

На правах рукописи

Стручков Алексей Валентинович

**ИССЛЕДОВАНИЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ
ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ
ГУСЕНИЧНОГО БУЛЬДОЗЕРА**

Специальности:

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин
05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Красноярск – 2009

Работа выполнена в Федеральном государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Красноярский государственный аграрный университет»

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент
Климов Анатолий Александрович

Научный консультант: доктор технических наук, доцент
Ереско Татьяна Трофимовна

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Булгаков Николай Федорович

доктор технических наук, профессор
Ермолович Александр Геннадьевич

Ведущая организация: **ЗАО «НИИСтройдормаш», г. Красноярск**

Защита состоится «28» декабря 2009 г. в 13-00 часов на заседании диссертационного совета ДМ 212.099.13 при ФГОУ ВПО «Сибирский федеральный университет» по адресу:

660074, г. Красноярск, ул. Киренского, 26, ауд. Г 2-50.

Тел./факс: (3912) 249-82-09, e-mail: DM21209913@mail.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Сибирского федерального университета.

Автореферат разослан «27» ноября 2009 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук, доцент

Петровский Э.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Приоритетными тенденциями развития землеройно-транспортных машин (ЗТМ), сформировавшимися к настоящему времени в мировой практике строительного и дорожного машиностроения, согласно проведенным исследованиям, являются повышение энергонасыщенности, гидрофицирование силовых трансмиссий, автоматизация машин и технологических процессов, повышение универсальности машин, повышение надежности и безопасности конструкций.

Одним из наиболее прогрессивных направлений в развитии конструкций трансмиссий базовых тракторов ЗТМ является разработка и совершенствование гидромеханических трансмиссий (ГМТ), которые позволяют совершенствовать управление машиной и снизить динамические нагрузки, так как, гидромеханическая передача позволяет автоматически бесступенчато, изменять скорость и вращающий момент в достаточно широком диапазоне при изменении сопротивления движению и нагрузки на рабочем органе.

Гидротрансформатор значительно снижает крутильные колебания в трансмиссии, вызванные периодическими изменениями момента двигателя, а также защищает двигатель от перегрузок при резком повышении момента сопротивления, что позволяет повысить надежность двигателя и силовой передачи.

В связи с этим гидромеханические трансмиссии находят все большее применение на промышленных тракторах среднего и тяжелого тягового класса Т10М, Т12, Б12, Т330, ДТ175С, но, к сожалению, в конструкциях базовых машин легкого класса, несмотря на некоторые явные преимущества, гидромеханические трансмиссии не нашли достаточного применения. Кроме того, в связи с ростом объемов выпуска тракторов среднего тягового класса типа Т10М и Т12 с гидромеханической трансмиссией (ГМТ) более остро встает вопрос повышения качества и надежности работы ее узлов. Опыт эксплуатации показывает необходимость повышения надежности и ресурса силовых блоков тракторов в части соединения гидротрансформатора с двигателем, необходимость более глубокого изучения и обоснования динамических характеристик конструктивных элементов соединения при установке гидротрансформатора в трансмиссию.

Для повышения надежности и совершенствования элементов трансмиссионных систем необходима более достоверная оценка нагрузочных режимов этих элементов с учетом диссипативных сил и закономерностей процессов взаимодействия гусеничного движителя бульдозера с грунтом.

Работа, посвящена совершенствованию методов оценки нагруженности элементов трансмиссионных систем бульдозеров на стадии проектирования, применительно к использованию гидротрансформаторов в трансмиссиях гусеничных строительных и дорожных машин легкого и среднего тягового класса, широко применяемых в строительстве.

Цель диссертационной работы – совершенствование существующих и создание новых элементов гидромеханических трансмиссий гусеничных бульдозеров с учетом закономерностей процессов их взаимодействия с грунтом на основе экспериментальных исследований и компьютерного моделирования на этапе проектирования, испытаний и технической эксплуатации.

Задачи исследования:

1. Разработать и исследовать математические модели механической и гидромеханической трансмиссий гусеничного бульдозера с учетом реальных динамических характеристик элементов конструкции трансмиссии, ходового оборудования и разрабатываемого грунта.

2. Разработать алгоритм и компьютерную программу для реализации математических моделей механической и гидромеханической трансмиссий гусеничного бульдозера на этапе проектирования и эксплуатации.

3. Произвести оценку адекватности математических моделей и метода их реализации сравнением результатов вычислительного эксперимента с результатами экспериментальных исследований и натурных испытаний.

4. Разработать способ определения податливости грунта и предела касательного усилия, при котором еще сохраняются упругие свойства грунта (до срыва грунта) при исследованиях динамической нагруженности трансмиссионных систем гусеничных бульдозеров, который позволил бы получить зависимости динамических параметров трансмиссии и поступательно движущихся частей бульдозера от податливости грунта.

5. Провести экспериментальные исследования диссипативных свойств трансмиссии, с целью определения коэффициентов демпфирования элементов трансмиссии бульдозера, результаты которых необходимы при разработке динамических и математических моделей.

Объект исследования – элементы трансмиссии гусеничного бульдозера легкого и среднего тягового класса.

Предмет исследований – процессы динамического нагружения трансмиссии объекта исследования при выполнении бульдозерных работ.

Методы исследований. Основные результаты получены с использованием теории колебаний, математического моделирования с использованием дифференциальных уравнений Лагранжа, вычислительных алгоритмов Рунге-Кутты с применением программирования в среде Delphi, а также с использованием аппарата математической статистики, статистической динамики, теории планирования и обработки результатов экспериментов. Эксперименты проводились с использованием методов тензометрирования, предложены методики экспериментального определения динамических характеристик элементов трансмиссии с учетом динамических характеристик грунтов в реальных условиях эксплуатации.

На защиту выносятся:

1. Математические модели механической и гидромеханической трансмиссий гусеничного бульдозера, разработанные с учетом реальных динамических

- характеристик элементов конструкции трансмиссии и физико-механических характеристик разрабатываемого грунта;
2. Алгоритм и компьютерная программа GYDROTRANS в среде Delphi, разработанная для реализации предложенных математических моделей на стадии проектирования и эксплуатации;
 3. Способ экспериментального определения податливости грунта и предела касательного усилия, при котором еще сохраняются упругие свойства грунта (до срыва грунта), необходимые при исследованиях динамической нагруженности трансмиссионных систем гусеничных бульдозеров, при помощи которого получены зависимости динамических параметров трансмиссии и поступательно движущихся частей бульдозера от податливости грунта;
 4. Методика экспериментального определения диссипативных свойств трансмиссии;
 5. Результаты экспериментального исследования диссипативных свойств трансмиссии в целом, и расчетов коэффициентов демпфирования каждого участка валопровода трансмиссионной системы, которые учтены при разработке динамических и математических моделей.

Достоверность результатов и рекомендаций диссертации обоснованы проверкой адекватности методов расчета динамической нагруженности конструкции по результатам экспериментальных исследований. Расхождение теоретических и экспериментальных исследований не превышают 10%. Общая погрешность обработки экспериментального материала составила для силовых параметров не более $\pm 5,11 - 5,33\%$ и скоростных $\pm 1,8\%$.

Научная новизна работы:

1. Математические модели механической и гидромеханической трансмиссий бульдозера разработаны с учетом реальных динамических характеристик элементов конструкции трансмиссии и разрабатываемого грунта и отличаются от известных тем, что учитывают фактор буксования и протекающую при этом неупругую деформацию грунта;
2. Разработан патентоспособный способ определения податливости грунта и предела касательного усилия, при котором еще сохраняются упругие свойства грунта (до срыва грунта) при исследовании динамической нагруженности гусеничного бульдозера, позволяющий получать зависимости динамических параметров трансмиссии и поступательно движущихся частей гусеничного бульдозера от податливости грунта;
3. Методика экспериментального определения диссипативных свойств трансмиссии предложена впервые;
4. При разработке математических моделей впервые учтены результаты экспериментального исследования диссипативных свойств гидродинамической и механической трансмиссий гусеничного бульдозера, включающие определение коэффициентов демпфирования каждого участка валопровода.

Практическая значимость работы заключается в использовании предложенной методики расчета трансмиссионных систем в учебном процессе

кафедры "Детали машин и технология металлов" Красноярского государственного аграрного университета при изложении теоретического материала в рамках дисциплины «Детали машин и ПТМ» по специальности 110301.65 – «Механизация сельского хозяйства» и 110304.65 - «Техническое обслуживание и ремонт техники в АПК».

Разработаны рекомендации по оптимизации динамических параметров системы привязки гидротрансформатора к двигателю внутреннего сгорания.

Основные положения метода расчета нагрузочных режимов в навесном оборудовании трактора используются при проектировании и доводке трансмиссионных систем гусеничных бульдозеров на ОАО "Красноярский завод лесного машиностроения".

Апробация. По результатам проведенных исследований сделано 4 доклада на научно-технических конференциях в КрасГАУ, где отмечалась актуальность проблемы, полезность и новизна полученных результатов.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 7 научных статей.

Структура работы. Диссертационная работа содержит 179 страниц машинописного текста, включая введение, четыре раздела, содержащих 38 рисунков, и 8 таблиц, общие выводы, библиографический список из 128 наименований и приложения на 51 стр.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана краткая характеристика диссертации, определен объект исследования, кратко сформулированы актуальность, цели и задачи исследования, основные положения, выносимые на защиту, научная новизна и практическая значимость полученных результатов.

Первый раздел посвящен обзору литературных источников по теме исследования, анализу существующих конструкций трансмиссий тракторов и автомобилей, методов исследования динамической нагруженности машин и механизмов, особенностей нагруженности трансмиссий промышленных тракторов при бульдозировании.

Теоретические и экспериментальные исследования вопросов нагруженности силовой передачи различных типов машин при различных условиях эксплуатации проведены учеными В.Б. Альгиным, В.Я. Аниловичем, Н.М. Антоновым, И.Б. Барским, В.Л. Вейцем, Ф.Р. Геккером, З.А. Годжаевым, А.Г. Жутовым, В.А. Золотухиным, Г.М. Кутьковым, А.И. Свитачевым, И.Ш. Чернявским, Р.Х. Юсуповым, В.В. Шеховцовым и другими.

Исследованиям конструктивных особенностей, принципов действия и влияния на технико-экономические показатели (производительность, топливная экономичность) гидротрансформаторов, их расчетам посвящено большое количество работ В.И. Анохина, Е.С. Горбачевича, П.П. Горбунова, М.В. Ляшенко, В.Ф. Платонова и др. Исследовались вопросы влияния энергонасыщенности тракторного агрегата на нагруженность элементов

конструкции и на эксплуатационные показатели А.П. Богатыревым, В.В. Калининим, В.А.Золотухиним, А.А.Климовим, влияние плотности грунта на нагруженность силовой передачи бульдозера П.П. Упировим, влияние продольных колебаний остова трактора на динамическую нагруженность трансмиссии А.Г. Жутовим, вопросы общей динамики гусеничных тракторов и погрузчиков Т.С. Борщовим, В.Ф. Полетайкиним.

Поскольку выполнение бульдозерных, скреперных и других работ носит циклический характер, это обуславливает высокую динамическую напряженность деталей и узлов трактора и, особенно, трансмиссии. Поэтому снижение динамических нагрузок необходимо рассматривать как одно из главных направлений решения вопросов надежности и долговечности машин.

Авторы Золотухин В.А., Климов А.А., Елизенцев П.А., Антонов Н.М. указывают, что в серийных механических передачах муфты сцепления не предохраняют трансмиссию от перегрузок. Имея высокую тангенциальную жесткость, в несколько раз превышающую крутильную жесткость вала, они ограничивают динамические нагрузки трансмиссии, но совершенно не предохраняют трансмиссию от воздействия крутильных колебаний двигателя.

При этом исследования влияния устанавливаемых в трансмиссию базовых машин новых узлов на динамическую нагруженность элементов трансмиссии являются актуальными, так как основным направлением оптимального проектирования и доводки конструкции является достоверная оценка нагрузочных режимов.

К настоящему времени работ, посвященных расчетам нагрузочных режимов трансмиссий с гидротрансформатором для бульдозеров легкого и среднего тягового класса, основанных на теории колебаний, в России и за рубежом опубликовано очень мало и они пока не решают стоящей задачи.

Работы, проводимые в последнее время по исследованию технико-экономической целесообразности применения гидромеханических трансмиссий на промышленных тракторах, в основном сводятся только к изучению вопросов производительности и топливной экономичности бульдозеров при одном, пожалуй, далеко не оптимальном уровне их энергонасыщенности. Что касается вопросов проявления защитных свойств гидротрансформатора, то они остаются в стороне от глубокого исследования.

Подводя итог краткого обзора, необходимо отметить, что при наличии целого ряда весьма полезных работ, в которых разработаны основы динамических процессов, происходящих в машинах и механизмах:

- проблема разработки теоретических основ нагруженности бульдозеров легкого и среднего тягового класса, с позиций снижения действующих динамических нагрузок еще не решена;
- конструкторские разработки трансмиссий бульдозеров еще слабо подкрепляются научными работами, в основу которых положены современные методы анализа и синтеза сложных динамических систем;

- не накоплен достаточный статистический материал по нагруженности гидромеханических трансмиссий бульдозеров, гарантирующий достоверность инженерных расчетов.

На основании обзора сформулированы, приведенные выше задачи исследования.

Во втором разделе приведены обоснование расчетных динамических моделей механической и гидромеханической трансмиссий бульдозера, результаты теоретического исследования формирования нагрузочных режимов в трансмиссии бульдозеров.

В процессе теоретических исследований были

1. Определены динамические характеристики элементов динамической системы трансмиссии бульдозера.
2. Разработаны динамические модели эквивалентные существующей механической и экспериментальной гидромеханической трансмиссиям исследуемого бульдозера ТП-4 с учетом реальных динамических характеристик.
3. Разработаны математические модели динамики трансмиссии бульдозера, учитывающие реальные динамические характеристики элементов конструкции трансмиссии, разрабатываемого грунта и метод их реализации.
4. Разработана компьютерная программа GYDROTRANS в среде Delphi для расчета и анализа динамики трансмиссионных систем.
5. Выявлены внешние и внутренние возмущающие факторы, создающие максимальные нагрузки в трансмиссии бульдозера.
6. Определены амплитудно-частотные характеристики динамической системы механической и гидромеханической трансмиссий бульдозера от воздействия источников возбуждения колебаний.

Динамическую схему бульдозерного агрегата можно представить в виде двухмассовой системы: трактор - призма грунта совместно с массой бульдозера.

Как видно, из представленной схемы (рис. 1) динамическая нагруженность бульдозерного агрегата разделяется на два направления: внутреннюю динамику, которая определяется крутильными колебаниями двигателя и трансмиссионной части и внешнюю динамику, которая представляет собой динамику навесного оборудования, системы «грунт – гусеница», системы «призма грунта – навесное оборудование». Внешняя и внутренняя динамические подсистемы связаны между собой через ведущее колесо и грунт и оказывают друг на друга динамическое воздействие.

Анализируя влияние гидротрансформатора на внутреннюю динамику трансмиссии, следует учитывать влияние внешней динамической подсистемы, как задающей силовые параметры и их колебания.

При составлении динамических моделей бульдозера возник вопрос о величине податливости грунта, т.к. от этой величины зависит взаимодействие динамических систем «трансмиссионной» и «трактор - рабочее оборудование».

При больших величинах податливости грунт является фильтрующим элементом в динамической модели. Экспериментально установлена граница по тяговому усилию, при которой динамическая система разделяется на две.

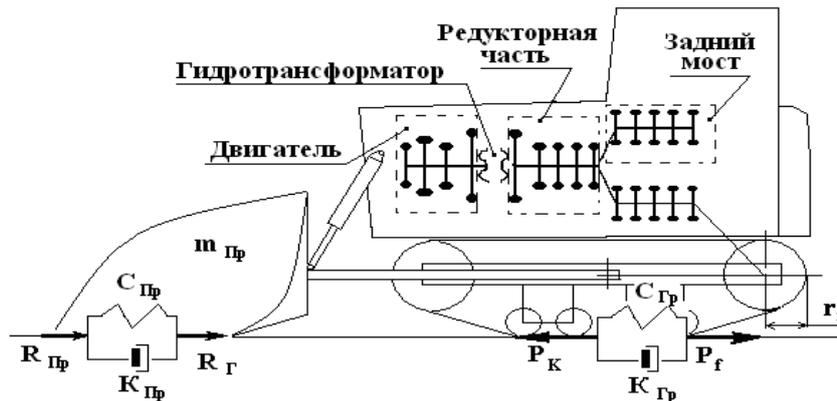


Рис. 1. Динамическая схема бульдозера.

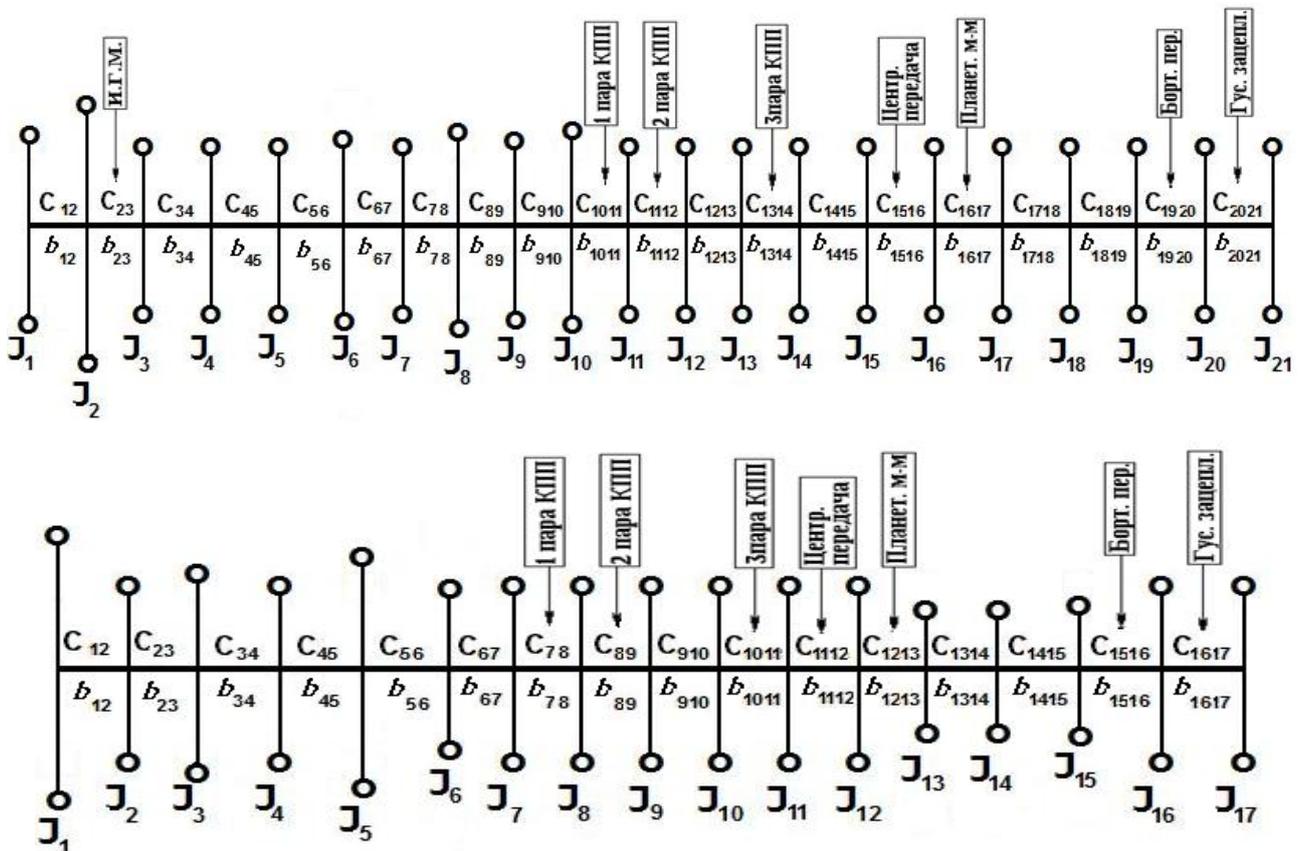


Рис. 2. Расчетные крутильные динамические модели механической и гидромеханической трансмиссий бульдозера.

По результатам расчетов и экспериментальных исследований динамических параметров трансмиссии исследуемого бульдозера и упругих свойств грунтов были построены расчетные крутильные динамические модели для I-IV передач для механической и гидромеханической трансмиссий (рис. 2).

Уравнения движения приведенных масс составлены для крутильных динамических систем на основе известного дифференциального уравнения Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_i} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_i} = M(t) \quad (1)$$

Найдя производные кинетической и потенциальной энергии и подставив их в уравнение Лагранжа второго рода (1), получим математическую модель динамики трансмиссии бульдозера с учетом диссипативных сил и принятых допущений в виде системы дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + b_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_D(t) \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - b_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \\ + b_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0 \\ J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 - b_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + \\ + b_{34}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) + C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) &= 0 \\ \dots\dots\dots \\ J_{n-1} \cdot \ddot{\varphi}_{n-1} - b_{n-2,n-1}(\dot{\varphi}_{n-2} - \dot{\varphi}_{n-1}) - \\ - C_{n-2,n-1}(\varphi_{n-2} - \varphi_{n-1}) + b_{n-1,n}(\dot{\varphi}_{n-1} - \dot{\varphi}_n) - \\ - C_{n-1,n}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) &= -rP_\Gamma(t)/i_{TP}^2 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Перейдя к системе координат, в которой роль обобщенных координат выполняют относительные углы закручивания участков между массами, получим систему дифференциальных уравнений свободных крутильных колебаний в относительных угловых отклонениях масс с учетом коэффициентов демпфирования:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\alpha}_1 &= \frac{b_{12} \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2} \cdot \dot{\alpha}_1 - \frac{C_{12} \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2} \cdot \alpha_1 - \frac{b_{23}}{J_2} \cdot \dot{\alpha}_2 + \frac{C_{23}}{J_2} \cdot \alpha_2; \\ \ddot{\alpha}_2 &= -\frac{b_{12}}{J_2} \cdot \dot{\alpha}_1 + \frac{C_{12}}{J_2} \cdot \alpha_1 + \frac{b_{23} \cdot (J_2 + J_3)}{J_2 \cdot J_3} \cdot \dot{\alpha}_2 - \frac{C_{23} \cdot (J_2 + J_3)}{J_2 \cdot J_3} \cdot \alpha_2 - \frac{b_{34}}{J_3} \cdot \dot{\alpha}_3 + \frac{C_{34}}{J_3} \cdot \alpha_3; \\ \dots\dots\dots \\ \ddot{\alpha}_{n-1} &= -\frac{b_{(n-2)(n-1)}}{J_{(n-1)}} \cdot \dot{\alpha}_{(n-2)} + \frac{C_{(n-2)(n-1)}}{J_{(n-1)}} \cdot \alpha_{(n-2)} + \frac{b_{(n-1)n} \cdot (J_{(n-1)} + J_n)}{J_{(n-1)} \cdot J_n} \cdot \dot{\alpha}_{(n-2)} - \\ - \frac{C_{(n-1)n} \cdot (J_{(n-1)} + J_n)}{J_{(n-1)} \cdot J_n} \cdot \alpha_{(n-2)} - \frac{b_{n(n+1)}}{J_n} \cdot \dot{\alpha}_n + \frac{C_{n(n+1)}}{J_n} \cdot \alpha_n; \\ \ddot{\alpha}_n &= -\frac{b_{(n-1)n}}{J_n} \cdot \dot{\alpha}_{(n-1)} + \frac{C_{(n-1)n}}{J_n} \cdot \alpha_{(n-1)} + \frac{b_{n(n+1)} \cdot (J_n + J_{n+1})}{J_n \cdot J_{n+1}} \cdot \dot{\alpha}_n - \frac{C_{n(n+1)} \cdot (J_n + J_{n+1})}{J_n \cdot J_{n+1}} \cdot \alpha_n. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $\alpha_1, \dots, \alpha_n$ – угловые отклонения дисков на эквивалентной схеме трансмиссии, b – коэффициенты демпфирования, C – коэффициенты жесткости.

Для решения полученной системы уравнений используем метод Рунге-Кутты. Метод решения систем уравнений с 20 неизвестными для механической трансмиссии и с 16 неизвестными для гидромеханической трансмиссии реализован в виде компьютерной программы GYDROTRANS в среде Delphi. После сведения системы уравнений 2-го порядка к системе уравнений 1-го порядка получаем системы из 40 уравнений – для механической трансмиссии и из 32 уравнений для гидромеханической трансмиссии. Программа считывает из файла входные данные – значения моментов инерции, коэффициентов демпфирования и коэффициентов жёсткости. Вычисляет коэффициенты k и формирует матрицу A . После этого реализует метод Рунге-Кутты для решения системы уравнений с начальными данными $\alpha_1=0, \dots, \alpha_{20}=0, \alpha_{21}=1, \alpha_{22}=0, \dots, \alpha_{40}=0$. В ходе вычислительного эксперимента подобрано значение шага по времени, обеспечивающее устойчивое решение $h=0,0005$. Значения α для построения графиков вычислялись на интервале $[0,10]$.

В результате получаем для каждого участка валопровода относительные угловые колебания масс, частоты и формы которых показаны на рис. 3 – для механической трансмиссии, на рис. 4 – для гидромеханической.

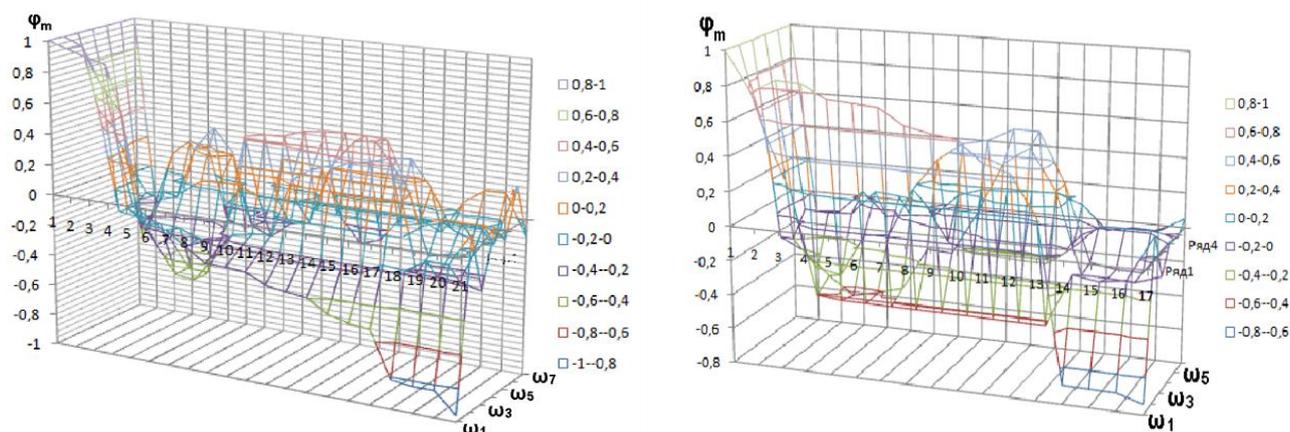


Рис.3. Частоты и формы свободных колебаний механической и гидромеханической трансмиссии.

Исследование вынужденных нерезонансных колебаний в трансмиссии экспериментального трактора проводилось с помощью коэффициентов гармонического влияния, для чего в математическую модель вводили для механической трансмиссии – 8 возмущающих силовых факторов, а для гидромеханической трансмиссии – 7, при этом задавалась частота возбуждения P_b , в заданном сечении прикладывался гармонический момент $MASCPK$ (рис.2).

Подставляя в систему уравнений (3) решения вида $MASCPK$, получаем математическую модель вынужденных колебаний масс в виде

системы дифференциальных уравнений (5) для определения коэффициентов гармонического влияния:

$$\left. \begin{aligned}
 P_b^2 \cdot \lambda_1 &= \frac{b_{12} \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2} \cdot \dot{\lambda}_1 - \frac{C_{12} \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2} \cdot \lambda_1 - \frac{b_{23}}{J_2} \cdot \dot{\lambda}_2 + \frac{C_{23}}{J_2} \cdot \lambda_2; \\
 P_b^2 \cdot \lambda_2 &= -\frac{b_{12}}{J_2} \cdot \dot{\lambda}_1 + \frac{C_{12}}{J_2} \cdot \lambda_1 + \frac{b_{23} \cdot (J_2 + J_3)}{J_2 \cdot J_3} \cdot \dot{\lambda}_2 - \frac{C_{23} \cdot (J_2 + J_3)}{J_2 \cdot J_3} \cdot \lambda_2 - \frac{b_{34}}{J_3} \cdot \dot{\lambda}_3 + \frac{C_{34}}{J_3} \cdot \lambda_3; \\
 &\dots\dots\dots \\
 P_b^2 \lambda_{n-1} &= -\frac{b_{(n-2)(n-1)}}{J_{(n-1)}} \cdot \dot{\lambda}_{(n-2)} + \frac{C_{(n-2)(n-1)}}{J_{(n-1)}} \cdot \lambda_{(n-2)} + \frac{b_{(n-1)n} \cdot (J_{(n-1)} + J_n)}{J_{(n-1)} \cdot J_n} \cdot \dot{\lambda}_{(n-2)} - \\
 &-\frac{C_{(n-1)n} \cdot (J_{(n-1)} + J_n)}{J_{(n-1)} \cdot J_n} \cdot \lambda_{(n-2)} - \frac{b_{n(n+1)}}{J_n} \cdot \dot{\lambda}_n + \frac{C_{n(n+1)}}{J_n} \cdot \lambda_n; \\
 P_b^2 \lambda_n &= -\frac{b_{(n-1)n}}{J_n} \cdot \dot{\lambda}_{(n-1)} + \frac{C_{(n-1)n}}{J_n} \cdot \lambda_{(n-1)} + \frac{b_{n(n+1)} \cdot (J_n + J_{n+1})}{J_n \cdot J_{n+1}} \cdot \dot{\lambda}_n - \frac{C_{n(n+1)} \cdot (J_n + J_{n+1})}{J_n \cdot J_{n+1}} \cdot \lambda_n.
 \end{aligned} \right\} (5)$$

где $\lambda_1, \dots, \lambda_n$ - коэффициенты гармонического влияния, P_b - частота возбуждения; \mathcal{E} - фаза колебаний; $i = 1, 2, \dots$. В основании расчета математической модели были получены амплитудно-частотные характеристики (рис.4).

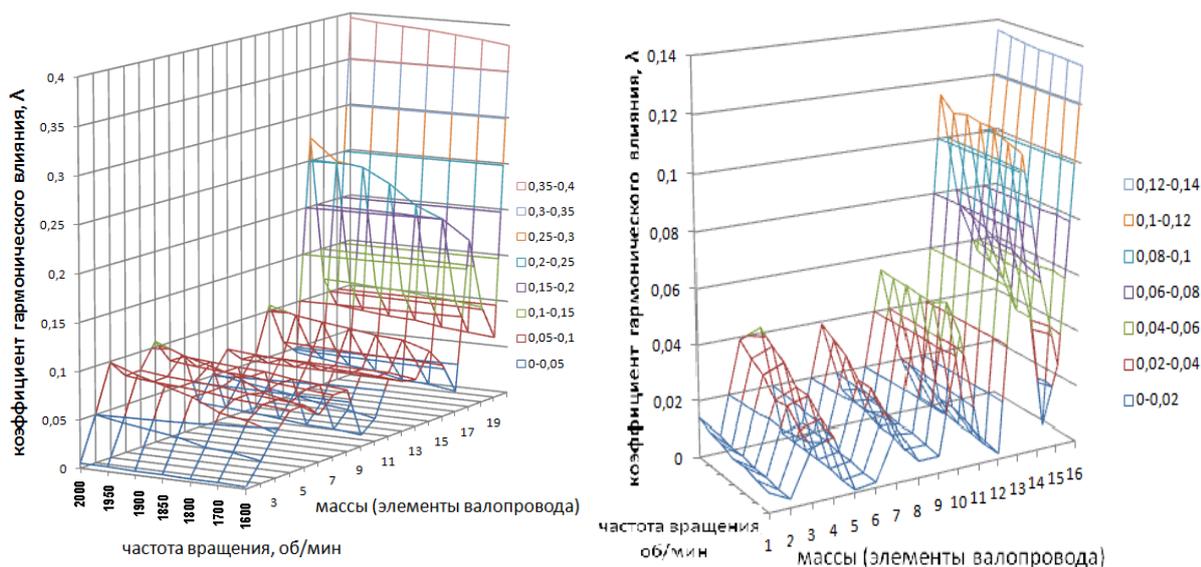


Рис.4. Амплитудно-частотные характеристики крутильных схем механической и гидромеханической трансмиссий от возмущающего фактора – гусеничного зацепления двигателя.

Для проверки адекватности предложенной математической модели и метода ее решения был проведен сравнительный анализ амплитуд свободных и вынужденных колебаний масс, полученных расчетным путем при помощи предложенной математической модели, на входном (фланец турбинного вала

ГТР + тензозвено - кардан с круглым фланцем) и выходном (полуось заднего моста) сечениях трансмиссии, где проводилось тензометрирование в ходе экспериментальных исследований с экспериментально полученными данными в этих сечениях. Анализ показал хорошую сходимость расчетных и экспериментальных данных до 11%, что подтверждает адекватность предложенной модели.

Опыт эксплуатации и анализ отказов гидромеханических трансмиссий бульдозеров и промышленных тракторов показывал необходимость повышения надежности и ресурса силовых блоков тракторов в части соединения гидротрансформатора с двигателем, необходимость более глубокого изучения и обоснования динамических характеристик конструктивных элементов соединения при установке гидротрансформатора в трансмиссию.

Здесь сравнительно просто можно используя предложенную математическую модель, решая обратную задачу определять оптимальные динамические параметры трансмиссионных систем.

Данная методика расчета оптимальных параметров конкретной динамической системы может использоваться для расчета оптимальных параметров любой другой системы, любой сложности.

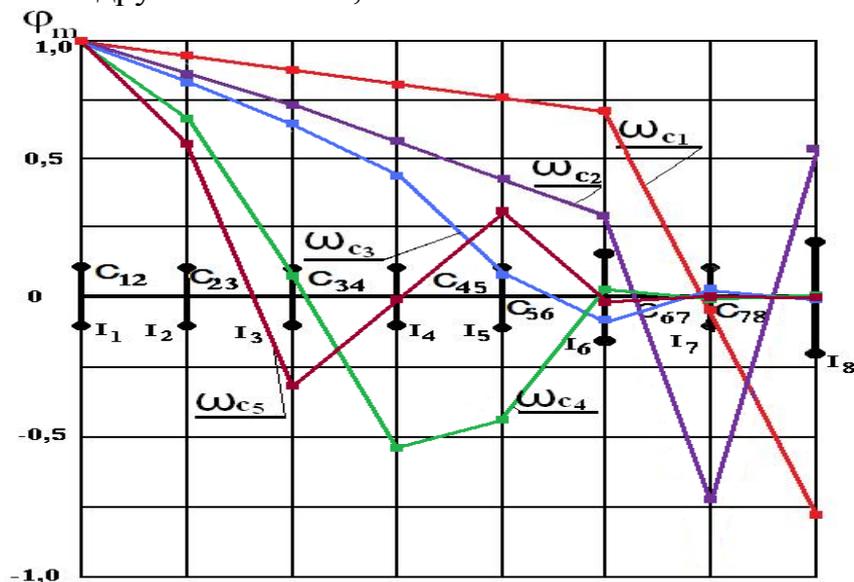


Рис. 5. Формы свободных колебаний крутильной системы ДВС – ГТР.

Для подтверждения этого, нами была просчитана при помощи предложенной математической модели и проанализирована восьмимассовая динамическая система «ДВС-ГТР» (рис. 5).

Анализ свободных и вынужденных колебаний показал:

1. В гидромеханической трансмиссии узлы свободных колебаний распределены более равномерно, чем в механической трансмиссии.
2. Амплитуды свободных колебаний всех исследованных форм выше по абсолютной величине в механической трансмиссии, чем в гидромеханической в среднем на 11 – 17 %.

3. Частоты свободных колебаний гидромеханической трансмиссии в среднем по передачам и формам на 35,3 % выше, чем в механической трансмиссии.
4. Введение в трансмиссию трактора ГТР не оказывает существенного влияния на распределение нагрузки по валопроводу от различных возмущающих факторов, но в значительной степени позволяет уменьшить общий уровень динамической нагруженности.
5. В среднем коэффициент гармонического влияния в гидромеханической трансмиссии на 11,2 - 14% меньше, чем в механической.
6. В крутильной системе двигатель – гидротрансформатор наибольшие амплитуды свободных колебаний проявляются на деталях привязки ГТР к двигателю.
7. В результате расчета динамической модели ДВС-ГТР были выявлены резонансные режимы в конструкции привязки ГТР к ДВС. В результате расчета динамической модели ДВС-ГТР на оптимальные динамические параметры было выявлено, что необходимо уменьшить момент инерции насосного колеса ГТР на 4% и податливости резиновых элементов привода ГТР на 10 %.

В третьем разделе дано обоснование выбора объекта экспериментальных исследований - промышленного экспериментального трактора ТП-4Э, выполненного на основе базовой машины ТП-4 производства АТЗ, выбранного для настройки и проверки адекватности математической модели, приводятся его технические характеристики.

Испытания проводились АТЗ, ЧФ НАТИ и кафедрой «Тракторы и автомобили» КрасГАУ. Дано описание двигателя-гидротрансформатора, согласования моментных характеристик двигателя ЯМЗ-236, установленного на экспериментальном тракторе и гидротрансформатора ГТР-25-383. Поставлена цель и определены задачи экспериментальных исследований, изложена их методика.

Целью экспериментальных исследований является определение адекватности предложенной математической модели для расчетов динамической нагруженности элементов трансмиссии бульдозера на стадии проектирования.

Задачами экспериментальных исследований бульдозера является:

1. Определение действительных нагрузок трансмиссии и двигателя при выполнении бульдозерных работ на основных рабочих передачах.
2. Определение податливости грунта и предела касательного усилия, при котором еще сохраняются упругие свойства грунта (до срыва грунта) при исследованиях динамической нагруженности гусеничных тракторов.
3. Исследования диссипативных свойств трансмиссии.

4. Исследование баланса эксплуатационной нагруженности механической и гидромеханической трансмиссий бульдозера при выполнении бульдозерных работ.

Описана тензометрическая аппаратура, применяемая при испытаниях, обоснованы параметры исследований.

Приведена методика тарировки тензометрических узлов, методика обработки результатов эксперимента, определения масштабов записи, обосновано количество повторений опытов, рассчитаны погрешности измерения силовых и скоростных параметров.

Для проверки адекватности значений коэффициентов демпфирования полученных расчетным путем и сравнения их с коэффициентами демпфирования, полученными ранее другими авторами, были проведены экспериментальные исследования по определению коэффициентов демпфирования на тракторе Т-4А (сельскохозяйственный аналог объекта исследования исследуемого трактора).

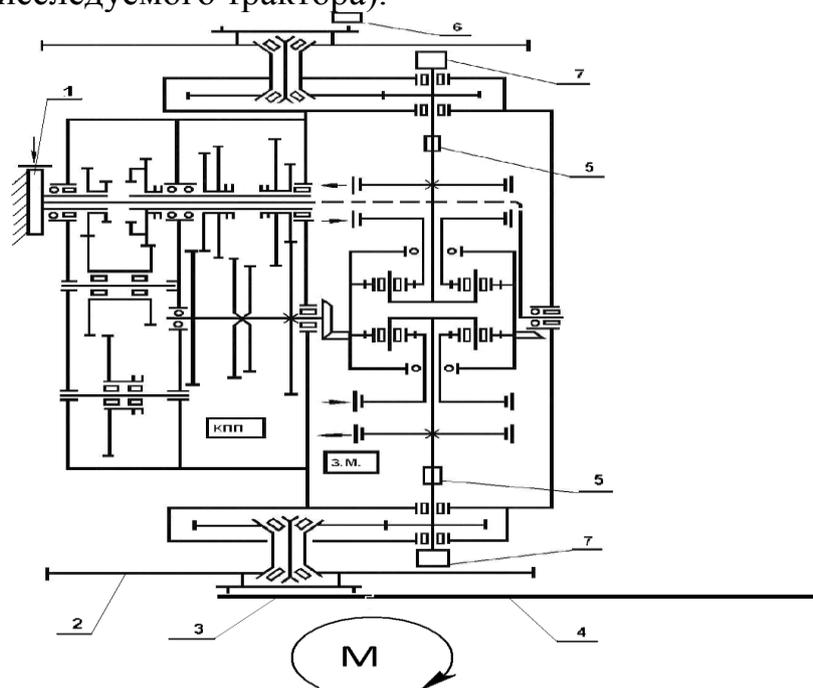


Рис. 6. Схема стэнда для исследования диссипативных свойств трансмиссии.

Исследования заключались в следующем (рис. 6): на исследуемом тракторе со снятой гусеницей шкив тормозка 1 на первичном валу коробки передач жестко фиксировался на корпус, при этом включалась одна из исследуемых рабочих передач, а на ведущем колесе 2 задавался единичный крутящий момент посредством специального рычага 4 с разрывным элементом. При разрушении разрывного элемента рычаг отсоединялся от ведущего колеса трактора, после чего трансмиссионный валопровод совершал затухающие свободные колебания, которые фиксировались посредством тензометрических датчиков 5, наклеенных на полуосях при помощи тензометрической аппаратуры.

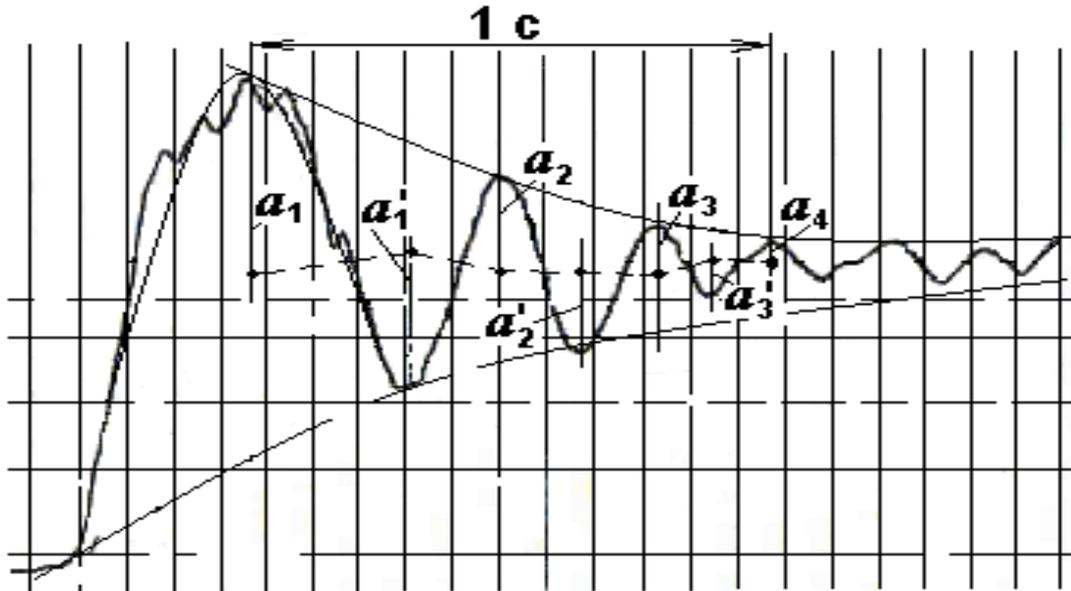


Рис. 7. Осциллограммы затухающих крутильных колебаний на левой и правой полуосях заднего моста

Коэффициент демпфирования на участке валопровода, где проводилось тензометрирование, определялся экспериментально через логарифмический декремент затухания при помощи осциллограмм (рис. 7):

$$b_i = \frac{C_i}{\pi \cdot \omega_e} \ln \frac{a_n}{a_{n+1}}, \quad (6)$$

где a_n, a_{n+1} - амплитуды колебаний, отстоящие друг от друга на один период.

$$\delta = \ln \frac{a_n}{a_{n+1}} - \text{логарифмический декремент затухания.}$$

Экспериментальные исследования упругих свойств грунтов.

Исследования заключались в следующем: трактор с гидромеханической трансмиссией через динамометр жестко фиксировался на участке исследуемого грунта (рис. 8). Нагрузка задавалась при помощи акселератора и фиксировалась динамометром. При этом гидромеханическая трансмиссия позволила получить ступенчатую нагрузку плавно без срыва грунта. Измерение деформации грунта производилось при помощи стрелки, закрепленной на нижнем траке гусеницы по линейке, расположенной параллельно гусенице. Одновременно измерялся поворот ведущего колеса φ_k для пересчета линейного перемещения башмака в крутильную податливость трансмиссионного валопровода и тяговое усилие на динамометре. На основании полученных данных был построен график экспериментальных зависимостей перемещения нижней ветви гусеницы от горизонтальной нагрузки на ней на грунтах различной плотности (рис. 9).

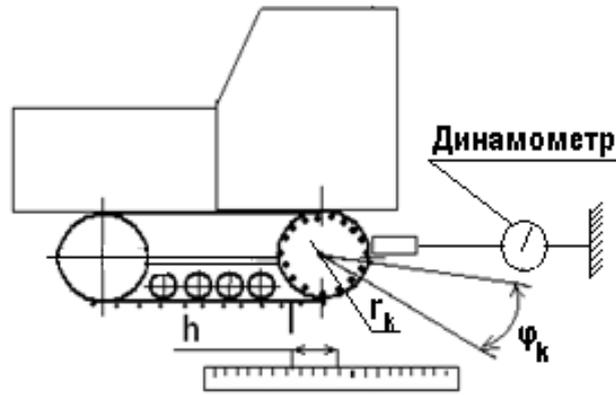


Рис. 8. Схема экспериментальных исследований податливости грунта

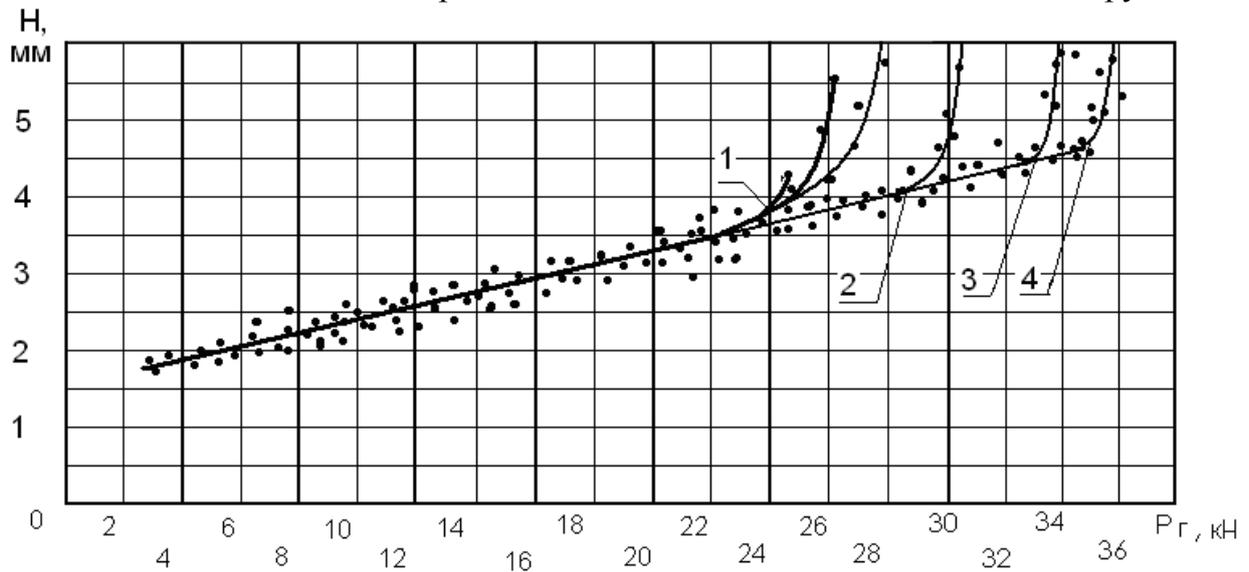


Рис. 9. Экспериментальные зависимости перемещения нижней ветви гусеницы от горизонтальной нагрузки на ней на грунтах плотностью 5 ударов ударником ДОРНИИ - 1; 12 ударов ударником ДОРНИИ - 2; 15 ударов ударником ДОРНИИ - 3; 17 ударов ударником ДОРНИИ - 4

На основании полученного графика на различных грунтах были определены предельные касательные усилия $P_K^{пред}$, при которых еще не происходит срыв грунта и соответствующие им деформации грунта $H^{пред}$ от плотности грунта в ударах ударником конструкции ДорНИИ (таблица 1).

Таблица 1

Плотность грунта С, число ударов ударником ДорНИИ	Предельные касательные усилия, $P_K^{пред}$, кН	Предельные деформации $H^{пред}$, мм
5	24	3,75
12	28	4,1
15	32	4,5
17	34	4,7

В четвертом разделе приведены результаты и анализ экспериментальных исследований податливости грунта и предела касательного усилия, при котором еще сохраняются упругие свойства грунта (до срыва грунта) при исследованиях динамической нагруженности гусеничных бульдозеров. Проведено исследование процессов нагружения в трансмиссии гусеничного бульдозера на стационарность и эргодичность, проведен анализ крутильных колебаний трансмиссии.

Обработка экспериментальных данных проводилась методами математической статистики, статистической динамики и теории планирования эксперимента.

Испытания показали, что исследуемые процессы нагружения в трансмиссии гусеничного бульдозера класса 40 кН являются нормально распределенными, широкополосными и могут быть отнесены к стационарным и эргодическим при длительности реализации не менее 220 - 250 с.

Экспериментальными исследованиями установлено, что в любых случаях при выполнении бульдозерных работ через трансмиссию передается переменный, периодически меняющийся крутящий момент, частота и амплитуда его изменения зависят от конструктивных параметров трансмиссии, профиля траншеи, режима работы бульдозера.

Частотный спектр этих колебаний весьма широк – от колебаний с периодом 1,5 ... 15 с. до колебаний с частотой свыше 500 Гц.

На рис. 10 представлены нормированные спектральные плотности амплитуд крутящих моментов. Анализ представленных диаграмм показывает, что при работе трактора на бульдозировании в его трансмиссии крутильные колебания складываются из нескольких компонент: первая компонента с частотой 5...15 Гц наблюдается на всех валах трансмиссии и двигателе, ее возбудителем являются гусеничные зацепления движителя; вторая компонента с частотой 25...50 Гц наблюдается на валах карданной передачи, ГТР, муфты сцепления, двигателя, до полуосей заднего моста эти колебания не проходят, т.к. отфильтровываются зубчатыми зацеплениями КПП, центральной передачи, планетарного механизма поворота; третья компонента с частотой 100...130 Гц проявляется с незначительной энергией на валах карданной передачи и полуосей заднего моста бульдозера, они возбуждаются зубчатыми зацеплениями центральной передачи и планетарного механизма поворота и через ГТР к двигателю не проходят, т.к. отфильтровываются ГТР.

Эксплуатационная нагруженность деталей и узлов в трансмиссии бульдозера складывается из статической и динамической составляющей. С целью определения статической составляющей эксплуатационной нагруженности трансмиссии экспериментального трактора, кривые записей основных силовых параметров (моменты полуосей, кардана, двигателя, крюкового усилия) были усреднены и обработаны ординатным методом. Для определения величин амплитуд осциллограммы обрабатывались методом экстремумов.

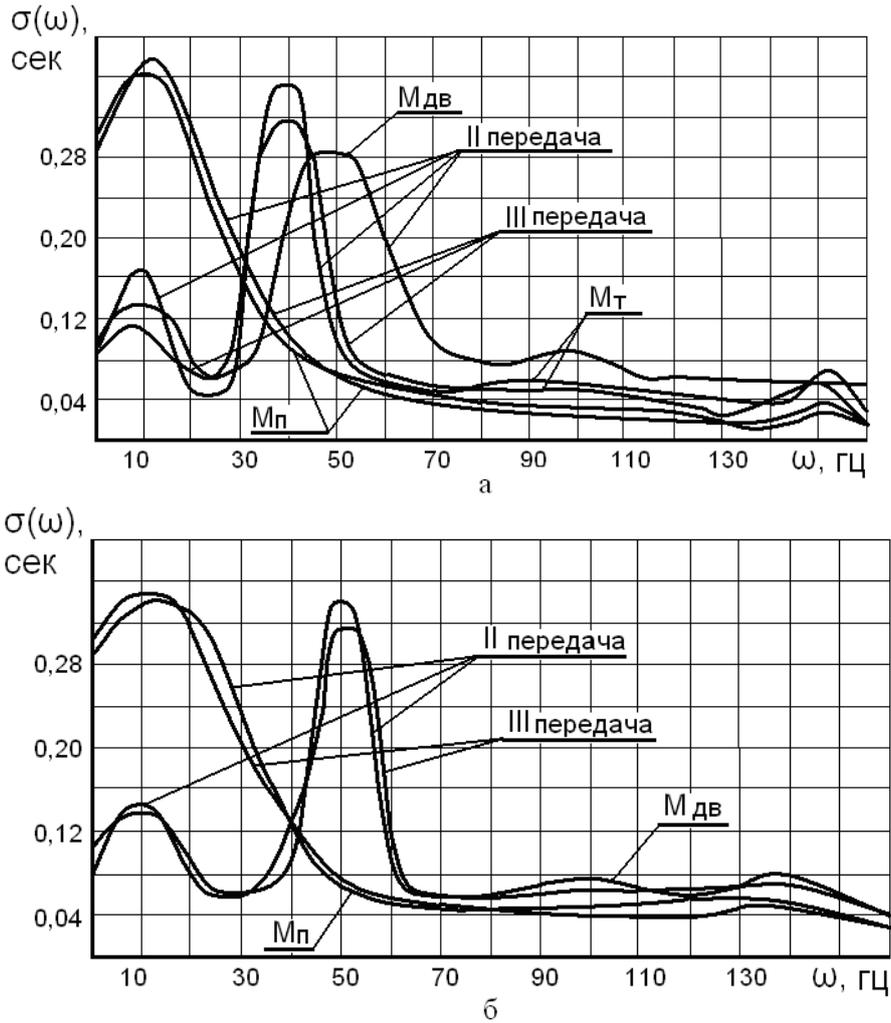


Рис. 10. Нормированные спектральные плотности амплитуд крутящих моментов

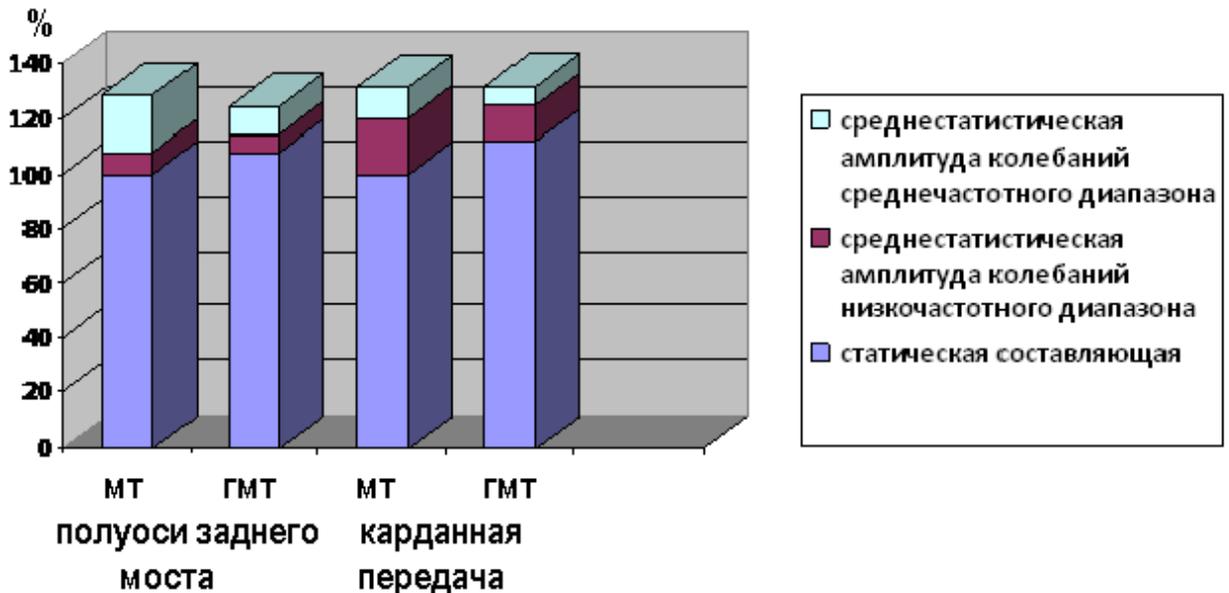


Рис. 11. Диаграммы эксплуатационной нагруженности полуосей заднего моста и кардана для механической и гидромеханической трансмиссий

Анализируя баланс эксплуатационной нагруженности крутящим моментом отдельных элементов конструкции трансмиссии (рис. 11), можно отметить следующее:

1. С установкой в трансмиссию исследуемого бульдозера непрозрачного гидротрансформатора тяговое усилие возросло в среднем на 5,5 % при равенстве всех внешних условий.
2. Общий уровень эксплуатационной нагруженности, складывающийся из статической и динамической составляющих, с установкой в трансмиссию гусеничного бульдозера класса 40 кН непрозрачного гидротрансформатора, почти не меняется (уменьшается на 1,5 %). Но при этом качественный состав эксплуатационной нагруженности полуосей меняется значительно: во-первых – увеличивается статическая составляющая (на 8 %), во-вторых – уменьшается динамическая составляющая (как среднестатистических амплитуд – на 3 %, так и максимальных амплитуд – на 5 %). Т.е. полезный выход мощности в гидромеханической трансмиссии выше, чем в механической.
3. При введении в трансмиссию бульдозера ГТР одновременно с уменьшением среднестатистических амплитуд вынужденных колебаний уменьшаются и максимальные амплитуды (низкочастотные на 11 %, а среднечастотные – на 13 %).

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Разработаны математические модели механической и гидромеханической трансмиссий гусеничного бульдозера, разработанные с учетом реальных динамических характеристик элементов конструкции трансмиссии и физико-механических характеристик разрабатываемого грунта, сходимость расчетных и экспериментальных данных составила до 11%;

2. Разработан алгоритм и компьютерная программа GYDROTRANS в среде Delphi, разработанная для реализации предложенных математических моделей на стадии проектирования и эксплуатации; расчет с применением данной программы показал, что амплитуды свободных колебаний всех исследованных форм выше по абсолютной величине в механической трансмиссии, чем в гидромеханической в среднем на 11 – 17 %, коэффициент гармонического влияния в гидромеханической трансмиссии на 11,2 - 14% меньше, чем в механической.

3. Разработан способ экспериментального определения податливости грунта и предела касательного усилия, при котором еще сохраняются упругие свойства грунта (до срыва грунта), необходимые при исследованиях динамической нагруженности трансмиссионных систем гусеничных тракторов, при помощи которого получены зависимости динамических параметров трансмиссии и поступательно движущихся частей трактора от податливости грунта;

податливость грунта сохраняется упругой до значений предельных касательных усилий 24-34 кН в зависимости от плотности грунта.

4. Разработана методика экспериментального определения диссипативных свойств трансмиссии, позволяющая определять логарифмические декременты затухания, составившие для объекта исследования от 0,74 до 0,94 по основным рабочим передачам;

5. Получены результаты экспериментального исследования диссипативных свойств трансмиссии в целом, и расчетов коэффициентов демпфирования каждого участка валопровода трансмиссионной системы, которые учтены при разработке динамических и математических моделей, коэффициенты демпфирования составили от 0,41 до $0,72 \frac{H \cdot m}{c}$ в среднем по основным рабочим передачам.

Основное содержание диссертационной работы отражено в публикациях:

1. Климов, А.А. Анализ баланса эксплуатационной нагруженности бульдозерного агрегата класса 40 кН / А.А. Климов, **А.В. Стручков** // Пути повышения надежности машин и механизмов. Межвузовский сб. научных статей. - Красноярск. 2007. – С.20-24.
2. Климов, А.А. Исследование процессов нагружения в трансмиссии трактора-бульдозера класса 40 кН на стационарность и эргодичность / А.А. Климов, **А.В. Стручков** // Пути повышения надежности машин и механизмов. Межвузовский сб. научных статей. - Красноярск. 2007. – С.16-20.
3. Климов, А.А. К вопросу оптимального проектирования крутильной системы ДВС-ГТР в трансмиссии гусеничного трактора ТП-4Э. / А.А. Климов, **А.В. Стручков** // Пути повышения надежности машин и механизмов. Межвузовский сб. научных статей. - Красноярск. 2007. – С.25-30.
4. Климов, А.А. Результаты исследования упругих свойств грунтов первой категории при выполнении землеройных работ бульдозерным агрегатом класса 40 кН/ А.А. Климов, **А.В. Стручков** // Пути повышения надежности машин и механизмов. Межвузовский сб. научных статей. - Красноярск. 2007. – С.30-35.
5. Климов, А.А. Исследования динамической нагруженности трансмиссии бульдозерного агрегата на базе трактора класса 40 кН на грунтах 1 – 2 категорий/ А.А. Климов, **А.В. Стручков** // Вестник КрасГАУ. - Красноярск. 2008. Вып.1. – С.201-206.
6. Климов, А.А. К вопросу определения податливости грунтов при построении динамических моделей тракторов, агрегатированных бульдозерами/ А.А. Климов, **А.В. Стручков** // Вестник КрасГАУ. - Красноярск. 2008. Вып.2. – С.204-209.

7. **Стручков, А.В.** Теоретические исследования динамической нагруженности трансмиссии бульдозера с гидротрансформатором/ А.В. Стручков, Т.Т. Ереско // «Системы. Методы. Технологии: научный периодический журнал», Братск: ГОУ ВПО «БрГУ», 2009, №3.- с.-26-28.

Соискатель

А.В. Стручков

Подписано в печать 24.11.09. заказ №_____

Формат 60×90/16. Усл. печ. л.1. тираж 100 экз.

ИПК Сибирского Федерального Университета

660074, Красноярск, ул. Киренского, 28