

Министерство высшего и среднего специального образования РСФСР

ЛЕНИНГРАДСКАЯ ОРДЕНА ЛЕНИНА ЛЕСОТЕХНИЧЕСКАЯ  
АКАДЕМИЯ им. С. М. КИРОВА

На правах рукописи

*ЖУКОВ Анатолий Васильевич*

# Теоретические основы выбора технических параметров и улучшения эксплуатационных свойств специальных лесных машин

(Специальность 05.06.02 — машины и механизмы лесозаготовок, лесного хозяйства и деревообрабатывающих производств)

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Работа выполнена на кафедре тяговых машин Белорусского технологического института им. С. М. Кирова.

**Официальные оппоненты:**

доктор технических наук Семенов В. М.  
доктор технических наук, профессор Гольдберг А. М.  
доктор технических наук, профессор Скотников В. А.

Ведущее предприятие — Онежский тракторный завод.

Защита состоится « . . . » . . . . . 1979 года в  
. . . час. на заседании специализированного совета Д 063.  
50.01 Ленинградской лесотехнической академии им. С. М. Ки-  
рова по адресу: 194018, Ленинград, Институтский пер., 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ака-  
демии.

Автореферат разослан « . . . » . . . . . 197 года.

Ученый секретарь  
специализированного совета,  
кандидат технических наук

**В. И. САНЕВ**

2017

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В соответствии с решениями XXV съезда КПСС в лесной промышленности в десятой пятилетке возрастает роль эффективного использования машин на лесосечных работах и вывозке древесины. Ускорение технического прогресса в лесозаготовительном производстве зависит от совершенства технических параметров, надежности, производительности, скоростных и других показателей эксплуатационных свойств машин. Широкое применение новых технологических процессов, улучшение конструкции машин, расширение сферы их использования, сокращение сроков создания требуют дальнейшего совершенствования теории, разработки новых более точных математических моделей рабочих процессов, расчетных методик, способов анализа и исследований.

Применяемые в настоящее время методы проектирования не обеспечивают необходимого соответствия технических параметров создаваемых машин режимам их работы и условиям эксплуатации. Поэтому, разработка и развитие теоретических основ выбора технических параметров специальных лесных машин и улучшения их эксплуатационных свойств, особенно связанных с процессами взаимодействия машин и их рабочих органов с предметом труда и окружающей средой является задачей большой важности.

Цель исследований состояла в разработке теоретических основ выбора технических параметров и улучшения эксплуатационных свойств специальных лесных машин, связанных с процессами их взаимодействия с предметом труда и элементами окружающей среды; разработке комплексного метода решения задач по оценке и выбору параметров машин с учетом требований виброзащиты.

Объектами исследований являлся комплекс применяемых в настоящее время и перспективных лесосечных и транспортных машин, охватывающий их типичные конструктивные схемы. Системы машин рассматривались в увязке с технологией с учетом рационального выполнения операций по основным видам работ: валка и пакетирование деревьев, трелевка, погрузка и вывозка. Исследования динамических процессов, сопровождающих работу валочно-пакетирующих машин, трелевочных тракторов челстных погрузчиков и автопоездов производились на примере машин с обобщенными параметрами, а также реальных объектов: Т-157, ТДТ-55, ТТ-4, ТБ-1, МАЗ-509А, МАЗ-5434, ЗИЛ-131 и др.

Общие методы выполнения исследований. Основой изучения



эксплуатационных свойств и показателей движения специальных лесных машин, их проектирования и исследований с учетом требований виброзащиты, явилась разработка комплекса расчетных моделей процессов взаимодействия машин с предметом труда и окружающей средой.

Методической предпосылкой создания комплекса расчетных моделей явилось разложение структурно-конструктивных схем машин на составные элементы по видам выполняемых работ и простейших операций, а затем их объединение (синтез) в укрупненные подгруппы по общим расчетным признакам.

Конкретные исследования выполнялись комплексно с использованием детерминистических методов анализа, методов статистической динамики, эксперимента. При выборе и обосновании параметров машин наряду со способами прямого их варьирования использован метод статистической оптимизации — случайный поиск с самообучением. При обработке расчетных и экспериментальных случайных реализаций широко применялись ЭЦВМ, а также комбинированная аппаратура, включающая аналогово-цифровые приборы. Оценка точности разработанных расчетных моделей осуществлялась методом сравнения экспериментальных и расчетных данных по максимальным и среднеквадратичным значениям выходных параметров моделируемых процессов, а также с использованием критериев Лирсона, Романовского и Фишера, тестов эквивалентности энергетических спектров случайных реализаций.

Научная новизна. Положения диссертации следует рассматривать как новое научное направление в изучении эксплуатационных свойств и показателей движения специальных лесных машин на основе общей теории их взаимодействия с предметом труда и окружающей средой, нового комплексного метода решения ряда задач по оценке и выбору конструктивных параметров упругих систем машин.

Для динамических систем с большим числом степеней свободы выполнена задача определения и исследования условий и границ приближения математических моделей процессов взаимодействия лесных машин с предметом труда и окружающей средой к процессам реальных объектов лесного машиностроения.

На основе большого фактического материала произведена классификация машин по видам работ и выполняемых операций, а также классификации возмущающих воздействий, параметров машин, технологического оборудования, предмета труда. Это позволило вы-

делить общие расчетные признаки всего комплекса лесных машин и разделить их на расчетные подгруппы. Произведена разработка математических моделей возмущающих сил, а также приемов моделирования дерева и элементов машин с учетом особенностей упругих и демфирующих связей.

Разработан комплекс многоинформационных расчетных моделей, как основа общего метода для исследований динамических процессов, эксплуатационных свойств и проектирования лесных машин с учетом требований виброзащиты.

Установленные причинно-следственные связи между характером возмущающих сил и динамическими качествами и параметрами машин, технологического оборудования и предмета труда, позволили рассматривать рабочие процессы, связывая их с эксплуатационными свойствами машин, на общей математической основе с использованием современных методов анализа, учитывая при этом разнообразие видов работ, операций, способов их выполнения, многообразия типов машин, особенностей их конструкций и компоновок.

Значительно дополнены научные данные по причинам возникновения, особенностям формирования, амплитудно-частотному составу и характеру динамических процессов, резонансным и длительным режимам работы лесных машин при основных операциях технологического процесса лесозаготовок.

Установлены основные параметры узлов виброзащиты машин и технологического оборудования.

Практическая ценность результатов работы состоит в том, что при использовании разработанного комплекса расчетных моделей и методик, способов анализа и исследований повышается качество проектирования, ускоряется его процесс, улучшаются эксплуатационные свойства лесных машин, возрастает их производительность на лесосечных работах и вывозке древесины. Практические рекомендации расширяют возможности использования базовых машин, повышают их технические возможности. Комплекс моделей является основой дальнейших исследований динамических процессов и эксплуатационных свойств и разработки методов автоматизации проектирования специальных лесных машин.

Результаты исследований реализованы в объединении БелавтоМАЗ, на тракторных заводах и предприятиях лесного машиностроения. Внедрены разработанные расчетные модели и методики, широко используются алгоритмы и программы для ЭВМ. Экономичес-

кий эффект выразился в сокращении затрат на проведение проектно-конструкторских работ, лабораторных и дорожных испытаний. Рекомендации использованы при доработке конструкции и создании лесовозных автомобилей, прицепов-ропусков, трелевочных тракторов и других машин.

Апробация работы. Результаты исследований докладывались и обсуждались на Всесоюзных научных конференциях и семинарах: "Проектирование, строительство и эксплуатация лесовозных дорог" (Минск, 1972 г.), "Управляемость и устойчивость автомобилей и автопоездов" (НАМИ, Москва, 1973 г.), "Применение математических методов и ЭВМ в научных исследованиях в лесной промышленности" (ЦНИИМЭ, 1976 г.), "Разработка проблем и методов расчета лесных машин" (Выездное заседание секции лесного хозяйства и лесной промышленности НТС Минвуза СССР и Головного Совета Минвуза РСФСР по лесной, целлюлозно-бумажной и деревообрабатывающей промышленности и лесному хозяйству, ЛТА им. С.М.Кирова, Ленинград, 1976 г.), "Перспективы развития средств испытаний, применение математических методов и ЭВМ для автоматизации исследований и выбора параметров конструкции автомобилей" (Управление конструкторских и экспериментальных работ МАП СССР, НАМИ, НИИавтопром, Москва, 1977 г.), "Комплексная механизация и автоматизация подъемно-транспортных работ в лесной и деревообрабатывающей промышленности (МЛТИ, Москва, 1978 г.); на республиканской конференции "Современные проблемы сухопутного транспорта леса" (Минск, 1977 г.), научных конференциях БелдорНИИ (Минск, 1974 г.), ЦНИИМЭСХ (Минск, 1972 г.), заводских научно-технических конференциях Объединения БелавтоМАЗ и Минского автомобильного завода по основным направлениям опытно-конструкторских и научно-исследовательских работ (1972, 1975, 1976, 1977 гг.), а также ежегодных конференциях по итогам научно-исследовательских работ БТИ им. С.М.Кирова (1967-1978 гг.).

Публикации. По теме диссертации опубликована 10 работ, в том числе две монографии. Общий объем опубликованных работ составляет 68 п.л., из них без соавторов - 30,5 п.л.

Объем работы. Диссертация написана на 452 страницах машинописного текста, включая 37 таблиц и 170 рисунков, содержит введение, 8 глав, выводы, список использованной литературы, включающий 239 наименований, и приложение на 105 стр.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

## I. Особенности технологического процесса лесозаготовок, системы и типы машин. Задачи исследований

В главе приведен анализ операций, производимых лесными машинами при валке, формировании пачек деревьев, трелевке, погрузке и вывозке древесины. Рассмотрены способы выполнения этих операций, виды технологического оборудования, особенности конструктивных схем машин.

В настоящее время на лесозаготовках широко используются системы машин, включающие трелевочные тракторы, валочные, валочно-трелевочные и валочно-пакетирующие машины при различной их комбинации. В перспективе предполагается более широкое применение сочетаний валочно-пакетирующих машин, бесчokerных трелевочных тракторов, машин для валки деревьев, очистки их от сучьев, раскряжевки хлыстов и пакетирования сортиментов и других многооперационных машин, а также тракторных погрузчиков, установок для дробления стволов и сучьев, тракторных самопогружающихся поездов для доставки контейнеров со цепой на погрузочный пункт и т. д.

Научные исследования в области технологии, машин и оборудования лесозаготовок связаны с именами таких видных ученых, как В.И.Алябьев, И.М.Белая, К.И.Вороницын, Б.Г.Гастев, В.А.Горбачевский, А.М.Гольдберг, Б.Г.Залегаллер, М.И.Зайчик, Б.А. Ильин, Н.Г.Корчунов, В.Г.Кочегаров, Б.И.Кувалдин, И.И.Леонович, В.И.Мельников, П.С.Нартов, С.Ф.Орлов, В.Б.Прохоров, Б.А.Таубер, В.В.Щелкунов и др.

Основные положения теории специальных лесных машин, разработаны С.Ф.Орловым, Б.Г.Гастевым, М.И.Зайчиком и другими учеными.

В основе важнейших положений теории и методов проектирования специальных лесных машин лежат разнообразные и сложные динамические явления и процессы, являющиеся следствием взаимодействия машин, их рабочих органов, технологического оборудования с окружающей средой и предметом труда. Как правило, указанные динамические явления сопровождаются колебаниями машин, что оказывает влияние на целый ряд их важнейших эксплуатационных свойств (тяговые свойства, плавность хода, устойчивость и др.).

Известны фундаментальные работы по теории колебаний, плавности хода и устойчивости движения автотранспортных средств

общего назначения: отечественных ученых Е.А. Чудакова, Р.В. Ротенберга, А.С. Литвинова, Я.М. Певзнера, А.А. Хачатурова, В.М. Семенова, И.Г. Пархиловского, А.А. Силаева, Я.К. Закина, Н.Н. Яценко, Р.И. Фурунжиева, а также зарубежных авторов (М. Мичке, Е. Мар - куадра, М.Г. Беккера и др.).

Основы теории колебаний лесовозного подвижного состава автомобильных дорог разработаны Б.Г. Гастевым и В.И. Мельниковым, а исследования Ю.Д. Силукова, Е.И. Лаха, Б.В. Билька, Н.И. Библика и других развивают ее основные положения.

Разработке вопросов колебаний, исследованиям эксплуатационных свойств и динамической нагруженности и других показателей движения трелевочных машин (В.М. Семенов, Г.М. Анисимов, В.И. Варава, Ю.Е. Рыскин, Ю.А. Добрынин, С.Г. Костокрыз, Л.А. Колякин и др.) предшествовали работы по проблеме колебаний и подрессоривания тракторов общего назначения, в том числе сельскохозяйственных. В этом направлении известными являются труды И.Б. Барского, В.Я. Аниловича, Е.Д. Львова, А.К. Фрумкина, Д.Л. Волошина. Известны также работы зарубежных исследователей: J.E. Hansson, L. Tjallott, C.W. Suggs, J.O. Wendezborn.

Динамика формирования пачек деревьев гравитационным способом и с помощью гидроманипуляторов, а также динамика лесозаготовительных машин при взаимодействии технологического оборудования различного вида и назначения с предметом труда освещены в работах С.Ф. Орлова, А.А. Дебердеева, Е.Я. Белозерова, А.А. Кастрлина, В.А. Александрова, Ю.Г. Артамонова, В.Ф. Кушляева, В.Д. Есафова, А.В. Кувшинова и др.

Анализ работ показал, что в настоящее время проведено значительное число глубоких исследований, касающихся изучения процессов взаимодействия специальных лесных машин с предметом труда и окружающей средой и связанных с этими процессами эксплуатационных свойств машин при валке, пакетировании, погрузке деревьев и транспортных операциях. Вместе с тем следует отметить, что эти исследования не всегда имеют нужное направление и часто носят разобщенный характер, а поэтому нуждаются в систематизации и обобщении, а также в углублении и развитии. Отдельные вопросы еще недостаточно изучены и нуждаются в дополнительных исследованиях.

В основном сложность теоретических обобщений объясняется разнообразием видов работ и операций, которые необходимо совершить с предметом труда, начиная от валки и кончая вывоз-



кой; различием типов и конструкций машин, технологического оборудования, их рабочих органов. Этим же объясняется сложность разработки общего научно-обоснованного метода оценки эксплуатационных свойств и технических параметров лесных машин с учетом требований виброзащиты.

В связи с изложенным для достижения цели исследований в диссертации решались следующие основные задачи:

1. Классификация, анализ и приведение к расчетному виду возмущающих воздействий. Разработка их математических моделей.

2. Разработка теоретических предпосылок моделирования и обоснование расчетных моделей структурных элементов машины и дерева при различных видах их взаимной связи.

3. Общая классификация специальных лесных машин по видам работ и расчетным признакам. Объединение однотипных машин в расчетные подгруппы. Разработка комплекса многоинформационных расчетных моделей процессов динамического взаимодействия лесных машин с предметом труда и окружающей средой.

4. Исследование процессов взаимодействия специальных лесных машин с предметом труда и окружающей средой, их эксплуатационных свойств и показателей движения при основных видах работ: валке, пакетировании, трелевке, погрузке и вывозке деревьев.

5. Исследование эксплуатационных свойств, динамики машин перспективных типов при ударных воздействиях, неустановившихся режимах перенесения рабочих органов и самой машины. Оценка устойчивости и динамики широкозахватных лесозаготовительных машин.

6. Выбор основных параметров лесных машин по видам работ с учетом требований виброзащиты, выдача практических рекомендаций с целью улучшения технических параметров машин, их эксплуатационных свойств.

## 2. Моделирование воздействий на шасси и органы технологического оборудования лесных машин

В связи с многообразием лесных машин и выполняемых ими операций, различием условий работы возмущающие силы, действующие на их рабочие и ходовые органы, весьма многочисленны.

В соответствии с предложенной классификацией возмущающие воздействия подразделяются следующим образом: 1) воздействия на ходовые органы или волочарную часть хлыстов (деревьев) при вывозке или трелевке от неровностей дорог или волоков; 2) динамические силы, возникающие от неуравновешенности вра-

шавшихся масс; 3) резко изменяющиеся продольные и боковые силы, возникающие вследствие изменения скорости или направления движения машины; 4) воздействия от ветровой нагрузки и усилия в элементах привода погрузочно-разгрузочных, валочных и паке-тирующих устройств машин; 5) ударные силы, возникающие при по-грузочно-разгрузочных операциях и гравитационном способе фор-мирования пачки.

В диссертации представлены данные исследований статистиче-ских показателей дорог и волоков, характерных для работы лес-ных машин, а также типичных возмущающих воздействий, имеющих место как при транспортных работах, так и операциях по формиро-ванию пачек деревьев, их погрузке и другим видам работ.

Проведенные исследования позволили расширить исходные данные для обоснованного выбора расчетных воздействий от мик-ронеровностей пути на лесовозные автопоезда, трелевочные трак-торы и другие лесные машины.

На основании данных обмера более 50 опытных участков до-рог и волоков, а также результатов исследований А.А.Силаева, Я.М.Певзнера, А.А.Тихонова, И.Г.Пархиловского, Ю.А.Добрынина, Ю.Д.Силукова, Д.Е.Рыскина и других, было установлено, что мате-матические модели аппроксимации корреляционных функций микро-профилей лесных дорог и волоков в большинстве случаев пред-ставляются в виде:

$$\rho(\tau) = A_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} + A_2 e^{-\alpha_2 |\tau|} \cos \beta_1 \tau; \quad (1)$$

$$\rho(\tau) = A_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} \cos \beta_1 \tau + A_2 e^{-\alpha_2 |\tau|} \cos \beta_2 \tau; \quad (2)$$

$$\rho(\tau) = e^{-\alpha_1 |\tau|} \cos \beta_1 \tau, \quad (3)$$

при широком диапазоне изменения постоянных коэффициентов  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ .

Корреляционные функции лесовозных дорог, веток, усов и во-локов, как правило, имеют знакопеременный затухающий характер при разном времени корреляционной связи  $\tau_0$ . Энергетические спектры характеризуются высокими дисперсиями в области низких частот. Установлены общие пределы изменения среднеквадратичных значений высот неровностей  $B_n$  дорог с различными типами по-крытий и волоков.

Проведенные исследования показали, что учет нивелирующего эффекта шин лесотранспортных машин при движении их по гравий-ным, грунтовым дорогам при  $v < 25-30$  км/ч, а также веткам, усам и волокам уточняет воздействие от микропрофиля. Достаточно эф-

фективным для учета сглаживающей способности шин является метод скользящего среднего (Я.М.Певзнер, Н.Н.Яценко, Д.В.Степанов).

При неустановившемся прямолинейном движении лесотранспортных машин (режимы торможения или разгона) воздействие является комплексным, включающим возмущающие силы от неровностей дорог или волоков и продольные силы, вызывающие перераспределение нагрузок по осям. Получена зависимость для учета влияния продольных сил при торможении или разгоне машин на характер и количественные показатели их колебаний, а также формула для учета видоизмененного воздействия от неровностей при синусоидальной их форме.

Разработана также методика дискретного перерасчета стохастического воздействия при  $v \neq \text{const}$ . Для учета влияния на характер воздействия изменения скорости движения, время  $t_n$ , соответствующее каждому из задаваемых значений высот неровностей  $q_n$ , вычисляется по формуле:

$$t_n = \frac{v_n}{j} \sqrt{\left(\frac{v_n}{v_0}\right)^2 - 2S_n} \quad n=1, 2, \dots \quad (4)$$

Здесь  $v_n = v_{n-1} - j t_{n-1}$  - скорость движения системы на интервале  $S_n$ ;  $j$  - ускорение поступательного движения. При  $v_n = v_0$  скорость  $v_{n-1} = v_0$ , начальная скорость  $v_0$  задается.

В диссертации показано, что на криволинейных траекториях при интенсивном выполнении колесной транспортной машиной маневров типа "смена полосы движения", время изменения боковых сил может быть соизмеримо с периодом поперечных колебаний системы. При этом возможно увеличение амплитуд поперечных колебаний скоростных машин на 20 - 25%. Для моделирования боковых воздействий получены аналитические зависимости.

При проектировании бесчokerных трелевочных тракторов, валочно-пакетирующих и других манипуляторных машин воздействие от гидропривода может задаваться перемещением штока гидроцилиндра в виде кусочно-линейной функции, определяемой скоростью перемещения штока и временем действия гидропривода. При резком нарастании движущих или тормозных сил гидравлического или механического приводов функция воздействия в математическом виде может быть представлена как скачкообразная.

Для моделирования колебаний при ударном нагружении ВПМ, представляемых в виде сложных многомассовых моделей, ударные возмущения целесообразно задавать изменением скорости перемещений приемных балок, определяемой по разработанной и изложен-

ной в диссертации методике.

### 3. Параметры динамической системы "Лесная машина - предмет труда"

В главе приведена общая классификация параметров динамических систем "Лесная машина- предмет труда", дается характеристика параметров систем, оказывающих наиболее значительное влияние на колебания машин при различных видах работ. Подробно рассмотрены колебательные свойства и характеристики предмета труда. Дан анализ показателей, характеризующих рассеяние энергии и частотный состав колебаний деревьев и хлыстов (пачек) при различном их положении (закреплении) на опорах. Результаты исследований существенно развивают и дополняют данные З.С.Цофина, Г.Н.Петруша, В.А.Александрова, Л.М.Эмайкина, Б.Т.Перетятко и др.

Исследованиями, проведенными с помощью специального стенда, установлено, что упругие характеристики стволов деревьев при изгибе и вертикальная жесткость кроны в большинстве случаев линейны. Для спелой сосны и ели вертикальная жесткость кроны сопоставима с жесткостью ствола при максимальном межопорном пролете. Изгибная жесткость консольно закрепленного дерева существенно зависит от длины консольной части и диаметра ствола. При увеличении, например, диаметра комля от 18 до 22 см жесткость консольной части при одинаковой ее длине возрастает примерно в 2 раза.

Для спелых деревьев объемом  $V_k = 0,2 - 1,3 \text{ м}^3$  и длиной 24 - 32 м при расположении их на двух опорах ( $L = 10-17 \text{ м}$ ) пределы изменения условных коэффициентов затухания  $h_3$  и частот основного тона  $\gamma_3$  составляют соответственно 0,025 - 0,4 1/с и 7,5 - 12 1/с. Данные показатели могут быть определены по полученным эмпирическим формулам:

$$\gamma_3 = - 1,31V_k^2 + 6,21V_k + 6,56; \quad (5)$$

$$h_3 = - 0,4V_k^3 + 0,82V_k^2 - 0,42V_k + 0,15. \quad (6)$$

Исследования показали, что в сравнении с положением дерева на двух опорах, при полупогруженном положении (при прочих равных условиях) частота основного тона ниже в I, II - I,17 раза, при консольном закреплении дерева с кроной за комель в 3 - 3,5 раза.

Установлено, что при размещении деревьев на двух опорах колебания свисающей вершиной части могут существенно влиять на колебания ствола. Для деревьев длиной 24 - 32 м и длине

свисающих вершин более 10 м в большинстве случаев можно выделить в составе колебательного процесса две частоты. Наличие кроны способствует снижению частоты и уменьшает коэффициент сопротивления колебаний вершинной части дерева .

#### 4. Комплекс многоинформационных расчетных моделей специальных лесных машин

Характерными предпосылками, с помощью которых лесные машины можно сгруппировать по расчетным признакам являются : идентичность операций и способов их выполнения; вид подвижного состава, его составные элементы; тип технологического оборудования; особенности взаимного соединения (расположения.) машины, ее рабочих органов предмета труда; воздействия на систему , их вид.

Разработанная классификация (рис.1) включает 35 типовых схем лесных машин. В соответствии с особенностями и структурой операций технологического процесса все машины по видам работ разделены на три группы : А - валка и пакетирование ; Б - трелевка и погрузка; В- вывозка.

Лесные машины групп А и Б предполагают наличие шасси как на колесном, так и на гусеничном ходу. В группу В входят различные типы лесовозных, седельных и прицепных автопоездов для перевозки хлыстов, сортиментов, щепы и других грузов.

В соответствии с перечисленными выше обобщающими признаками, все машины, входящие в группы А, Б и В разделены на шесть подгрупп ( рис. 1). В каждую из них вошли однотипные по видам колебаний, возмущающим воздействиям, размещению деревьев и т.п. машины. Для каждой из подгрупп разработана самостоятельная расчетная модель, служащая для моделирования процессов взаимодействия лесных машин с предметом труда и окружающей средой и решения разнообразных задач, связанных с проектированием лесных машин. Расчетные схемы комплекса моделей представлены на рис. 2.

Значительное место в диссертационной работе отведено обоснованию расчетной модели дерева, как необходимого составного элемента структуры лесных машин любого типа.

Доказано, что дерево целесообразно рассматривать как систему дискретных масс, соединенных упругим невесомым стержнем. С целью определения минимального числа дискретных масс при сохранении необходимой точности расчетных моделей лесных машин был проведен анализ свободных и вынужденных колебаний

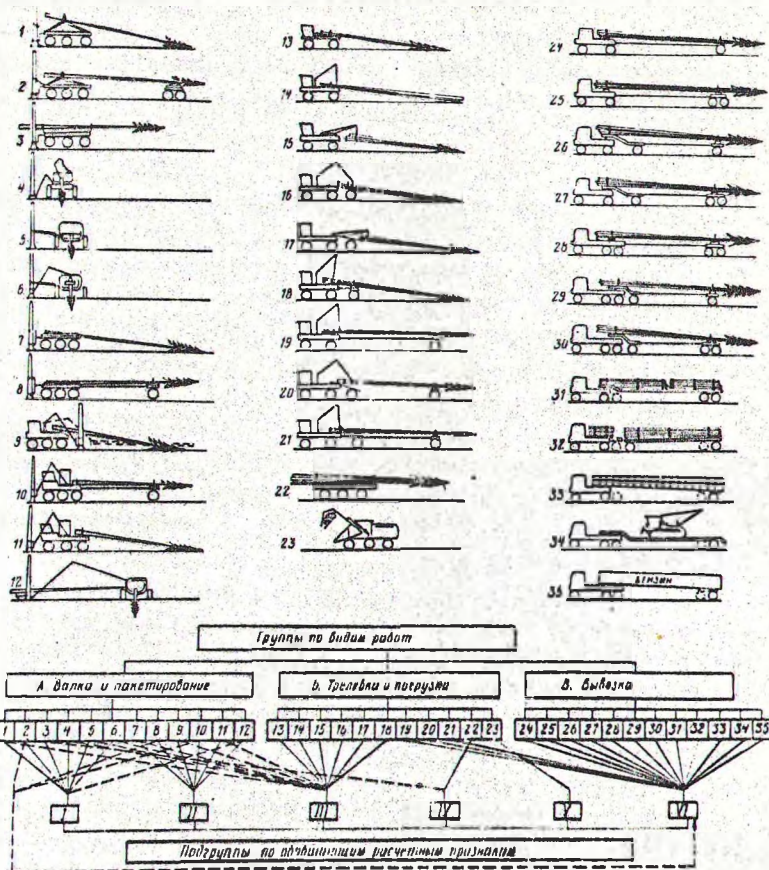


Рис. 1. Классификация специальных лесных машин по видам работ и расчетным признакам

деревьев при жестких и упругих опорах.

Исследования показали, что при возбуждении колебаний в сечениях ствола близких к опорным (опоры жесткие), при значительном межопорном пролете приемлема трехмассовая модель дерева (расхождение расчетных и экспериментальных частот основного тона и амплитуд свободных колебаний не превышает 6-8%).

Анализ амплитудно-частотных характеристик и статистических показателей динамики систем "упругая опора + дерево" при моделировании их движения по дорогам с различными типа-

ми покрытий, также подтвердил приемлемость трехмассовой модели дерева. Анализ проводился с помощью полученных выражений амплитудно-частотных характеристик вертикальных колебаний опоры  $|W_{ZA}(i\omega)|$  и дерева  $|W_{DB}(i\omega)|$ . При трехмассовой модели дерева указанные характеристики имеют вид:

$$|W_{ZA}(i\omega)| = \frac{1}{m_A} \sqrt{\frac{(\omega_{12}^2 - \omega^2)^2 + 4\epsilon_{12}^2 \omega^2}{(\omega^4 + M_1 \omega^2 + M_2)^2 + (M_3 \omega^2 + M_4 \omega)^2}}; \quad (7)$$

$$|W_{DB}(i\omega)| = \frac{1}{m_A} \sqrt{\frac{\omega^4 + 4\epsilon_{12}^2 \omega^2}{(\omega^4 + M_1 \omega^2 + M_2)^2 + (M_3 \omega^2 + M_4 \omega)^2}}; \quad (8)$$

где  $M_1 = 4\epsilon_{11}\epsilon_{A1} - \omega_{11}^2 - 4\epsilon_{A1}\epsilon_{12} - \omega_{A1}^2$ ;  $M_2 = \omega_{A1}^2 \omega_{12}^2 - \omega_{A2}^2 \omega_{11}^2$ ;

$M_3 = -2(\epsilon_{12} + \epsilon_{A1})$ ;  $M_4 = 2(\epsilon_{A1} \omega_{12}^2 + \epsilon_{12} \omega_{A1}^2 - \epsilon_{11} \omega_{A2}^2 - \omega_{11}^2)$ ;  $\epsilon_{A1} =$

$= \frac{h_A - b^2 h_1 / L^2}{2m_A}$ ;  $\omega_{A1}^2 = \frac{c_A + b^2 c_1 / L^2}{2Lm_A}$ ;  $\epsilon_{11} = \frac{b h_1}{2Lm_A}$ ;  $\omega_{11}^2 = \frac{bc_1}{Lm_A}$ ;  $\epsilon_{12} =$

$= \frac{h_1}{2m_1}$ ;  $\omega_{12}^2 = \frac{c_1}{m_1}$ ;  $\epsilon_{A2} = \frac{b h_A}{2Lm_1}$ ;  $\omega_{A2}^2 = \frac{bc_A}{Lm_1}$  (здесь  $h_A, h_1,$

$b, L, m_A, m_1, c_1, c_A$  - конструктивные параметры динамической системы).

Исследования показали, что при включении дерева или пачки деревьев в общую расчетную схему транспортной системы, замена трехмассовой модели деревьев на четырехмассовую показатели колебаний изменяет несущественно. Различие частот проявления максимумов амплитудно-частотных характеристик вертикальных колебаний опоры различается на 2,3-5%. Расхождение среднеквадратичных значений вертикальных перемещений  $\sigma_{ZA}$  и ускорений  $\sigma_{ZA}$  упругой опоры при трех и четырехмассовой разбивке массы пачки представлено данными табл. I ( $v = 7 \text{ м/с}$ ).

Таблица I

Тип дороги	расхождение, %	
	$\sigma_{ZA}$	$\sigma_{ZA}$
бульварная дорога, $\sigma_n = 1,7$ см	5,36	6,50
ветка, $\sigma_n = 5,24$ см	6,10	8,65
грунтовая дорога, $\sigma_n = 1,9$ см	5,60	5,02
волока, $\sigma_n = 2,99$ см	3,97	7,76

### 5. Исследование колебаний лесных машин при формировании пачек деревьев

Рассмотрены общие вопросы динамического взаимодействия элементов системы "ВМ - дерево" при гравитационном способе пакетирования. При этом, за основу принята система, включающая  $n + 1$  приемных устройств, в отличие от известных - конеч-

ным числом ПУ (А.А.Дебердеев, В.К.Хегай). В результате получены формулы для расчета кинематических показателей ВПМ при валке деревьев на машину:

$$\omega_{0n} = \frac{J_c m_d + m_d M_{cn} \ell_{x(n-n)} \ell_{xnn} + J_c M_{cn}}{J_c m_d + m_d M_{cn} \ell_{xnn}^2 + J_c M_{cn}} \omega_{0n}; \quad (9)$$

$$V_n = \frac{J_c m_d (\ell_{x(n-n)} - \ell_{xnn}) \sin \beta_n}{J_c m_d + m_d M_{cn} \ell_{xnn}^2 + J_c M_{cn}} \omega_{0n}; \quad (10)$$

$$V_{n(n+1)} = \frac{(\Delta m_d \ell_{xnn} - B J_c) \sin \beta_{(n+1)}}{CB + A \Delta} \omega_{0(n+1)}; \quad (11)$$

$$V_{(n+1)(n+1)} = \frac{1}{B} m_d \ell_{xnn} \omega_{0(n+1)} \sin \beta_{(n+1)} - A V_{n(n+1)}, \quad (12)$$

где  $\omega_{0n}$ ,  $\omega_{0(n+1)}$ ,  $\omega_{0n}$  - угловые скорости дерева до удара по опорам  $n$  и  $n+1$  и после удара по опоре  $n$  соответственно;

$V_n$  - вертикальная скорость перемещения  $n$ -ой приемной балки после удара дерева;  $V_{n(n+1)}$  - вертикальные скорости перемещений соответственно  $n$  и  $n+1$  опор при соударении дерева с опорой  $n+1$ ;  $m_d$ ,  $M_{cn}$  - масса дерева и соответственно масса  $n$ -ой приемной балки;  $J_c$  - центральный момент инерции дерева;  $\beta$ ,  $\beta_{(n+1)}$  - углы между вертикалью и осью ствола дерева в момент его встречи с опорами  $n$  и  $n+1$ ;  $A, B, C, D$  - коэффициенты, зависящие от соотношения весовых и размерных параметров системы;  $\ell_{xnn}$ ,  $\ell_{x(n-n)}$  - расстояния от соответствующих опор до центра тяжести дерева.

Получены формулы для определения максимальной ударной нагрузки на упругую балку, а также зависимости для определения динамических сил  $P_{1max}$  и  $P_{2max}$  в первой и второй ступени поддрессоривания ПУ с учетом колебаний масс системы.

При разработке расчетной модели ВПМ гравитационного типа (рис.2,а) рассматривался общий случай многоосной машины с прицепом и поддрессоренными ПУ.

Для общего случая - системы, имеющей  $9 + n$  степеней свободы, математическая модель, соответствующая вертикальным колебаниям ВПМ, учитывает вертикальные и продольно-угловые перемещения поддрессоренного корпуса тягача и прицепа, вертикальные перемещения неподдрессоренных масс осей, приемных балок и дерева:  $z_i$ ,  $\theta_i$ ,  $\beta_i$ ,  $z_4$ ,  $\theta_n$ ,  $z_{b1}$ ,  $z_{b2}$ ,  $z_3$  ( $i=1, 2, 3, \dots, n, n+1, n+2$ ).

Упругие силы и силы сопротивлений подвески  $F_{cni}$ ,  $F_{cn(n+1)}$ ,  $F_{c(n+2)}$ ,  $F_{kni}$ ,  $F_{kn(n+1)}$ ,  $F_{kn(n+2)}$ ,  $F_{tp1}$ ,  $F_{tp(n+1)}$ ,  $F_{tp(n+2)}$  и шик  $F_{wi}$ ,  $F_{kwi}$  тягача и прицепа, приемных устройств  $F_{cb1}$ ,  $F_{cb2}$ ,  $F_{kb1}$ ,  $F_{kb2}$ ,  $F_{tpb1}$ ,  $F_{tpb2}$ , и дерева  $F_{cb3}$ ,  $F_{kb3}$ ,  $F_{tpb3}$ , определялись с учетом конструктивных связей и особенностей элементов систе-



мы, их реальных упругих и демфирующих характеристик.

В диссертационной работе приведены результаты экспериментальных исследований на стендах и в условиях лесосеки по оценке эффективности снижения ударных нагрузок за счет подрессоривания ПУ, а также по оценке точности расчетной модели I и полученных аналитических зависимостей для расчета ударных усилий и кинематических показателей ВПМ.

Установлено, что за счет конструктивных мероприятий возможно снижение линейных и угловых скоростей системы "ВПМ-дерево" на 20-30%. При рациональных параметрах двухступенчатого ПУ ударные силы могут быть снижены на 15-25%.

Исследования ВПМ гравитационного типа, проведенные с использованием многоинформационной модели I, позволили оценить показатели переходных процессов, характер перемещений и ускорений системы при первом и втором ударе (рис.3).

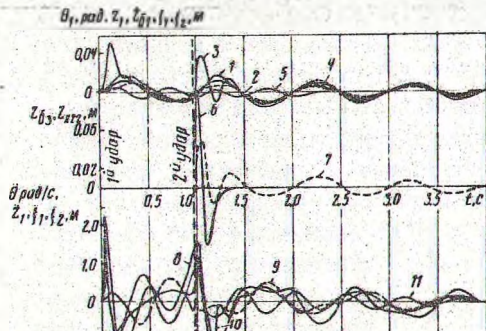


Рис.3. Расчетные зависимости перемещений и ускорений ВПМ от времени

(Т-157 с прицепным звеном): 1-  $z_1$ ; 2-  $\theta$ ; 3-  $z_{\theta 1}$ ; 4-  $\dot{z}_1$ ; 5-  $\dot{z}_2$ ; 6-  $\dot{z}_3$ ; 7-  $z_3$ ; 8-  $\ddot{z}_1$ ; 9-  $\ddot{\theta}$ ; 10-  $\ddot{z}_1$ ; 11-  $\ddot{z}_3$ .

При исследованиях получены данные по динамическому взаимодействию приемных устройств и шасси базовых машин с предметом труда при ударном нагружении и в процессе последующих ударных колебаний при формировании пачек деревьев, а также определены рациональные значения параметров подрессоривания ПУ и базовых машин. Доказано, что параметры лесных тягачей Т-157 и ТДТ-55 обеспечивают их использование в качестве базовых для ВПМ гравитационного типа.

Основными элементами динамической системы, соответствующей модели II (рис.2,б), является базовая машина, стреловой манипулятор (СГМ) и предмет труда (дерево). В общем случае базовая машина имеет рессорную подвеску, упругие и амортизационные характеристики нелинейны. В отличие от известных (П.С.Буряк, В.А.Александров, С.А.Осмаков, В.Ф.Кумляев и

др.), разработанная расчетная модель одновременно учитывает как угловые, так и вертикальные перемещения корпуса машины. Учитываются упругие и амортизационные связи элементов машины и манипулятора, поперечные колебания дерева. Модель предусматривает случай комплексного нагружения системы возмущающими силами от неровностей грунта и привода ВМ. Составленная математическая модель, ввиду учета связи угловых и линейных размерных параметров СГМ и дерева, позволяет рассматривать динамические процессы на любом участке траектории дерева от момента снятия с пня. Может также рассматриваться режим подъема дерева за один конец при расположении второго на грунте после падения. В данном случае (рис. 2, б) угол  $\alpha_2$  имеет отрицательное значение, перемещения  $z_4$  берутся равными нулю. Сравнение экспериментальных и расчетных переходных процессов, соответствующих режимам подъема и опускания деревьев (рис. 4) показало, что расхождение первых максимальной и минимальной ординат составляет не более 20–22%, а времени  $t_3$  проявления экстремумов – 4–8%. Расчетная модель II обеспечивала получение важной информации о сложных динамических явлениях, соответствующих рабочим операциям валочно-пакетирующих, трелевочных и других манипуляторных машин при формировании пачек деревьев и погрузке. При исследованиях были получены и проанализированы данные по связи вертикальных и угловых колебаний корпуса машины, а также влиянию параметров подвески, жесткости и показателей демпфирования СГМ и других параметров на динамику и устойчивость манипуляторных машин.

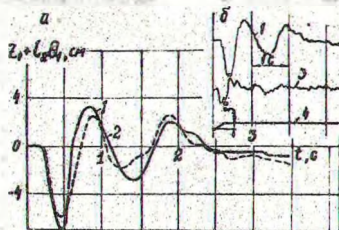


Рис. 4. Зависимости перемещений  $z$ ,  $+\varphi$ , от времени при кратковременном опускании комлевой части дерева стрелой манипулятора (МАЗ-509 с манипулятором,  $l = 4\text{ м}$ ,  $m_p = 1000\text{ кг}$ ); а- $z$ ,  $+\varphi$ ,  $= f(t)$ ; б-копия осциллограммы (1-экспериментальная, 2-расчетная зависимости  $z$ ,  $+\varphi$ ,  $= f(t)$ ; 3- вертикальная сила на захвате; 4-угол опускания стрелы)

## 6. Разработка расчетной модели, анализ динамики и оценка параметров лесовозных автопоездов

В главе приведены материалы по разработке и оценке точности многоинформационной расчетной модели процессов взаимодействия лесотранспортной системы с дорогой. Установлены возможности использования в практике проектирования автопоездов расчетных моделей различной точности. Произведен сравнительный анализ плавности хода лесовозных автопоездов наиболее распространенных типов и указаны пути улучшения их параметров и показателей движения. Дана оценка влияния общих компоновочных параметров и параметров подвески звеньев лесовозного автопоезда на его вертикальную нагруженность, плавность хода, а также динамическую нагруженность дорог.

В общем случае рассматриваемая система (рис. 2, е) включает тягач с  $n + z$  и прицепное звено с  $m + p$  точек соединения рамы с осями ( $n$  и  $m$  - число одинарных осей,  $z$  и  $p$  - число двойных, балансирных осей тягача и прицепного звена). Учитывается подрессоривание осей тягача и прицепного звена, вертикальная жесткость шин, продольная податливость шин и трансмиссии, поперечная жесткость длинномерного груза (пачки хлыстов) или рамы полуприцепа седельного автопоезда. Между звеньями автопоезда в седельно-сцепном или кониковом устройствах предусмотрены упруго-демпфирующие узлы. Общая математическая модель соответствует дифференциальным уравнениям следующего вида:

$$F_{M1} - \sum_{i=1}^{n+z} (F_{cni} + F_{kni} + F_{tpi}) + F_{cb} + F_{kb} + F_{tpb} = 0;$$

$$F_{B1} + \sum_{i=1}^{n+z} h_i F_{mxi} + \sum_{i=1}^{n+z} l_i (F_{cni} + F_{kni} + F_{tpi}) - (l_{n+z} - l_0) \times \\ \times (F_{cb} + F_{kb} + F_{tpb}) + h'_c (F_{cn} + F_{kn} + F_{tpn}) + \sum_{i=1}^n h_i (F_{cti} + F_{kti} + F_{xi}) + \\ + \sum_{j=1}^z \sum_{i=n+1}^{n+z} h_{ij} (F_{ctij} + F_{ktij} + F_{xij}) = 0;$$

$$F_{M2} + F_{B2} + \sum_{i=1}^{m+p} \frac{h_i}{L_n} F_{mxi} - \sum_{i=n+z+1}^{m+p} \frac{L_n - l_i}{L_n} (F_{cni} + F_{kni} + F_{tpi}) - (F_{cb} + F_{kb} + \\ + F_{tpb}) - \frac{h'_c}{L_n} (F_{cn} + F_{kn} + F_{tpn}) + \frac{L_n - l_0}{L_n} (F_{cx} + F_{kx} + F_{tpx}) + \sum_{i=n+z+1}^{m+p} \frac{h_i}{L_n} (F_{cti} + \\ + F_{kti} + F_{xi}) + \sum_{j=1}^z \sum_{i=n+z+1}^{m+p} \frac{h_{ij}}{L_n} (F_{ctij} + F_{ktij} + F_{xij}) = 0;$$

$$F_{M3} - (F_{cx} + F_{kx} + F_{tpx}) = 0;$$

$$F_{M4} - F_{\theta 2} - \sum_{i=n+2,4}^{\frac{n+2+m+p}{2}} \frac{h_i}{L_n} F_{mix 2} - \sum_{i=n+2,4}^{\frac{n+2+m+p}{2}} \frac{l_i}{L_n} (F_{cn1} + F_{kn1} + F_{tp1}) + \frac{h''}{L_n} \times (F_{cn} + F_{kn} + F_{tpn}) + \frac{l_{01}}{L_n} (F_{cx} + F_{kx} + F_{tpx}) - \sum_{i=n+2,4}^{\frac{n+2+m}{2}} \frac{h_i}{L_n} (F_{cti} + F_{kti} + F_{xi}) - \sum_{j=1}^2 \sum_{i=n+2,4}^{\frac{n+2+m+p}{2}} \frac{h_{ij}}{L_n} (F_{ctij} + F_{ktij} + F_{xij}) = 0;$$

$$F_{M5} + \sum_{i=1}^{\frac{n+2}{2}} F_{mix 1} + (F_{cn} + F_{kn} + F_{tpn}) + \sum_{i=1}^n (F_{cti} + F_{kti} + F_{xi}) + \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^{\frac{n+2}{2}} (F_{ctij} + F_{ktij} + F_{xij}) = 0;$$

$$F_{M6} + \sum_{i=n+2,4}^{\frac{n+2+m+p}{2}} F_{mix 2} - (F_{cn} + F_{kn} + F_{tpn}) + \sum_{i=n+2,4}^{\frac{n+2+m}{2}} (F_{cti} + F_{kti} + F_{xi}) - \sum_{j=1}^2 \sum_{i=n+2,4}^{\frac{n+2+m+p}{2}} (F_{ctij} + F_{ktij} + F_{xij}) = 0;$$

$$F_{M7} + (F_{cn1} + F_{kn1} + F_{tp1}) - (F_{w1} + F_{kw1}) = 0;$$

$$F_{Mn} + (F_{cnn} + F_{knn} + F_{tpn}) - (F_{wn} + F_{kwn}) = 0;$$

$$F_{M(n+1)} + (F_{cn(n+1)} + F_{kn(n+1)} + F_{tp(n+1)}) \pm \sum_{j=1}^2 (F_{w(n+1)j} + F_{kw(n+1)j}) = 0;$$

$$F_{M(n+2)} + (F_{cn(n+2)} + F_{kn(n+2)} + F_{tp(n+2)}) \pm \sum_{j=1}^2 (F_{w(n+2)j} + F_{kw(n+2)j}) = 0;$$

$$F_{M(n+2+1)} + (F_{cn(n+2+1)} + F_{kn(n+2+1)} + F_{tp(n+2+1)}) - F_{w(n+2+1)} + F_{kw(n+2+1)} = 0;$$

$$F_{M(n+2+m)} + (F_{cn(n+2+m)} + F_{kn(n+2+m)} + F_{tp(n+2+m)}) - F_{w(n+2+m)} + F_{kw(n+2+m)} = 0;$$

$$F_{M(n+2+m+1)} + (F_{cn(n+2+m+1)} + F_{kn(n+2+m+1)} + F_{tp(n+2+m+1)}) \pm \sum_{j=1}^2$$

$$(F_{w(n+2+m+1)j} + F_{kw(n+2+m+1)j}) = 0;$$

$$F_{M(n+2+m+p)} + (F_{cn(n+2+m+p)} + F_{kn(n+2+m+p)} + F_{tp(n+2+m+p)}) \pm \sum_{j=1}^2 (F_{w(n+2+m+p)j} + F_{kw(n+2+m+p)j}) = 0;$$

$$F_{\theta(n+1)} \pm \sum_{j=1}^2 l_{(n+1)j} (F_{w(n+1)j} + F_{kw(n+1)j}) = 0;$$

$$F_{\theta(n+2)} \pm \sum_{j=1}^2 l_{(n+2)j} (F_{w(n+2)j} + F_{kw(n+2)j}) = 0;$$

$$F_{\theta(n+2+m+1)} \pm \sum_{j=1}^2 l_{(n+2+m+1)j} (F_{w(n+2+m+1)j} + F_{kw(n+2+m+1)j}) = 0;$$

$$F_{\theta(n+2+m+p)} \pm \sum_{j=1}^2 l_{(n+2+m+p)j} (F_{w(n+2+m+p)j} + F_{kw(n+2+m+p)j}) = 0.$$

(13)

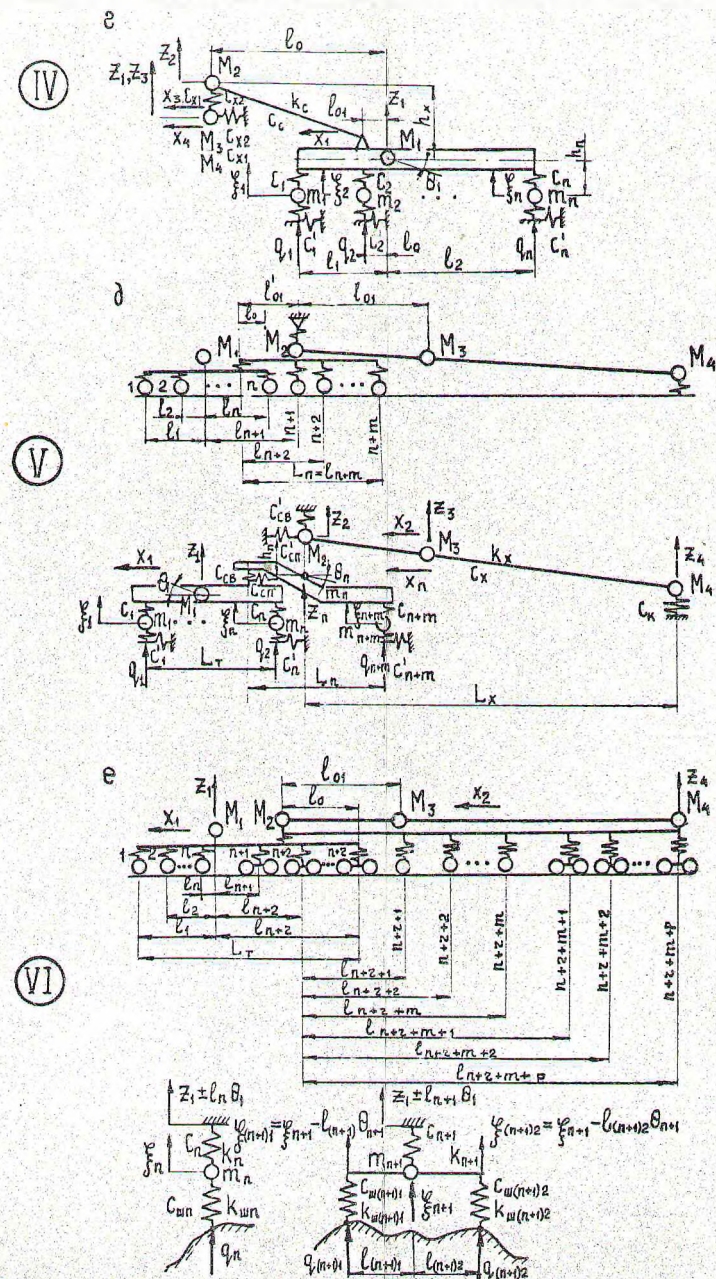
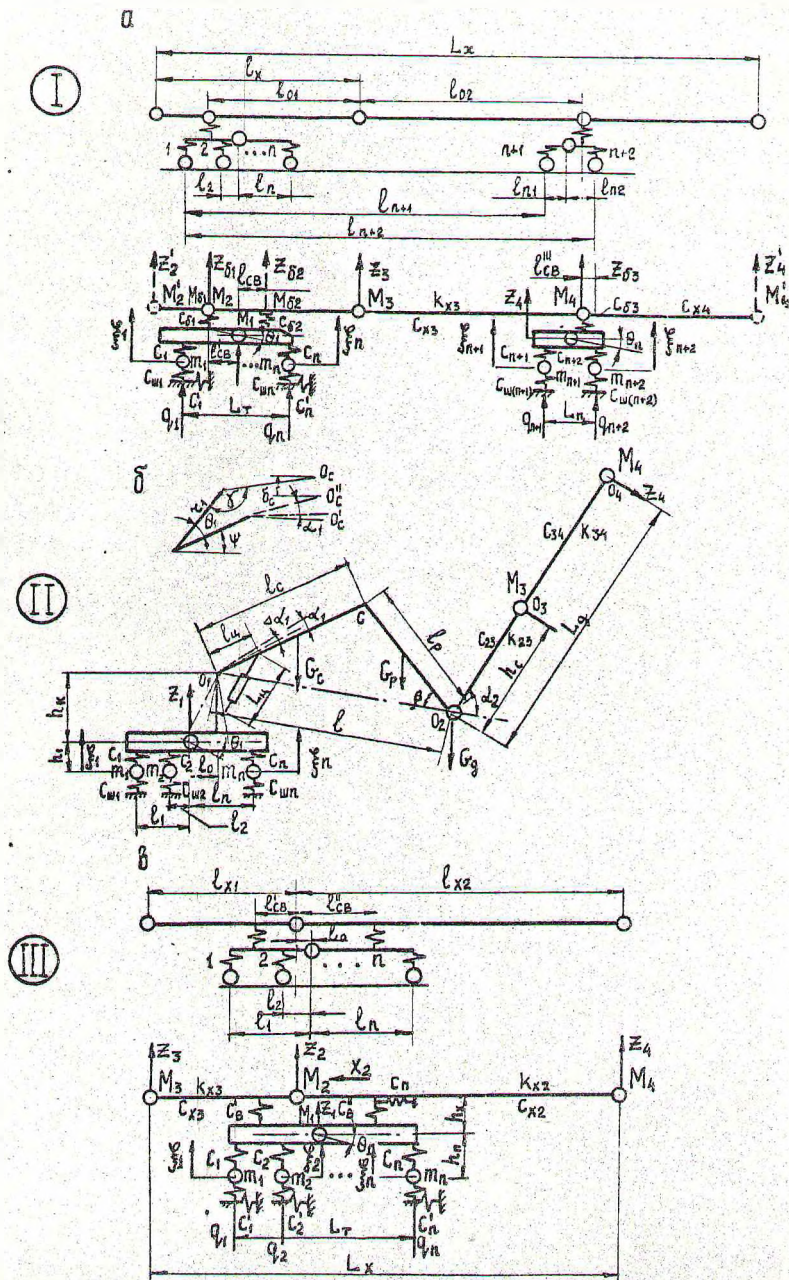


Рис. 2. Расчетные схемы комплекса многоинформационных моделей специальных лесных машин по подгруппам

Система (13) содержит  $7 + n + 2z + m + 2p$  уравнений. Входящие в них выражения инерционных сил равны :

$$F_{m_1} = M_1 \ddot{z}_1; \quad F_{\theta_1} = J_1 \ddot{\theta}_1; \quad F_{m_2} = M_2 \ddot{z}_2; \quad F_{\theta_2} = J_2 \frac{1}{L_n} (\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2);$$

$$F_{m_3} = M_3 \ddot{z}_3; \quad F_{m_4} = M_4 \ddot{z}_4; \quad F_{m_{1x}} = M_1 \ddot{x}_1; \quad F_{m_{1x}} = (M_2 + M_3 + M_4) \ddot{x}_1;$$

$$F_{m_{ixi}} = m_i (\ddot{x}_i + h_i \ddot{\theta}_i), \quad i = 1, 2, \dots, n+z;$$

$$F_{m_{ixz}} = m_i \left[ \ddot{x}_z + \frac{h_i}{L_n} (\ddot{z}_2 - \ddot{z}_4) \right], \quad i = n+z+1, n+z+2, \dots, n+z+m+p;$$

$$F_{m_i} = m_i \ddot{y}_i, \quad i = 1, 2, \dots, n+z+m+p;$$

$$F_{\theta_i} = J_i \ddot{\theta}_i, \quad i = n+1, n+2, \dots, n+z, n+z+m+1, n+z+m+2, \dots, n+z+m+p.$$

Упругие характеристики и характеристики вязкого сопротивления подвески  $F_{cni}$  ( $z_{ni}$ ),  $F_{kni}$  ( $\dot{z}_{ni}$ ) принимались нелинейными и при расчетах задавались некоторым количеством точек  $F_{cni} - z_{ni}$ ,  $F_{kni} - \dot{z}_{ni}$ . Координаты промежуточных точек определялись интерполированием.

Аналогично задавались упругие силы и силы сопротивления  $F_{cp}$ ,  $F_{cv}$ ,  $F_{kp}$ ,  $F_{kv}$  вертикального и продольного подрессоривания коника или седельно-цепного устройства. Сухое трение в подвесках  $F_{\tau i}$ , упругие силы и силы сопротивления в шинах  $F_{cwi}$ ,  $F_{kwi}$  принимались в виде линейных или кусочно-линейных функций в соответствии с данными экспериментальных замеров.

Продольные силы  $F_{ctj}$ ,  $F_{ctij}$  и  $F_{kij}$ ,  $F_{kij}$  ( $j$  - порядковый номер оси балансирной тележки), приведенные к точкам контакта колес с дорогой, определяют связь продольно-угловых и продольных колебаний масс автопоезда и зависят от тангенциальной и угловой жесткости шин, жесткости при кручении валов трансмиссии, жесткости рессор под действием реактивного момента.

Расчетной моделью принимаются в расчет продольные составляющие сопротивления движению  $F_{xi}$  и  $F_{xij}$ , обусловленные изменением сил сопротивления качению и дополнительными касательными реакциями, возникающими при проезде колес по неровностям дороги, определение которых производилось с использованием методики А.И. Гришкевича. Моделью предусматриваются реальные стохастические воздействия от дороги с учетом нивелирующей способности шин. Построение математической модели обеспечивает определение пробоев подвески и отрывов колес от по -

верхности дороги.

При расчетно-теоретических исследованиях движение автопоездов моделировалось на дорогах с грунтовым, гравийным, булыжным и асфальтобетонным покрытиями. Задачи решались методом Рунге-Кутты на ЭВМ "М-220" и "ЕС - 1030".

Сравнительная оценка динамики лесовозных автопоездов показала, что наибольшим уровнем вертикальных ускорений характеризуется задняя ось и подрессоренная масса над задним мостом тягача, при этом трехосные тягачи имеют лучшие показатели плавности хода по сравнению с двухосными. Наибольшие средне-

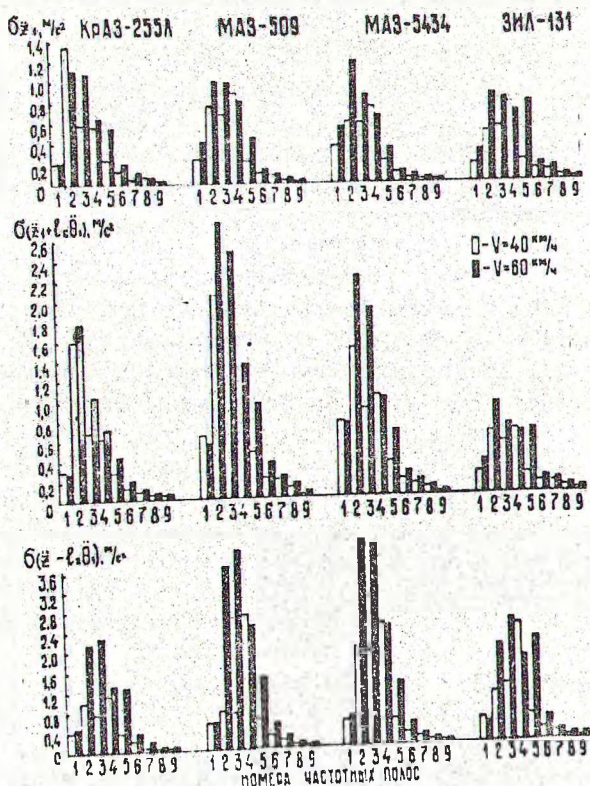


Рис. 5. Среднеквадратичные значения вертикальных ускорений лесовозных автопоездов в полосах частот

квадратичные значения вертикальных ускорений в месте сидения водителя наблюдаются во второй и третьей (1, 4-5, 6 Гц) октав-

ных полосах частот ( рис. 5.).

Проведенные исследования позволили разработать рекомендации по улучшению показателей плавности хода скоростных качеств и других показателей эксплуатационных свойств лесовозных автопоездов. Получены статистические данные по влиянию типа покрытия и скоростей движения на динамику автопоездов и нагруженность дорог. Исследования показали, что на динамику лесовозного автопоезда оказывает влияние схема подрессоривания и параметры подвески прицепа-ропуска.

Установлено, что при неустановившемся прямолинейном движении автопоезда необходимо учитывать увеличение вероятности прохождения системы через резонанс и, как следствие этого, появление пиковых нагрузок на 50 - 60 % больших, чем при движении с постоянной скоростью.

#### 7. Моделирование колебаний, исследование динамических процессов и выбор параметров транспортно-трелевочных и самоходно-погрузочных машин

В соответствии с задачами исследований произведена разработка расчетной модели III комбинированной трелевочной системы.

В общем случае (рис. 2, в) тягач имеет  $n$ , а прицепное звено  $m$  опор подрессоренного корпуса (массы  $M_T$  и  $m_n$ ). Число неподрессоренных масс  $m_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n + m$ ) и упругих подвесок корпуса тягача и прицепного звена совпадает с числом осей. Соединение тягового и прицепного звена, а также пачки хлыстов с машиной, шарнирное с учетом возможных вертикальных и продольных упругих связей. Учтены упругие свойства пачки хлыстов, силы вязкого сопротивления и сухого трения. В расчет принята радиальная жесткость шин, а также продольная упругая податливость шин и трансмиссии, характеризующаяся приведенными коэффициентами жесткости  $C_i$  и сопротивления  $k_i$ .

Общее число учитываемых степеней свободы -  $10 + n + m$ . Структура системы дифференциальных уравнений, описывающих колебания трелевочной машины, идентична системе уравнений (13), а имеющиеся отличия определяются конструктивными признаками, основные из которых оговорены выше, а также ясны из эквивалентных расчетных схем (рис. 2, в и 2, е).

В диссертации приведены условия перехода от общего случая комбинированной трелевочной системы к тракторной машине при



полупогруженном способе трелевки, двухосному или трехосному тягачу, без пачки деревьев, трехосной машине с жесткой рамой и др.

Исследование колебаний, оценка параметров и скоростных качеств трелевочных тракторов, проводилась с помощью ЭВМ "И-220", "ЕС-1020" и "БЭСМ-6". При этом рассматривались тягачи МТЗ, ХТЗ, ОТЗ и АТЗ. Движение машин моделировалось с учетом реального микрорельефа лесных дорог, пасечных и магистральных волоков. Анализировались среднеквадратичные значения, корреляционные функции и спектральные плотности ускорений и перемещений систем. При уточнении параметров треле-

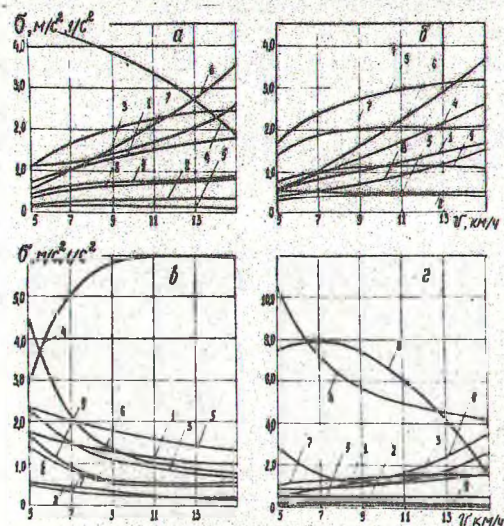


Рис. 6. Зависимости среднеквадратичных ускорений трелевочных тракторов от скорости движения (магистральный волок,  $b_n = 2,5 \text{ см}$ ): 1-  $\sigma_{z1}$ ; 2-  $\sigma_{z2}$ ; 3-  $\sigma_{z3}$ ; 4-  $\sigma_{z4}$ ; 5-  $\sigma_{z5}$ ; 6-  $\sigma_{z6}$ ; 7-  $\sigma_{z7}$ ; 8-  $\sigma_{z8}$ ; 9-  $\sigma_{z9}$  (а-Т-157; б-МТЗ-80Л; в-Т-142Л; г-колесный тягач массой 12500 кг)

лиз случайных процессов взаимодействия систем с неровностями дорог и волоков, оценку плавности хода, скоростных качеств и выбор рациональных значений ряда важных параметров трелевочных и самоходно-погрузочных машин. Установлены резонансные зоны скоростей движения, зависящие как от частного состава и характера возмущения, так и от параметров машин. Зависимости вертикальных и продольных ускорений трелевочных колес-

вочных тракторов применен метод локальной статистической оптимизации виброзащитных систем-случайный поиск с самообучением.

В главе рассмотрены также математические модели IV и V колебаний лесных машин при расположении пачки деревьев на тягаче вдоль или поперек его продольной оси и свободном свисании за опорами вершин и комлей.

Разработанные расчетные модели III, IV и V обеспечили многофакторный ана-

ных и гусеничных машин от скорости движения, параметры которых соответствуют тракторам МТЗ, УТЗ, ОТЗ и АТЗ, приведены на рис. 6.

На динамику трелевочных и самоходно-погрузочных машин при расположении пачки на тягаче в погруженном положении вдоль или поперек его продольной оси, значительное влияние оказывают колебания свободно свисающих за опорами комлей и вершин, база машины, условия движения, параметры подвески (табл. 2).

Таблица 2

Среднеквадратичные значения вертикальных и продольных ускорений трактора Т-157 ( $V = 10$  км/ч, волок)

Коэффициент изменения жесткости передней подвески	Среднеквадратичные значения ускорений					
	$\ddot{z}_1$	$\ddot{z}_3$	$\ddot{z}_4$	$\ddot{\delta}_1$	$\ddot{\delta}_2$	$\ddot{x}_1$
	м/с <sup>2</sup>					
0,7	1,79	3,00	3,76	4,07	5,25	0,39
1,0	1,62	2,83	3,77	3,63	5,50	0,40
1,5	1,67	2,97	4,13	3,72	5,36	0,42
5,0	2,12	3,89	5,09	3,20	5,49	0,48

Значительное внимание уделено исследованию взаимовлияния параметров машины и пачки деревьев при изменении соотношения длины ее свисающих концов и расстояния между опорами на тягаче.

Проведены исследования динамических процессов, свойственных погрузочным машинам и установкам при осуществлении транспортных и погрузочных операций.

Установлено, что в погрузочных установках с тросо-блочной системой привода динамические усилия на режимах подъема и опускания деревьев зависят от упругой податливости его элементов и гибкости груза. Расчет динамических усилий  $F_g$ , воспринимаемых упругим звеном привода, можно производить по полученной формуле:

$$F_g = \frac{P M_3}{M + M_3} (1 - e^{-kt} \cos pt) + Q, \quad (14)$$

где  $P$  - избыточная сила;  $Q$  - вес пачки хлыстов;  $M$  и  $M_3$  - дискретные массы пачки хлыстов;  $\beta$  и  $h$  - коэффициенты, ха-

рактизирующие сопротивление колебаниям и соотношение жесткостей упругих элементов системы .

### 8. Динамическая устойчивость лесных машин

В главе приведены наиболее важные результаты исследований автора по устойчивости движения специальных лесных машин на прямолинейных и криволинейных траекториях, а также их устойчивости против опрокидывания при выполнении рабочих операций на стоянках.

Разработаны расчетные модели для оценки динамической поперечной устойчивости лесовозных и седельных автопоездов, трелевочных тракторов, валочно-пакетирующих и других лесных машин. Дана оценка показателей устойчивости машин при расположении пачки деревьев на тягаче в погруженном положении вдоль или поперек его продольной оси. Рассмотрены колебательные процессы, характерные для прямолинейного и криволинейного движения автопоездов. Приведены результаты экспериментальных исследований по оценке точности разработанных расчетных методик, определению критических скоростей движения автопоездов, показателей их динамической устойчивости в горизонтальной и поперечной вертикальной плоскостях.

### ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Произведена общая классификация специальных лесных машин и их объединение в расчетные подгруппы по следующим признакам: а) идентичность операций и способов их выполнения; б) вид подвижного состава, его составные элементы; в) тип технологического оборудования; г) особенности взаимного соединения машины, ее рабочих органов, предмета труда; д) воздействия на машину, их вид . Данная классификация является базой для разработки теоретических основ оценки и улучшения эксплуатационных свойств и показателей движения специальных лесных машин с учетом требований виброзащиты, создания новых моделей для оценки процессов взаимодействия машин с предметом труда и окружающей средой, выбора параметров их упругих систем.

2. Разработан комплекс расчетных моделей, позволяющий рассматривать и анализировать динамические процессы, свойственные работе специальных лесных машин, на общей математической основе при разнообразии видов работ и операций, способов их выполнения, многообразии типов машин, их конструкций и компоновки.

Составленные математические модели обладают высокой точностью. Расхождение среднеквадратичных экспериментальных и расчетно-теоретических значений показателей случайных процессов колеблется в пределах 5-15%. При вероятности 0,95 разброс расчетных среднеквадратичных значений ускорений и перемещений не превышает ширины доверительных коридоров.

3. Разработаны математические модели воздействия при установленном и неустановившемся прямолинейном и криволинейном движениях, а также воздействий от привода манипуляторных машин и ударных сил ВПМ гравитационного типа.

Наиболее типичные математические модели аппроксимации корреляционных функций микропрофилей лесовозных дорог, веток, усов и трелевочных волоков соответствуют уравнениям (1-3). Среднеквадратичные высоты неровностей имеют следующие пределы изменения: лесовозные дороги (грунтовые и гравийные) -  $I, 55 \div 6, II$  см; ветки, усы и волокна -  $2, 38 \div 8, 97$  см.

Для лесных колесных машин следует производить учет нивелирующего эффекта эластичных движителей. При этом, различие расчетных значений среднеквадратичных показателей динамических процессов для лесных колесных машин является наибольшим в диапазоне частот  $I, 4-II, 2$  Гц и составляет в среднем 5-8% (грунтовые дороги,  $\sigma_{\text{н}} = 3, 4 \div 6, I$  см).

4. Проведенные экспериментальные исследования позволили установить пределы изменения показателей затухания и частот основного тона собственных колебаний деревьев. При расположении их на двух опорах данные показатели могут быть определены по полученным эмпирическим формулам (5) и (6) с точностью 6-8%. При полупогруженном положении деревьев частота основного тона ниже в  $I, II \div I, I7$  раза, при консольном закреплении за комель - в  $3 \div 3, 5$  раза. Установлено, что при размещении деревьев на двух опорах колебания их вершинной части, при ее длине более 10 м ( $L_{\text{жк}} = 24-32$  м), особенно при наличии кроны, существенно влияют на колебания ствола, определяя наличие дополнительной компоненты в составе колебательного процесса.

5. Динамическую модель дерева, целесообразно рассматривать как систему дискретных масс, соединенных упругим невесомым стержнем. При большом межопорном расстоянии ( $c \ll L$ ) вполне удовлетворительную точность расчетов дает трехмассовая модель дерева. Если свисание вершинной части дерева с кроной за опорой значительное ( $L/c < I, I2 \div I, 24$ ), то точность моде-

ли возрастает при введении в ее структуру четвертой дискретной массы, приведенной к центру кроны. При нерегулярном нагружении системы "упругая опора-дерево" подтверждается приемлемость трехмассовой модели дерева.

6. Разработана методика расчета кинематических показателей систем "ВПМ-дерево", позволяющая с точностью до 10% определять кинематические показатели дерева и приемных балок. Общие расчетные формулы (9-12) рекомендуются для исследования кинематических показателей и моделирования ударных воздействий на ВПМ гравитационного типа (модель I). Установлено, что линейные и угловые скорости элементов приемных устройств и дерева зависят от конструктивного коэффициента  $K$ , массы приемных балок и дерева и других параметров. За счет конструктивных мероприятий возможно снижение линейных и угловых скоростей системы "ВПМ-дерево" на 20-30%. При рациональных параметрах двухступенчатого ПУ ударные силы могут быть снижены на 15-25%.

7. Исследования ВПМ гравитационного типа, проведенные с использованием расчетной модели I, показали, что эффективным средством гашения ударных нагрузок ВПМ является введение в подвеску ПУ упруго-амортизационных элементов. Отсутствие рессорной подвески у базовых тягачей ухудшает динамику ВПМ. Значительное влияние на показатели динамических процессов оказывает время  $T$  между первым и вторым ударами. Для ВПМ на базе тракторов Т-157 и ТДТ-55 усиление колебаний первой приемной балки происходит при  $T=1,2-1,25$ с. Наличие прицепного звена в составе ВПМ снижает нагруженность корпуса трактора. Лесные тягачи Т-157 и ТДТ-55 могут использоваться в качестве базовых для ВПМ гравитационного типа при среднем объеме дерева 1,3 м, при этом рекомендуемые значения коэффициентов жесткости и вязкого сопротивления приемных устройств составляют:  $C_{б1} = 120 \div 250$ ,  $C_{б2} = 150 \div 300$  кН/м и  $k_{б1} = 6 \div 12$ ,  $k_{б2} = 8 \div 14$  кН.с/м.

8. Исследования, проведенные с помощью расчетной модели II, показали, что для манипуляторных (особенно колесных) машин, имеющих подвеску, связь вертикальных и угловых колебаний корпуса оказывает явное влияние на их динамику при вертикальной жесткости рессор не более  $(0,8-1,1) \cdot 10^3$  кН/м. Для тяжелых бесподвесочных машин на любых режимах работы манипулятором преобладают угловые перемещения корпуса. На режимах торможения при подъеме дерева после снятия с пня, снижение жесткости ВПМ в

два раза приводит к увеличению максимального угла наклона корпуса на 10-12%. Для машин массой (7±9).10<sup>3</sup>кг снижение жесткости рессорной подвески в 2-2,5 раза увеличивает наклон подрессоренных масс до 50 %.

Помимо подвески, значительное влияние на характер и количественные показатели переходных процессов оказывает показатель жесткости и демпфирования стрелового манипулятора. Для машин типа Т-157 и МАЗ-509, оборудованных манипуляторами, рекомендуемые значения жесткости СГМ составляют (4,5±5,5).10<sup>3</sup>кН.м/рад. При установке СГМ на тягачи Т-157 и МАЗ-509 целесообразно применение стабилизаторов поперечной устойчивости.

9. Резонансная зона скоростей движения трелевочных тракторов зависит как от частотного состава и характера возмущения, так и от параметров машин. На пасечных волоках зона резонансных скоростей трелевочных машин массой (3,3±9,7).10<sup>3</sup>кг соответствует 8-15 км/ч, на лесных дорогах, как правило, выше 20 км/ч. Как показали исследования, проведенные с использованием расчетной модели Ш, наиболее интенсивные колебания тракторов наблюдаются в диапазоне частот 1,4±5,6 Гц, водителя на подрессоренном сидении 1,4 ± 2,8 Гц. Верхний уровень вертикальных ускорений трелевочных колесных и гусеничных машин, параметры которых соответствуют тракторам МТЗ, ХТЗ, ОТЗ и АТЗ, составляет при движении в лесных условиях в среднем 8-10 м/с<sup>2</sup>. Колесные тягачи по сравнению с гусеничными обладают лучшими показателями плавности хода (на 10-15 %).

10. При подрессоривании трелевочных машин, их вертикальная нагруженность на лесных дорогах и волоках снижается не менее, чем в 1,5-2 раза. Рациональные для лесного волокa значения коэффициентов изменения жесткости ( $n_1$ ) и вязкого сопротивления ( $n_2$ ) передней подвески трелевочных тракторов: Т-157 -  $n_1 = 1,5$ ,  $n_2 = 0,58$ ; МТЗ-80Л -  $n_1 = n_2 = 0,95$ ; Т-142Л -  $n_1 = 1,36$ ,  $n_2 = 0,69$ ; ТТ-4 -  $n_1 = n_2 = 0,95$ .

Подрессоривание заднего моста трелевочного трактора может быть компенсировано введением системы вторичного подрессоривания технологического оборудования. Для колесного трелевочного трактора класса тяги 30 кН рекомендуемые значения жесткости и вязкого сопротивления узла вторичного подрессоривания составляют 500 кН/м и 20 кН.с/м соответственно. Рациональные значения вертикальной жесткости узла подрессоривания сидения лежат в пределах 6,33±7,57 кН/м.

II. Плавность хода трактора выше при трелевке вершинами вперед (на 3-5%). Трелевка деревьев на подвесе приводит к увеличению продольной колебательности системы по сравнению с полупогруженным способом транспортирования пачки. При этом среднеквадратичные значения продольных ускорений возрастают на 4 - 5 %.

I2. На динамику трелевочных и самоходно-погрузочных машин при расположении пачки на тягаче в погруженном положении вдоль (модель IV) или поперек (модель V) его продольной оси наибольшее влияние оказывают колебания свободных, свисающих за опорами комлей и вершин, база машины, параметры подвески и условия движения.

Тракторы ТДТ-55 и Т-157 могут быть использованы в качестве базовых для машин, транспортирующих деревья при расположении их вдоль продольной оси машины. Наиболее опасными по условиям устойчивого движения являются скорости: ТДТ-55-4-5, Т-157-7 км/ч. Для данных машин рекомендуемые значения жесткости передней подвески: Т-157-380±400 кН/м; ТДТ-55-750±900 кН/м. Целесообразно введение в переднюю подвеску узла вязкого трения. Рекомендуемое значение базы для тягача Т-157-2,9±3,2; ТДТ-55-2,3 м, расстояния  $\rho_{св} - \rho_{от}$ , определяющего межопорный пролет - 0,55±0,65 м для Т-157 и 1,5 м для ТДТ-55.

Сравнительная оценка плавности хода лесовозных автопоездов с двухосными и трехосными тягачами (типа МАЗ, КраЗ, ЗИЛ, КамАЗ) в равных условиях показала, что наибольшими значениями вертикальных ускорений характеризуется задняя ось и подпрессоренная масса над задним мостом тягача, при этом трехосные тягачи имеют лучшие показатели плавности хода по сравнению с двухосными. Из двухосных тягачей меньший уровень вертикальных ускорений в месте сидения водителя имеет тягач МАЗ-5434 (диапазон частот 1,4±5,6 Гц).

I4. Из общих компоновочных параметров значительное влияние на вертикальную нагруженность и плавность хода автопоезда оказывает его база и расстояние между центрами масс тягача и пачки хлыстов, смещение коника относительно задней оси тягача. Двухосные тягачи более чувствительны к изменению последнего из указанных параметров, особенно на частоте 1,4±2,8 Гц. Смещение коника вперед относительно задней оси до 0,35 - 0,4 м (МАЗ-509, МАЗ-509А, МАЗ-5434) приводит к снижению вертикальных ускорений в месте сидения водителя на 7-14% и давлений задней

оси тягача на дорогу на 20-25 %.

15. Для улучшения показателей плавности хода и снижения вертикальной динамической нагруженности перспективного лесовозного тягача МАЗ-5434 необходима его доработка в направлении снижения жесткости подвески - передней до 260-270 кН/м, задней - до 650-670 кН/м. Целесообразно введение системы вторичного поддрессоривания кабины или сидения водителя. Для улучшения динамики автопоезда МАЗ-509+ТМЗ-803, а также снижения его воздействия на дорогу рекомендуется уменьшение жесткости задних рессор автомобиля до  $(1,0 \div 1,1) \cdot 10^3$  кН/м.

16. Прицеп-ропуск к лесовозному автопоезду следует поддрессоривать. Наилучшая схема поддрессоривания - четырехрессорная балансирная подвеска. При ее использовании вертикальные ускорения прицепа в 1,2 - 1,5 раза ниже, чем у прицепа с рессорно-балансирной подвеской. Для автопоезда с тягачами МАЗ-509, МАЗ-509А и МАЗ-5434 при жесткости подвески прицепа-ропуска  $(1,0 \div 1,1) \cdot 10^3$  кН/м вертикальная динамическая нагруженность снижается в 1,2 ÷ 1,8 раза при увеличении максимальной скорости движения в среднем на 5 - 10 %.

17. Разработаны расчетные методики для оценки поперечной, продольной, боковой и курсовой устойчивости многоосных транспортных машин. Определены критерии устойчивости для лесовозных и седельных автопоездов, трелевочных тракторов, валочно-пакетирующих и других лесных машин с учетом особенностей их конструкции, грузоподъемности, влияния микропрофиля дорог и волчков, параметров поддрессоривания и др. Проведенные исследования позволили установить конкретные пути улучшения устойчивости машин.

18. Для лесовозных и седельных автопоездов рекомендуется установка в поперечной вертикальной плоскости упруго-демпфирующей связи между тягачем и прицепным звеном. При массе автопоезда  $(29 \div 40) \cdot 10^3$  кг и  $C(\varphi-\psi) = 7 \cdot 10^3$  кН·м/рад,  $K(\varphi-\psi) = 8 \cdot 10^2$  кН·м·с/рад обеспечивается снижение максимальных амплитуд поперечно-угловых колебаний на 20-30% и увеличение скоростей движения автопоезда на 3 - 5 %.

Для тракторов массой  $(5 \div 5,5) \cdot 10^3$  кг использование полуподвешенного способа трелевки по сравнению с полуподвешенным обеспечивает снижение углов поперечного крена в 1,4 раза. При полуподвешенном способе трелевки наибольшая поперечная устойчивость имеет место при высоте подвеса груза 1,1-1,25 м. Уста-



новка в подвеску тракторов гидроамортизаторов снижает максимальный угол боковой раскачки на 20%. Из сравниваемых машин (МТЗ-80, Т-157, Т-142Л, ТТ-4, ТДТ-55) продольная устойчивость выше у машины ТТ-4, устойчивость тракторов МТЗ-80 и Т-142 ниже, чем трелевочных тягачей на их базе.

19. Подтверждена возможность использования по показателям устойчивости против опрокидывания машины ТБ-1 в качестве ВПМ, тягача МАЗ-509 с гидроманипулятором для самопогрузки хлыстов, трактора Т-157 для бесчokerной трелевки деревьев.

20. Разработаны методики расчетной оценки влияния прицепов, их устойчивости при маневрах "смена полосы движения" и устойчивости элементов автопоезда против боковых заносов на криволинейных траекториях. Они дают возможность с необходимой для решения проектных задач точностью произвести оценку технических параметров систем (базы, длины дышла, параметров подвески и др.) и их необходимую корректировку.

21. Экспериментальными и расчетными исследованиями доказана целесообразность установки стабилизаторов поперечной устойчивости на автопоездах, трелевочных тракторах и других лесных машинах. Для лесовозных автопоездов массой  $(24+29) \cdot 10^4$  кг, целесообразна установка стабилизаторов жесткостью  $(4,3+4,5) \cdot 10^3$  кН.м/рад. Для транспортно-трелевочных подрессоренных колесных тягачей типа Т-157 рациональные пределы изменения жесткости стабилизатора  $(2,5+6,2) \cdot 10^2$  кН.м/рад. При оборудовании тягачей МАЗ-509 и Т-157 манипуляторами целесообразна установка в их подвеске стабилизаторов жесткостью  $(2,3+2,8) \cdot 10^2$  кН.м/рад. Для трактора ТБ-1 необходим стабилизатор жесткостью  $4 \cdot 10^2$  кН.м/рад, а при использовании его в качестве ВПМ, целесообразна также установка механизма блокировки рессор. Жесткость стабилизаторов для машин, эксплуатирующихся со скоростями движения выше 20-25 км/ч, должна выбираться с учетом возможного снижения плавности хода. Для таких машин целесообразно применение стабилизаторов переменной жесткости.

Основное содержание диссертации изложено в следующих опубликованных работах:

#### М о н о г р а ф и и

Г.А.В. Луков, И.И. Леонович. Колебания лесотранспортных машин. Минск, Издательство БГУ им. В.И. Ленина, 1973.

Г.А.В. Луков, Л.И. Кадошко. Основы проектирования специаль-

ных лесных машин с учетом их колебаний. Минск, "Наука и техника", 1978.

### О с н о в н ы е с т а т ь и

1. А. В. Луков. Применение спектральной теории стационарных случайных функций при проектировании транспортных систем. "Доклады АН БССР", 1967, №3.

2. А. В. Луков. Исследование динамики автопоезда для перевозки тяжелого лесозаготовительного оборудования. "Лесной журнал", 1967, №3.

3. А. В. Луков. К вопросу о влиянии микрорельефа дороги на поперечную устойчивость полуприцепа. "Автомобильная промышленность", 1968, №1.

4. А. В. Луков. К вопросу о поперечной устойчивости механизмов на трелевке леса, "Лесной журнал", 1969, №12.

5. А. В. Луков. Исследование поперечно-угловых колебаний лесотранспортных систем с балансирной подвеской. "Лесной журнал", 1970, №1.

6. А. В. Луков. Влияние неровностей дорог на продольное взаимодействие звеньев автопоезда. "Автомобильная промышленность", 1970, №9.

7. А. В. Луков. Влияние случайного воздействия неровностей дороги на поперечные колебания полуприцепа. "Автомобильная промышленность", 1971, №6.

8. А. В. Луков, О. Ф. Резников. Влияние гибкого скручивания пакета хлыстов на поперечную устойчивость лесовозного автопоезда. "Лесной журнал", 1971, №5.

9. А. В. Луков, А. И. Смеян, Л. И. Кадолко. Исследование и выбор оптимальных параметров поперечной устойчивости прицепных автотранспортных средств. "Автомобильная промышленность", 1972, №1.

10. А. В. Луков. Исследование динамики лесотранспортных систем с учетом колебаний свисавших концов пакета хлыстов. "Лесной журнал", 1971, №6.

11. А. В. Луков. О динамической устойчивости лесозаготовительных самоходно-погрузочных машин. "Тракторы и сельхозмашины", 1972, №5.

12. А. В. Луков и др. Исследование связи боковых кренов двухосных прицепов с их поперечными горизонтальными колебаниями. "Автомобильная промышленность", 1972, №12.

13. А. В. Луков. Исследование колебаний автомобиля при переезде неровностей на режимах торможения или разгона. "Автомобильная промышленность", 1973, № 2.

14. А. В. Луков. К вопросу обоснования обобщенных расчетных схем колебаний лесозаготовительных и лесотранспортных машин. "Лесной журнал", 1973, № 1.

15. А. В. Луков. Исследование эффективности использования стабилизаторов боковых кренов на лесозаготовительных и лесотранспортных машинах. "Лесной журнал", 1973, № 3.

16. А. В. Луков. Влияние на динамику лесотранспортных систем гибкости пакета хлыстов при поперечном его положении. "Тракторы и сельхозмашины", 1973, № 9.

17. А. В. Луков, А. И. Смеян. Исследование продольной устойчивости челстных погрузчиков с учетом гибкости пакета хлыстов. В сб.: "Лесное хозяйство, лесная, бумажная и деревообрабатывающая промышленность". Киев, "Буді вельник", 1973.

18. А. В. Луков. Исследование влияния микрорельефа дорог на заносы автопоезда при поворотах. "Автомобильная промышленность", 1974, № 2.

19. А. В. Луков. Исследования влияния параметров подвески прицепа-ропуски на колебания лесовозного автопоезда с тягачем МАЗ-509. В сб.: "Машины и орудия для механизации лесозаготовок", вып. П, Л., ЛТА им. С. М. Кирова, 1974.

20. А. В. Луков. К вопросу влияния упругой подвески осей двухосного автомобиля на вертикальные перемещения его подрессоренных масс при торможении. В сб.: "Механизация лесоразработок и транспорт леса", вып. 3, Минск, "Вышэйшая школа", 1974.

21. А. В. Луков. Исследование боковых кренов автопоездов при смене полосы движения. "Автомобильная промышленность", 1975, № 5.

22. А. В. Луков. Исследование динамики валочно-пакетирующих машин манипуляторного типа. В сб.: "Механизация лесоразработок и транспорт леса", вып. 10, Минск, "Вышэйшая школа", 1975.

23. А. В. Луков, В. К. Хегай. Определение ударных нагрузок при повале деревьев на транспортные средства. В сб.: "Механизация лесоразработок и транспорт леса", вып. 10, "Вышэйшая школа", 1975.

24. А. В. Луков. К вопросу совершенствования методики определения параметров вертикальной динамики лесовозных автопоездов. "Лесной журнал", 1975, № 5.

25. А. В. Луков; В. К. Хегай. К вопросу определения динамических

нагрузок при гравитационном пакетировании на машину. В сб. : "Машины и орудия для механизации лесозаготовок", вып. IV, Л., ЛТА им. С.М.Кирова, 1975.

26. А.В.Жуков. Анализ характеристик динамических воздействий на лесные машины при транспортных операциях технологического процесса. "Лесной журнал", 1976, № 6.

27. А.В.Жуков. Анализ характеристик динамических воздействий на лесные машины при погрузочных и других операциях технологического процесса. В сб. : "Механизация лесоразработок и транспорт леса", вып. 6, Минск, "Высшая школа", 1976.

28. А.В.Жуков, И.С.Чернявский, П.Ф.Рудницкий. Исследование динамики трелевочного трактора Т-157 с помощью ЭЦВМ. "Лесной журнал", 1976, № 5.

29. С.Ф.Орлов, А.В.Жуков. Проблемы развития теории проектирования специальных лесных машин. "Лесной журнал", 1976, № 6.

30. А.В.Жуков. Анализ скоростных характеристик системы "валочно-пакетирующая машина - дерево". "Лесной журнал", 1977, № 2.

31. А.В.Жуков. О выборе расчетной модели погруженных деревьев при исследовании колебаний лесных машин. "Лесной журнал", 1977, № 4.

32. А.В.Жуков. Обобщенные расчетные модели специальных лесных машин. В сб. : "Механизация лесоразработок и транспорт леса", вып. 7, Минск, "Высшая школа", 1977.

33. А.В.Жуков, М.А.Кугейко, П.Ф.Рудницкий. Исследование вертикальной динамики трактора МТЗ-80 и трелевочного тягача на его базе. "Тракторы и сельхозмашины", 1978, № 5.

34. А.В.Жуков. Анализ колебаний трелевочной машины при транспортировке деревьев на тягаче в погруженном положении. В сб. : "Механизация лесоразработок и транспорт леса", вып. 8, Минск, "Высшая школа", 1978.

#### А в т о р с к и е с в и д е т е л ь с т в а

1. А.В.Жуков. Полуприцеп для перевозки тяжелых крупногабаритных грузов. Авторское свидетельство № 357100, 1972.

2. А.В.Жуков, С.Н.Терехов. Гидравлический погрузчик. Автор-

кое свидетельство № 518456.Бюллетень № 23,1976.

3. А.В.Дуков, С.Н.Терехов.Лесозаготовительная машина.Авторское свидетельство № 534205.Бюллетень № 41,1976.

4. А.В.Дуков и др.Приспособление для полуподвесной трелевки.Авторское свидетельство № 538923.Бюллетень № 46,1976.

5. А.В.Дуков, С.Н.Терехов, Ю.И.Провоторов.Машина для трелевки леса.Авторское свидетельство № 548238.Бюллетень № 8,1977.

6. А.В.Дуков и др.Навесное оборудование для бесчokerной трелевки деревьев.Авторское свидетельство № 585119.Бюллетень № 47, 1977.

Из общего количества работ,опубликованных по теме диссертации 44,написаны без соавторов.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с заверенными подписями направлять по адресу : 194018, Ленинград, Институт - ский пер., 5, Лесотехническая академия , Ученый совет.