткостями вида

$$\sum_{k=1}^n (a_{jk} \ddot{q}_k + c_{jk}) \dot{q}_k = 0, \quad (8)$$

где a_{jk} - элементы симметричной матрицы обобщенных масс;

$c_{jk} = c_{kj} + c_{I, jk}$ - элементы комплексной симметричной матрицы обобщенных жесткостей; q_k - обобщенные координаты системы; n - число степеней свободы системы; $j, k = 1, 2, \dots, n$.

Решение (8) ищется в виде

$$q_j = A_j e^{-i\omega t}, \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (9)$$

где $\omega = \omega_R + i\omega_I$ - комплексная собственная частота колебаний;

A_j - комплексная собственная форма колебаний.

Подставив (9) в (8), получим комплексную алгебраическую задачу на собственные значения

$$\sum_{k=1}^n [c_{jk}(\omega_R) - \omega^2 a_{jk}] A_k = 0, \quad (10)$$

имеющую ненулевое решение только в том случае, когда

$$|\Delta C - \lambda \Delta A| = 0, \quad (11)$$

где $\lambda = \omega^2$.

Корни характеристического уравнения (11) находятся методом Миллера с использованием ПЭВМ.

Собственная форма колебаний системы "человек-виброзащитная площадка" строится при каждом значении собственной частоты в

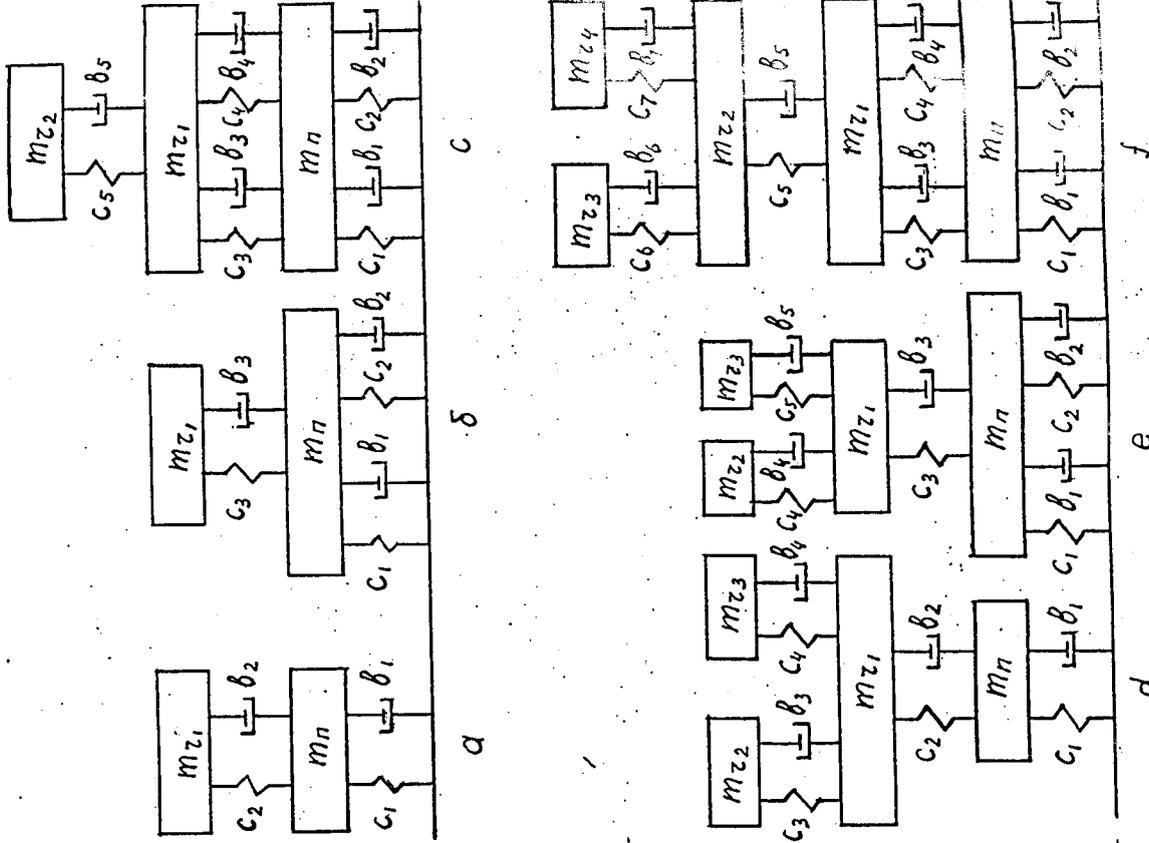


Рис. 2. Расчетные модели системы "человек - площадка" с сосредоточенными параметрами.

результате решения системы однородных алгебраических уравнений (10) методом Гаусса.

В случае установившихся вынужденных колебаний уравнение Лагранжа второго рода в матричной форме имеет вид

$$[a]\{\ddot{q}\} + [\tilde{c}]\{\dot{q}\} = \{Q(t)\} \quad (12)$$

В данном случае $\tilde{c}_{ij} = c_{ij}[\varphi(t) - \int_{-\infty}^t R(t-\tau)\varphi(\tau)d\tau]$,

которую можно точно заменить комплексным соотношением вида

$$\tilde{c}_{ij} = c_{ij}[\Gamma - \Gamma^c(\omega_R) - \Gamma^s(\omega_R)] \quad (13)$$

Вектор возмущающих сил $\{Q(t)\} = \{Q_0\}e^{-i\nu t}$, т.е. принимается как гармоническая функция времени, вектор амплитудных значений определяется из эксперимента при анализе полей вибраций технологических машин. Тогда уравнение (12) принимает вид

$$\sum_{k=1}^n (a_{jk} \ddot{q}_k + \tilde{c}_{jk} \dot{q}_k) q_k = \Gamma_j e^{-i\nu t} \quad (14)$$

где Γ_j - комплексные амплитуды обобщенных возмущений;

ν - действительная частота внешних воздействий.

Решение (14) ищется в виде

$$q_j = A_j e^{-i\nu t}; \quad j=1, 2, \dots, n, \quad (15)$$

где A_j - искомые комплексные амплитуды колебаний.

Подставив (15) в (14), получим следующую систему алгебраических уравнений

$$\sum_{j=1}^n [c_{jk}(\nu) - \nu^2 a_{jk}] A_k = \Gamma_j, \quad (16)$$

решение которой находится методом Гаусса.

Амплитудно-частотная характеристика определяется следующим образом

$$A_j(\nu) = i q_j(\nu) \quad (17)$$

Максимумы и минимумы определены методом Миллера по уравнению

$$\partial A_j(\nu) / \partial \nu = 0, \quad (18)$$

для чего необходимо вычислить левые части уравнения (16) при заданных значениях $\nu = \nu_1, \nu_2, \dots, \nu_n$. Выбрав $\Delta \nu = 10^{-4} \cdot 10^{-6}$,

вычисляем производные (18) по формуле

$$\frac{\partial A_j(\nu)}{\partial \nu} = \frac{A_j(\nu_{j+\Delta\nu}) - A_j(\nu_{j-\Delta\nu})}{2\Delta\nu} \quad (19)$$

Так как первый корень (16) известен ($\nu_1 = 0$), то необходимо искать корни, начиная со второго.

В случае неустановившихся вынужденных колебаний системы "человек-площадка" уравнение Лагранжа 2-го рода с учетом вязкоупругих характеристик можно привести к системе интегриродифференциальных уравнений вида

$$\sum_{n=1}^N [A_{mn} \ddot{x}_n(t) + B_{mn} x_n(t) - C_{mn} \int_0^t R(t-\tau) x_n(\tau) d\tau] = \Gamma_m(t) \quad (20)$$

$$m=1, 2, \dots, N$$

с начальными условиями $x_m(0) = x_{m0}, \dot{x}_m(0) = \dot{x}_{m0}$, где $\Gamma_m(t)$ - нестационарное кинематическое вибрационное воздействие.

С помощью линейных преобразований система интегриродифференциальных уравнений (20) приводится к нормальному виду

$$x_m(t) + \sum_{n=1}^N B_{mn} x_n(t) - \sum_{n=1}^N C_{mn} \int_0^t R(t-\tau) x_n(\tau) d\tau = \Gamma_m(t) \quad (21)$$

$$m=1, 2, \dots, N$$

Если учесть малость интегральных членов и однородные начальные условия, то решения для (21) близки к решениям уравнений

$$x_m + \frac{1}{\omega_m} \sum_{n=1}^N C_{mn} \Gamma^n(\omega_m) x_n + \sum_{n=1}^N [B_{mn} - C_{mn} \frac{\Gamma^c(\omega_m)}{\omega_m}] x_n = \Gamma_m \quad (22)$$

где $\Gamma^s(\omega_m), \Gamma^c(\omega_m)$ - синус и косинус образы Фурье ядер $R(t-\tau); \omega_m$ - собственная частота упругой системы.

Уравнения (22) решены методом Рунге-Кутты с автоматическим выбором шага.

В третьей главе приведены теоретические основы динамики системы "человек-виброгаситель-рабочая площадка" и "человек-сиденье-виброзащитная тумба" с включением сосредоточенных масс.

Для рассматриваемого частотного диапазона (2 - 63 Гц) за

основу можно принять трехмассовую модель человека-оператора в позе "стоя", при этом учитывалась соизмеримость площади опорания человека и размеров рабочей площадки. Поэтому рассматривались различные варианты опорания модели на площадку: одноточечное, двухточечное, линейное и плоское.

Расчетная схема для точечного опорания приведена на рис.3.

При исследовании задачи о собственных колебаниях рабочей площадки с виброгасителем и трехмассовой моделью используется принцип возможных перемещений, который для консервативной системы имеет вид

$$\delta\Pi + \delta T = 0 \quad (23)$$

где $\delta\Pi, \delta T$ - вариации потенциальной и кинетической энергий системы.

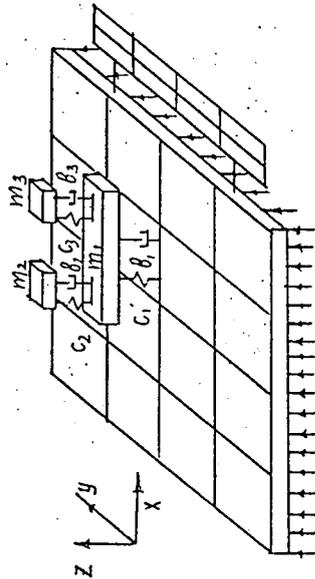


Рис.3. Расчетная модель системы "человек-виброгаситель-рабочая площадка" с распределенными параметрами с включением сосредоточенных масс

Потенциальная и кинетическая энергии системы суммируются из

соответствующих энергий составляющих ее элементов: горизонтальной площадки, виброгасителя и трехмассовой модели человека:

$$\begin{aligned} \delta\Pi &= \delta\Pi_{пл} + \delta\Pi_{г} + \delta\Pi_{м}, \\ \delta T &= \delta T_{пл} + \delta T_{г} + \delta T_{м}. \end{aligned}$$

Вариация потенциальной энергии пластинчатых элементов системы имеет вид

$$\begin{aligned} \delta\Pi_{г/пл} &= D \iint_S \left[\delta \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right) + \delta \left(\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right) \right] - (1-\mu) \left[\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \delta \left(\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right) + \right. \\ & \left. + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \delta \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right) - \frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y} \delta \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y} \right) \right] dx dy, \end{aligned}$$

где ΔW - оператор Лапласа; $D = \frac{E h^3}{12(1-\mu^2)}$ - цилиндрическая жесткость;

$$\tilde{E}(\varphi) = E[\varphi(t) - \int_0^t (t-\tau)\varphi(\tau) d\tau],$$

впоследствии $\tilde{E}(\varphi)$ заменяется комплексным модулем упругости

$$\tilde{E} \approx E [1 - \Gamma^c - \{ \Gamma^s \}];$$

h - толщина пластин; γ - вес единицы объема.

Вариация кинетической энергии пластинчатых элементов системы

$$\delta T_{г/пл} = \frac{\gamma h}{g} \iint_S W \delta W ds$$

Вариации кинетической и потенциальной энергий модели человека

$$\delta\Pi_{м} = \sum_{i,j=1}^3 C_{ij} x_i \delta x_i;$$

$$\delta T_{м} = \sum_{i,j=1}^3 m_{ij} \dot{x}_i \delta \dot{x}_i.$$

Условия на жестко закрепленных краях горизонтальной площадки:

масс отдельных конечных элементов позволяет получить систему дифференциальных уравнений в матричной форме

$$[M]\{\ddot{w}\} + [K]\{w\} = 0, \quad (25)$$

где $[M]$ - матрица масс системы;

$[K]$ - комплексная матрица жесткости системы;

$\{w\}$ - вектор комплексных амплитуд.

Решение (25) ищем в виде

$$\{w(x, y)\} = \{w\} \exp(-i\omega t), \quad (26)$$

где $\omega = \omega_R + i\omega_I$ - искомая комплексная частота собственных колебаний.

Подставив (26) в (25), получили комплексную алгебраическую задачу на собственные значения

$$([K] - \omega^2 [M])\{w\} = 0, \quad (27)$$

имеющую ненулевое решение только в том случае, когда

$$|[K] - \lambda [M]| = 0, \quad (28)$$

где $\lambda = \omega^2$.
Решение частной проблемы определения собственных значений системы (28) проведено методом Маллера, основу которого составляет итерационный метод в сочетании с параболической интерполяцией характеристического уравнения.

При постановке задачи о вынужденных колебаниях системы "человек - виброгаситель - рабочая площадка" используются соотношения Коши, физические соотношения теории вязкоупругости, кинематические граничные условия и принцип возможных перемещений.

Процедура конечно-элементной дискретизации позволяет свести вариационную задачу к системе дифференциальных уравнений в матричной форме

$$[M]\{\ddot{w}\} + [B]\{\dot{w}\} + [K]\{w\} = \{f(t)\}, \quad (29)$$

где $[B]$ - матрица демпфирования модели человека;

$\{f(t)\}$ - вектор амплитуд внешних воздействий.

Решение (29) ищем в виде

$$\{w\} = \{w^*\} \exp(-ipt), \quad (30)$$

где $\{w^*\}$ - вектор искомых комплексных амплитуд перемещений -

$$\{w^*\} = \{w_R + i w_I\};$$

$$\frac{\partial w_{пл}}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial w_{пл}}{\partial y} = 0 \quad (\text{на краях, параллельных оси } Oy),$$

$$\frac{\partial w_{пл}}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial w_{пл}}{\partial y} = 0 \quad (\text{на краях, параллельных оси } Ox).$$

На свободных краях виброгасителя, параллельных оси Oy

$$\frac{\partial^2 w_{пл}}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 w_{пл}}{\partial y^2} = 0; \quad \frac{\partial^3 w_{пл}}{\partial x^3} + (2-\mu) \frac{\partial^3 w_{пл}}{\partial x \partial y^2} = 0,$$

на краях, параллельных оси Ox -

$$\frac{\partial^2 w_{пл}}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 w_{пл}}{\partial x^2} = 0; \quad \frac{\partial^3 w_{пл}}{\partial y^3} + (2-\mu) \frac{\partial^3 w_{пл}}{\partial y \partial x^2} = 0$$

В местах соединения виброгасителя с площадкой должны выполняться условия:

$$w_{пл} = w_{г}; \quad \frac{\partial w_{пл}}{\partial x} = \frac{\partial w_{г}}{\partial x}$$

В формулах использованы обозначения:

$w_{пл/г}$ - изгибные перемещения площадки или виброгасителя;

μ - коэффициент Пуассона;

x, y - прямоугольные координаты, выбранные параллельно сторонам пластин.

Конечно-элементная дискретизация расчетной модели представлена на рис.3. Основным ее элементом является прямоугольник, совершающий изгибные колебания. Поле перемещений $w(x, y)$ внутри конечного элемента аппроксимируется полиномом третьего порядка. Подставив значение $w(x, y)$ в формулы вариаций потенциальных и кинетических энергий, получим матрицы жесткости и масс для n -го конечного элемента.

После конечно-элементной дискретизации вариационное уравнение (23) будет иметь вид:

$$\sum_{n=1}^N \delta \Pi_n + \sum_{n=1}^N \delta T_n = 0, \quad (24)$$

где N - количество конечных элементов.

Процедура дискретизации и суммирования матриц жесткостей и

p - заданная действительная частота внешнего воздействия.

Подставив (30) в (29), получим неоднородную систему комплексных алгебраических уравнений

$$([K] + \{p\}[B] - p^2[M]) \{w^*\} = \{F\}, \quad (31)$$

которая решалась методом Гаусса.

Устройство и принцип работы виброзащитной тумбы аналогичны виброзащитной площадке. Расчетная схема системы "человек - сиденье - виброзащитная тумба" отличается от системы "человек - виброгаситель - рабочая площадка" тем, что динамическая модель человека-оператора в позе "сидя" и сиденье выбраны в виде сосредоточенных масс, связанных между собой и пространственной конструкцией виброзащитной тумбы упругими безмассовыми элементами (рис. 4).

Методика вывода общего уравнения свободных колебаний системы и метод его решения аналогичны уравнению (25), отличие заключается в матрицах жесткостей и масс для человека-оператора и сиденья, а также для системы в целом.

Постановка задачи об установившихся вынужденных колебаниях системы "человек-сиденье-виброзащитная тумба" аналогична системе "человек-виброгаситель-рабочая площадка", система уравнений в матричной форме имеет вид (29). Решение комплексной системы алгебраических уравнений вида (31) с учетом матриц жесткостей, демпфирования и масс получены методом Гаусса.

В четвертой главе приведены результаты решения задач свободных, установившихся и неустановившихся вынужденных колебаний системы "человек-виброзащитная площадка" с сосредоточенными параметрами.

В качестве примера рассмотрена система с двумя степенями свободы, расчетная схема которой показана на рис. 2а. В этом случае выражения для кинетической и потенциальной энергий имеют вид

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2; \quad \Pi = \frac{1}{2} \bar{c}_1 x_1^2 + \frac{1}{2} \bar{c}_2 (x_2 - x_1)^2,$$

где x_1, x_2 - отклонения от положения равновесия тел с массами m_1, m_2 , m_1, m_2 - массы человека (m_1) и виброзащитной площадки (m_2);

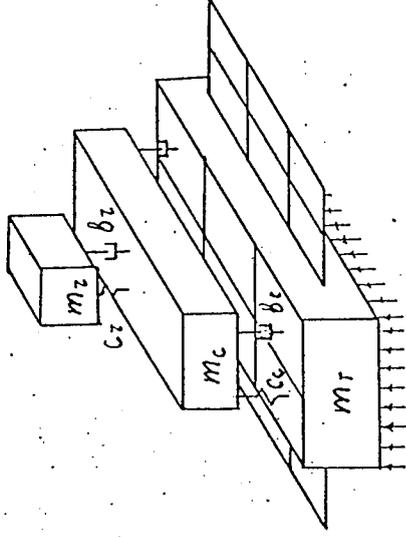


Рис. 4. Расчетная модель системы "человек-сиденье-виброзащитная тумба".

\bar{c}_1, \bar{c}_2 - комплексные жесткости упругих элементов.

Уравнения колебаний в форме уравнений Лагранжа 2-го рода имеют вид

$$[m]\{\ddot{x}\} + [\bar{c}]\{x\} = 0, \quad (32)$$

где $[m]$ - матрица масс; $[\bar{c}]$ - матрица комплексных жесткостей;

$\{x\}$ - вектор обобщенных координат.

Частотное уравнение (32) имеет вид

$$\begin{vmatrix} -m_1 \omega^2 + \bar{c}_1 + \bar{c}_2 & -\bar{c}_2 \\ -\bar{c}_2 & m_2 \omega^2 + \bar{c}_2 \end{vmatrix} = 0 \quad (33)$$

где $\bar{c}_1 = I - R_1(\omega)$; $\bar{c}_2 = I - R_2(\omega)$;

$$R_1(\omega) = \Gamma_1^0(\omega_R) + i\Gamma_1^s(\omega_R); \quad R_2(\omega) = \Gamma_2^0(\omega_R) + i\Gamma_2^s(\omega_R);$$

ω_R - действительная собственная частота.

При $R_1 = R_2 = 0$ уравнение (33) имеет аналитическое решение, в случае $R_1 \neq R_2 \neq 0$ решение получено методом Мюллера. Приняты

обозначения и значения параметров:

$$c_1 = I; c_2 = (0, 0, 1, 5)c_1; m_1 = I; m_2 = 0, 1m_1;$$

$$p_1 = \sqrt{c_1/m_1}; p_2 = \sqrt{c_2/m_2}; \beta = c_2/c_1; \xi = m_2/m_1.$$

Получены зависимости $p_2/p_1 = f(\xi)$, $p_2/p_1 = f(\beta)$, $\omega_1 = f(\xi)$ и $\omega_2 = f(\xi)$ для случая $R_1 = R_2 = 0$. При $R_1 \neq R_2 \neq 0$ и $R_1 \neq 0$, $R_2 = 0$ получены зависимости собственных частот (ω_R), показателей демпфирования (ω_I) от коэффициента жесткости c_2 . Во втором варианте поведение коэффициентов демпфирования изменилось и стало не монотонным.

При исследовании вынужденных колебаний предполагалось, что к центру масс виброзащитной площадки приложено вибрационное воздействие в виде периодической функции времени $Q(t) = Q_0 e^{-\lambda t}$.

Уравнение вынужденных колебаний виброзащитной системы имеет

вид

$$[m]\ddot{x} + [c]\dot{x} = \{Q_0\}e^{-\lambda t},$$

Решение уравнений ищется в виде $\{q(t)\} = \{q_0\}e^{-\lambda t}$, амплитудный вектор $\{q_0\}$ определяется из системы алгебраических уравнений вида

$$([c] - \lambda^2[m])\{q_0\} = \{Q_0\}$$

методом Гаусса. Рассмотрены два варианта виброзащитной системы: однородная и неоднородная. Исследована зависимость резонансных амплитуд A_{jk} ($j, k = 1, 2$) от мгновенной жесткости c_2 . Зависимость A_{jk} от c_2 для однородной системы оказалась монотонной. Для неоднородной системы ($R_2 = 0$) при некотором значении параметра c_2 действительные собственные частоты сближаются, а амплитуды A_{11} и A_{12} становятся равными. При дальнейшем увеличении жесткости c_2 происходит резкое уменьшение резонансной амплитуды колебаний $A_{1,2}$. При этом интенсивность диссипативных процессов тем выше, чем ниже резонансная амплитуда колебаний. Отсюда вытекает вывод: при собственных и вынужденных колебаниях неоднородной вязкоупругой виброзащитной системы диссипативные процессы протекают тем интенсивнее, чем ближе собственные частоты различных нормальных координат.

В этой же главе исследованы неустановившиеся колебания виброзащитных систем с одной и двумя степенями свободы при действии нестационарных нагрузок.

Для системы с одной степенью свободы уравнение движения имеет вид

$$\ddot{x}_2 + \omega_0^2 (\omega_0 + 20 \frac{d}{dt}) (x_1 - x_2) = 0, \quad (34)$$

где $\omega_0 = \sqrt{k/m}$; $\delta_R = \eta / (2m - \omega_0)$; x_1 - заданное неустановившееся перемещение площадки, принимаемое в виде

$$x_1(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } t < 0 \\ x_{max} [1 - e^{-\gamma \omega_0 t} (1 + \gamma \varphi_0(t))] & \text{при } t \geq 0 \end{cases} \quad (35)$$

$$x_1(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } t < 0 \\ \frac{x_{max}}{2\pi} \left[\frac{2\pi t}{T} - \sin \left[\frac{2\pi t}{T} \right] \right] & \text{при } 0 \leq t \leq T \\ x_{max} & \text{при } t > T \end{cases} \quad (36)$$

$\gamma = \frac{T}{2\pi}$, T - время действия нагрузки.

Решение уравнения (34) получено методом преобразования Лапласа.

Уравнение для системы с двумя степенями свободы имеет вид

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = k_1 (x_1 - x_3) - (k_2 + r\eta) (x_2 - x_1), \\ m_2 \ddot{x}_2 = (k_2 + r\eta) (x_2 - x_1) \end{cases} \quad (37)$$

Перемещение x_3 считается заданным в виде (35).

По результатам решения уравнений (34) и (37) построены зависимости перемещения массы m_2 от времени.

В пятой главе приведены результаты решения задач динамики двух виброзащитных систем и исследования динамического поведения рабочей площадки и виброзащитного сиденья, определены рациональные геометрические и динамические параметры при различных полях вибрации технологических машин и моделях оплания человека-оператора, а также получено распределение полной энергии поля вибрации по элементам систем. При проведении динамических расчетов первым этапом предполагается определение таких характеристик виброзащитной системы как частота и форма колебаний.

На основе методики, приведенной в третьей главе, определены частоты и формы собственных колебаний площадки, виброгасителей и трехмассовой модели человека-оператора при различных способах оплания его на рабочую площадку с виброгасителем и без него.

Этим формам соответствуют следующие частоты собственных колебаний $\omega_1=6,6$ Гц; $\omega_2=13,6$ Гц; $\omega_3=24$ Гц; $\omega_4=58$ Гц и $\omega_5=289$ Гц. Первые три формы относятся к колебаниям различных сосредоточенных масс модели человека. Частоте $\omega_4=58$ Гц соответствует собственная частота колебания виброгасителя, пятая форма колебаний относится к рабочей площадке. Аналогичные результаты получены и для других вышеречисленных случаев.

Исследование динамического поведения виброзащитной площадки в поле вибрации проводилось на основе анализа амплитудно-частотных характеристик точки опирания модели человека при наличии и в отсутствие виброгасителя. Эффективность системы определялась по разности виброскорости на основании и на рабочей площадке с учетом способа опирания модели человека-оператора и вида поля вибрации.

В качестве примера на рис.5 приведена АЧХ центральной точки рабочей площадки при различных способах опирания модели человека и нормальном законе изменения амплитуды поля вибрации.

Из анализа результатов расчета на эффективность по виброзащите следует, что наиболее рациональной является модель человека с плоским опиранием. При точечном, двухточечном и линейном способах опирания модели человека эффективность системы по виброзащите ниже, чем при плоском опирании. Следовательно, использование этих моделей при расчетах нецелесообразно.

Для сравнения с пластинчатыми виброгасителями был проведен расчет эффективности динамического одномассового гасителя. Результаты расчета показали его эффективность, однако, схема установки динамического гасителя должна соответствовать расположению опорных точек модели человека, при не соблюдении этого условия гаситель служит дополнительным источником колебаний в диапазоне, содержащем собственную частоту гасителя.

В этой главе определены собственные частоты колебаний системы "человек-сиденье-виброзащитная тумба". Первая собственная частота $\omega_1=1,44$ Гц соответствует синхронным колебаниям сосредоточенных масс модели человека и сиденья. Вторая частота $\omega_2=10,59$ Гц является собственной частотой колебаний сиденья. Третья частота $\omega_3=17$ Гц соответствует собственным колебаниям пластин виброгасителя. $\omega_4=22$ Гц является собственной частотой горизонтальной площадки тумбы, на которой установлено сиденье с

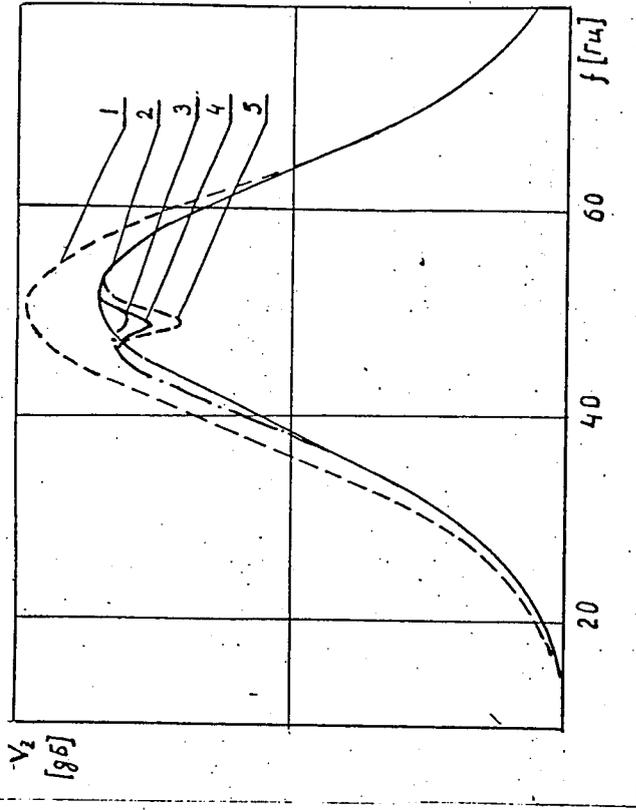


Рис.5. Уровни виброскоростей в основании (1), на площадке без виброгасителя (2), на площадке при точечном опирании модели (3), при линейном опирании (4), при плоском опирании (5) человеком-оператором.

При исследовании вынужденных колебаний системы "человек-сиденье-виброзащитная тумба" определялась эффективность виброгасителей, сиденья и системы в целом при различных значениях геометрических и динамических параметров путем расчета и сравнения логарифмических уровней виброскоростей на сиденье, в точках крепления его на тумбе и на ее основании.

Амплитуда поля вибрации считалась либо постоянной, равной условной единице, либо изменялась по нормальному закону в исследуемом диапазоне частот.

Параметры системы имели следующие значения:

$m_ч = 60 \text{ кг}$, $m_г = 8,65 \text{ кг}$, $m_г = 1,5 \text{ кг}$, $m_с = 16,5 \text{ кг}$;
 $c_ч = 52700 \text{ н/м}$, $c_с = 6520 \text{ н/м}$, $c_г = 156000 \text{ н/м}$, $c_г = 20000 \text{ н/м}$;

$b_ч = 1070 \text{ нс/м}$, $b_с = 700 \text{ нс/м}$.

В качестве примера на рис. 6 приведены логарифмические уровни виброскоростей на элементах системы "человек-сиденье-виброзащитная тумба" при жесткости пружины сиденья $c_с = 6520 \text{ н/м}$, коэффициенте демпфирования $b_с = 700 \text{ нс/м}$. Как видно из рисунка, максимальный эффект виброгашения 25 дБ имеет место на частоте 16 Гц, на которую настроен виброгаситель.

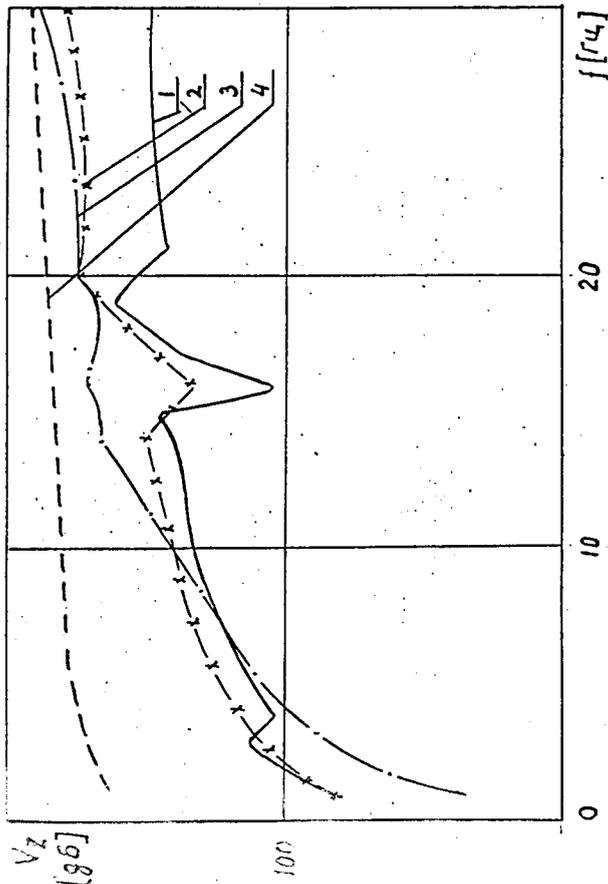


Рис. 6. Уровни виброскорости на сиденье с виброгасителем (1), на тумбе с виброгасителем (2), на сиденье без виброгасителя (3), на основании тумбы (4).

В расчетах варьировались параметры системы около вышеприве-

денных значений как в сторону увеличения так и в сторону уменьшения. В результате установлено, что рациональными параметрами являются следующие: размеры пластины человека-оператора карьерных экскаваторов являются: жесткость пружины сиденья $c_с = 65200 \text{ н/м}$, вязкость виброгасителя $b_г = 0,04$.

Для энергетической оценки эффективности виброзащитных систем проведены расчеты энергии полей вибрации технологических машин и распределения ее по элементам конструкций виброзащитной площадки и тумбы.

Вывод расчетных формул основан на законе сохранения энергии, исходные данные получены на основе решения дифференциальных уравнений для систем "человек-виброгаситель-рабочая площадка" "человек-сиденье-виброзащитная тумба".

Результаты расчетов распределения полных энергий полей вибраций по элементам виброзащитных систем показал, что:

эффективность виброзащитной площадки и тумбы состоит из эффекта поглощения полной энергии в конструкции рабочей площадки и пластинами виброгасителя;

диссипация полной энергии в элементах системы зависит от амплитуды и частоты энергии поля вибрации, частоты настройки и количества пластин виброгасителя. Например, для случая постоянной амплитуды воздействия 10^{-3} м и виброгасителя пластины которого настроены на частоты 21 и 50 Гц, доля потери энергии в конструкции рабочей площадки на частоте 21 Гц незначительна, а диссипация энергии в пластине виброгасителя равна 1 дж. На частоте 50 Гц отношение потери энергии в конструкции рабочей площадки к потере энергии в пластине виброгасителя составляет 1:2.

В шестой главе приведены результаты лабораторных и производственных исследований эффективности по снижению уровней вибрации виброзащитной площадки и сиденья, определены предельные границы спектра частот виброгашения, выявлено влияние геометрических и динамических параметров на эффективность виброгасителя при различных полях вибрационного воздействия.

Основными задачами при проведении экспериментальных исследований являются выбор методов и средств измерений, определение спектра вибрации, определение эффективности виброзащит-

ной системы.

Метод измерения уровня виброскоростей, амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), закономерностей изменений уровней виброскоростей основан на преобразовании механических колебаний в электрический сигнал, пропорциональный ускорению пьезоэлектрического датчика, с последующим усилением, фильтрацией и регистрацией, для чего был использован виброизмерительный комплекс фирмы Роботрон.

На основании проведенных лабораторных исследований ширины рабочего диапазона по частоте и влияния геометрических размеров и количества пластин виброгасителя на эффективность снижения уровня вибрации при циклическом воздействии установлено, что:

использование одного виброгасителя с одной пластиной дает возможность эффективно гасить вибрацию в пределах одной октавной полосы частот;

для расширения частотного диапазона необходимо использование виброгасителя с двумя и более пластинами, настроенными на различные частоты, что доказывает правильность теоретических результатов;

максимальный эффект виброгашения соответствует, частоте настройки пластин виброгасителя. Величина эффекта зависит от частоты и колеблется в пределах 7-12 дБ в диапазоне 20-63 Гц для виброгасителя с толщиной пластины 3 мм;

для расширения рабочего диапазона частот и усиления эффективности виброгасителя необходимо увеличение толщины пластин, рассчитанных на одну и ту же частоту.

Испытания виброзащитной площадки на циклические воздействия в производственных условиях проведены на площадках питающих насосов (ПН) энергетических машин ТашГЭС, для чего была изготовлена рабочая площадка с двумя виброгасителями с пластинами, настроенными на частоту 50 Гц. Результаты испытаний показали, что эффект снижения вибрации на частотах 20, 25, 31,5, 40, 50 и 63 Гц составил 17, 17, 15, 18, 19 и 16 дБ, соответственно.

Для проведения испытаний виброзащитной площадки на виброударное воздействие был создан стенд с рабочим диапазоном частот 0-50 Гц. Результаты лабораторных испытаний показали, что: эффект снижения вибрации зависит от частоты виброударного воздействия и определяющей частоты поля Бесселями;

максимальный эффект виброгашения не всегда соответствует частоте виброударного воздействия, которая колеблется в пределах 22 + 26 дБ на 8 + 25 Гц.

Производственные испытания в поле вибрации формовочных машин на Чумкентском заводе кузнечно-прессового оборудования показали, что эффективность площадки в диапазоне частот 2,5-80 Гц колеблется в пределах 2 + 13 дБ.

Для проверки эффективности системы "человек-сиденье-виброзащитная тумба" проведены лабораторные и производственные испытания в кабине карьерного экскаватора, которые дали возможность установить, что:

эффективность системы состоит из эффективности виброзащитной тумбы и сиденья;

максимальный эффект снижения вибрации на частоте 16 Гц составил 10 дБ, рабочий диапазон частот равен 3 + 45 Гц.

В седьмой главе проведен анализ полей вибрации технологических машин в различных отраслях промышленности, таких, как энергетика, комбинаты хлебопродуктов, цементное и литейное производство, горнодобывающие комбинаты путем экспериментального определения уровней, спектра и закономерностей вибрации.

В результате проведенных экспериментальных измерений уровней виброскоростей в полях вибрации технологических машин установлено, что:

у большинства энергетических машин имеет место превышение предельно допустимых уровней; наибольший уровень вибрации равен 116 дБ на октавной полосе со среднегеометрической частотой 63 Гц, что на 24 дБ выше допустимых уровней;

наибольший уровень вибрации технологических машин комбинатов хлебопродуктов равен 116 дБ на частоте 31,5 Гц;

установлен источник вибрации в аналитической лаборатории цементного производства;

определяющие частоты полей вибрации формовочных машин колеблются в пределах 10 + 50 Гц, размах виброскорости изменяется от 1 до 9 дБ, частота импульса 0,33+3 Гц, длительность импульса 0,33 + 1 с, форма импульса - синусоидальная.

Методами виброакустической диагностики для семнадцатилетней машины определены механизмы, генерирующие высокие уровни звука. Предложена новая канематическая схема, которая внедрена в произ-

водство.

В результате определения уровней, доз, закономерностей транспортно-технологической вибрации на сиденьях карьерных экскаваторов различной производительности установлено, что: наибольший уровень виброскорости 120 дБ на частоте 31,5 Гц наблюдается на сиденье машиниста экскаватора ЭКГ-10 на операции "выгрузка пород";

эффективность сидений всех исследованных марок карьерных экскаваторов по виброзащите отрицательна в диапазоне частот 2 + 63 Гц;

условия работы машинистов экскаваторов емкостью ковша 8, 12,5, 15 и 20 м³ при продолжительности работы 15 лет относительно безопасны, а у машинистов экскаватора с емкостью ковша 10 м³ даже при продолжительности работы 5 лет - особо опасны.

Результаты экспериментальных исследований спектра вибрации широкого класса технологических машин в отраслях промышленности позволили установить характер, амплитуду и частоту воздействия на человека-оператора, провести их классификацию и аналитическое описание, которое было использовано при решении уравнений вынужденных колебаний систем "человек-виброгаситель-рабочая площадка" и "человек-сиденье-виброзащитная тумба".

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Анализ состояния проблемы виброзащиты человека-оператора в технологических машинах показал, что в настоящее время имеются проблемы в части разработки обобщенных основ теории динамического расчета виброзащитных систем с сосредоточенными и распределенными параметрами с учетом результатов комплексного натурного исследования технологической и транспортно-технологической вибрации в различных отраслях промышленности, например, в энергетике, цементных заводах, литейных цехах, комбинатах хлебопродуктов и горно-добывающих предприятиях. Такое положение ставит задачу создания новых конструкций виброзащитных площадок и сидений для человека-оператора, обеспечивающих его эффективную виброзащиту. Разработка основ теории расчета виброзащитных систем человека-оператора в полях вибрации технологических машин является актуальной проблемой, необходимой науке и практике машиностроения.

Выполненные разработки на основе моделирования систем "че-

ловек-виброгаситель-рабочая площадка", "человек-сиденье-виброзащитная тумба" позволили решить как общие научные основы проблемы, так и практически реализовать результаты исследований. Результаты работы в целом позволили создать виброзащитную площадку и виброзащитное сиденье, обеспечивающие вибробезопасные условия труда. В работе получены следующие новые научные результаты:

1. На основе уравнений и вариационного принципа Лагранжа даны математическая постановка задач динамики систем: "человек-виброзащитная площадка" с сосредоточенными параметрами, "человек-виброгаситель-рабочая площадка" и "человек-сиденье-виброзащитная тумба" с распределенными параметрами с включением сосредоточенных масс и с учетом внутренней диссипации.

2. Результаты исследований системы "человек-виброзащитная площадка" с сосредоточенными параметрами, в частности, решения уравнений свободных и установившихся вынужденных колебаний диссипативно неоднородных систем позволили обнаружить немонотонную зависимость показателей демпфирования от их геометрических параметров.

3. Составленная на основе изучения динамики системы "человек-виброгаситель-рабочая площадка" с распределенными параметрами с включением сосредоточенных масс программа и результаты расчета динамических характеристик поведения систем при различных полях вибрации технологических машин с учетом реальных конструктивных особенностей и физико-механических свойств материала дали возможность выявить эффект виброгашения пластичными и однородными динамическими виброгасителями в различных диапазонах частот, установить зависимость между способом опирания динамической модели человека на виброзащитную площадку и эффектом виброгашения и предложить рациональную по эффекту виброгашения и близкую к реальности трехмассовую модель человека-оператора с распределенной по площадке опорной поверхностью.

4. Результаты численных расчетов способствовали разработке виброзащитной площадки модульного вида с виброгасителями резонансного типа, а лабораторные стендовые и производственные испытания при периодическом воздействии в ГРЭС и виброударном воздействии в литейном производстве показали ее высокую эффективность по виброзащите (10+15 дБ в диапазоне частот

8+63Гц), при этом настройку пластин виброгасителей необходимо проводить в случае периодического закона воздействия на частоту воздействия, а при виброударном - либо на частоту удара, либо на преобладающую частоту в спектре поля вибрации.

5. Результаты исследований по изучению эффективности системы "человек-сиденье-виброзащитная тумба" позволили разработать методику и алгоритм решения задач собственных и вынужденных колебаний, на основании анализа которых рекомендованы рациональные динамические и геометрические параметры виброгасителей и сиденья, обеспечивающие наибольший эффект виброгашения.

6. Разработанное, изготовленное и испытанное в лабораторных и производственных условиях виброзащитное сиденье для защиты машинистов карьерных экскаваторов показало его эффективность по виброгашению, в частности, снижение уровня вибрации на 18 дБ в лабораторных условиях и на 10 дБ в производственных в диапазоне частот 3 + 45 Гц.

7. Разработанная методика экспериментального определения характеристик поля вибрации широкого класса технологических машин дали возможность провести натурные измерения технологической вибрации на рабочих местах и зонах обслуживания механизмов и машин тепловых электростанций (ТЭС) и теплоэлектростанций (ТЭЦ), комбинатов хлебопродуктов, цементных заводов, литейных цехов. В результате было установлено, что:

в большинстве ТЭС и ТЭЦ имеет место превышение предельно допустимых уровней вибрации в рабочей зоне обслуживания машиниста турбины. В зоне обслуживания генератора наибольший уровень составляет 116 дБ на октавной полосе со среднегеометрической частотой 63 Гц, что на 24 дБ выше допустимых уровней вибрации. В зоне обслуживания турбин наибольший уровень виброскорости равен 105 дБ на октавной полосе с частотой 63 Гц. В зоне обслуживания возбудителя генератора наибольшие уровни 110 и 112 дБ соответствуют октавным полосам с частотами 31,5 и 63 Гц. В зоне обслуживания питательных насосов (ПЭН) наибольший уровень 109 дБ соответствует частоте 63 Гц;

в комбинагах хлебопродуктов имеет место превышение допустимых уровней виброскорости в рабочих зонах обслуживания технологических машин по переработке зерна на октавных полосах со среднегеометрической частотой 31,5 и 63 Гц. При этом уровни вибрации ко-

леблются в пределах 109+116 дБ, что выше нормативных значений на 17+24 дБ;

на цементном заводе наибольшее превышение допустимых уровней вибрации имеет место в аналитическом зале химической лаборатории, что составляет 30 дБ на частоте 16 Гц. При этом установлен основной источник вибрации - дымососы;

основными источниками вибрации литейного производства являются формовочные машины. Наибольшие уровни виброскорости на рабочих местах формовочных машин колеблются в пределах 120+125 дБ на полосах частот 16 и 31,5 Гц. При этом превышение нормативных уровней вибрации составляет 28 + 33 дБ.

8. Результаты экспериментальных исследований полей вибрации в кабинках карьерных экскаваторов различной производительности и буровой установки позволили определить уровни спектра и закономерности вибрации на полу кабины и сиденье машиниста экскаватора за время выполнения одного технологического цикла, при этом установлено, что:

- наибольшие уровни вибрации на сиденье машиниста экскаватора наблюдаются по оси Z на октавных полосах со среднегеометрическими частотами 8, 16, 31,5, 63 Гц при выполнении технологических операций и находятся в пределах 98+120 дБ для марок ЭКГ-8, ЭКГ-10 ЭКГ-12,5, ЭКГ-15 и ЭКГ-20"и";

максимальное превышение предельно допустимых уровней вибрации на сиденье машиниста 19 дБ соответствует октавной полосе со среднегеометрической частотой 31,5 Гц при выполнении операции "выгрузка породы";

эффективность сидений карьерных экскаваторов и буровой установки по виброзащите отрицательна в диапазоне частот 2 + 63 Гц.

В результате решения проблемы виброзащиты человека-оператора, взаимодействия с полями вибрации технологических машин, в целом получен социальный эффект, заключающийся в улучшении условий труда, и составляющий, в частности, в машиностроительной отрасли 88%.

Таким образом, в диссертационном исследовании изложены научно обоснованные технические решения проблемы разработки основ теории виброзащитных систем человека-оператора в полях вибрации технологических машин, внедрение которых внесет значительный вклад в ускорение научно-технического прогресса в отрасли машиностроения в целом.

Основное содержание диссертационной работы опубликовано в следующих работах:

1. Алимухамедов Ш.П., Мучкаев А.А., Назаров Н.А. Исследование и снижение шума сельскохозяйственной машины. // Хлопковая промышленность. - 1984. - N 2. - с. 26.
2. Алимухамедов Ш.П., Мучкаев А.А., Назаров Н.А. Исследование шума новой сельскохозяйственной машины. // Хлопковая промышленность. - 1986. - N 2. - с. 22.
3. Алимухамедов Ш.П. Исследование колебаний виброзащитной площадки. // Тез. докл. Всесоюз. конф. "Совершенствование охраны труда в народном х-ве Средней Азии". - Ташкент. - 1988. - с. 159.
4. Алимухамедов Ш.П., Мирсаидов М., Руми Д.Ф. Расчет вязкоупругих виброгасителей с распределенными параметрами для защиты работающих от технологической вибрации. // Тез. докл. VII Всесоюз. конф. "Динамика оснований, фундаментов и подземных сооружений". - Днепропетровск. - 1989. - с. 38.
5. Алимухамедов Ш.П., Мучкаев А.А., Адиллов Н.З. Способ защиты человека-оператора стационарного оборудования от воздействия технологической вибрации. // Тез. докл. республиканской конф. "Проблемные вопросы создания средств вибрационной техники для использования в различных технич. процессах машиностр. отрасли Узбекистана". - Ташкент. - 1990. - с. 87.
6. Алимухамедов Ш.П., Руми Д.Ф., Адиллов Н.З. Виброзащитная система, основанная на применении пассивных виброгасителей резонансного типа. // Тез. докл. республиканской конф. "Решение вопросов теории механизмов и машин". - Фергана. - 1991. - с. 38.
7. Алимухамедов Ш.П., Адиллов Н.З. Экспериментальные исследования виброзащитной площадки, предназначенной для защиты работающих в литейных цехах // Тез. докл. республиканской конф. "Охрана труда в промышленности". - Пенза. - 1991. - с. 45-46.
8. Алимухамедов Ш.П., Руми Д.Ф., Мирсаидов М. Разработка и исследование вязкоупругих виброгасителей для защиты рабочих мест стационарного оборудования от общей вибрации. // Тез. докл. конф. "Надежность и эффективность нетрадиционных систем сейсмозащиты и сооружений". - Севастополь. - 1991. - с. 42.
9. Алимухамедов Ш.П., Руми Д.Ф., Мирсаидов М. Разработка математической модели и исследование динамического поведения системы

"рабочая площадка-гаситель-человек" при вертикальной вибрации технологического оборудования // Тез. докл. конф. "Динамика и сейсмостойкость зданий и сооружений нетрадиционной сейсмозащиты". - Севастополь. - 1992. - с. 29.

10. Алимухамедов Ш.П., Руми Д.Ф., Мирсаидов М. Собственные и установившиеся вынужденные колебания системы "рабочая площадка-гаситель-человек" // Проблемы механики. АН Уз. - Ташкент. - 1992. - №. - с. 8-12.

11. Виброзащитная площадка для снижения общей вибрации на рабочих местах / Алимухамедов Ш.П. // Информ. сообщ. - Москва. - 1988. - с. 2.

12. Алимухамедов Ш.П., Мирсаидов М., Руми Д.Ф. Разработка и исследование эффективности пластинчатых виброгасителей для оператора дорожно-строительных машин // Тез. докл. междунаучно-практич. конф. 25-27 мая 1993г. - Ташкент. - 1993. - с. 64.

13. Алимухамедов Ш.П., Мирсаидов М., Руми Д.Ф. Исследование эффективности пластинчатого виброгасителя в кабине карьерного экскаватора. - Ташкент. - 1993. - с. 31. - Деп. в ГФНТИ 12.07.93. N 1967 - Уз 93. /

14. А.с. 1344991 (СССР). Устройство для снижения вибрации на рабочем месте / Мучкаев А.А., Адиллов Н.З. // Бюл. изобр. - 1987. - N 38. - с. 161.

15. А.с. 1516662 (СССР). Виброзащитное устройство / Адиллов Н.З. // Бюл. изобр. - 1989. - N 39. - с. 144.

БОШКАРУВУЧИНИ ТЕХНОЛОГИК МАШИНАЛАРНИНГ ВИБРАЦИЯ МАЙДОНИДА

ВИБРОХИМОЯ КИЛИШ

Технологик машиналар вибрация майдонининг характеристикалари, ички диссипация ва бошқарувчининг коллинии иш майдончага суяниш усулини хисобга олган ҳолда "одам-вибромитгич-иш майдонча", "одам-уридик-виброхимояловчи мослама" системаларнинг динамик масалаларини ечиш назарий асослари яратилган. Олинган натижалар асосида виброхимояловчи иш майдончининг ва уридикнинг геометрик ва динамик параметрлари аниқланган, таъриба ҳонада ва ишлаб чиқаришда утқазилган синовлар жараенида уларни иккори даражада виброхимоялаш имкониятлари курсатилган. Технологик машиналарнинг кенг синфи вибрация майдонини текшириш усули яратилиб, олинган натижалар асосида уларни классификация қилинган. Олинган

нагжаалар ва мосламалар ишлаб чикаришда кулланилган.

VIBRATION PROTECTION OF A MAN-OPERATOR IN VIBRATION
FIELDS OF TECHNOLOGICAL MACHINES

On the basis of dynamic simulation the theoretical grounds of solution of dynamics problem of "man-vibration damper-working site", "man-seat-vibroprotective pedestal" systems were worked out with account of characteristics of vibration fields of technological machines, inner dissipation and the means of support of the model man-operator on vibroprotective site.

Results of numeric design facilitate working out of geometric and dynamic parameters of vibroprotective site of modulus type with vibration dampers of resonance type and vibroprotective seat, laboratory and working tests, which demonstrated their high efficiency.

The methods of study of vibration fields of wide class of technological machines were worked out and their classification was held.

Results obtained were applied in different fields of industry.