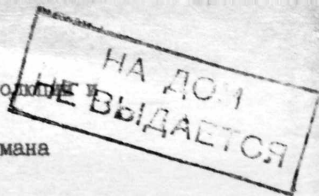


7.92/88
Московское орденов Ленина, Октябрьской Революции
Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана



На правах рукописи
УДК 629.113.534

Кужелев Павел Валентинович

РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА ОДНОДИСКОВОГО АВТОТРАКТОРНОГО
СПЕПЛЕНИЯ С ДИАФРАГМЕННЫМ НАЖИМНЫМ УСТРОЙСТВОМ

Специальность 01.02.06 — динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва — 1988

Работа выполнена на кафедре "Динамика и прочность машин" Московского орденов Ленина, Октябрьской Революции и Трудового Красного Знамени высшего технического училища им. Н.Э.Баумана и в НПО по тракторостроению НАТИ.

Научный руководитель — кандидат технических наук,
доцент Ф.Р.Геккер

Научный консультант — доктор технических наук,
с.н.с. С.А.Лапшин

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор А.Н.Нарбут
кандидат технических наук,
с.н.с. Ю.М.Темис

Ведущее предприятие — Липецкий тракторный завод

Защита состоится " 16 " января 1989 г. на
заседании специализированного Совета К.053.15.11 "Машино-
строение" 107005, Москва,

печатью, про-

библиотеке МВТУ

_____ 1988 г.

П.К.Попов

М492188

Актуальность. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986-1990 годы и на период до 2000 года" предусматривается ускорение социально-экономического развития страны на базе научно-технического прогресса в народном хозяйстве, которое требует от специалистов, занятых в автомобильном и тракторном машиностроении, изыскать пути повышения технического уровня автомобилей и тракторов, снижения их материалоемкости, повышения ресурса работы узлов и агрегатов.

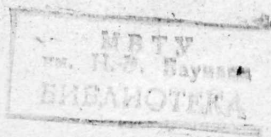
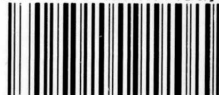
Основные свойства машин закладываются на стадии их проектирования, поэтому исследования, направленные на создание более совершенных методов расчета, являются весьма актуальными.

Повышение маневренности и скоростей движения машин приводит к повышенной динамической нагруженности элементов трансмиссии, что оказывает заметное влияние на их срок службы. Снижение простоев машин по техническим неисправностям — важнейший резерв увеличения производительности и эффективности техники. Наибольший эффект от повышения долговечности агрегатов достигается по тем узлам, ремонт и замена которых связаны со значительными затратами.

Фрикционные сцепления широко применяются на тракторах и автомобилях, однако их долговечность, определяемая износом фрикционных накладок (70 % всех отказов), в два-три раза меньше долговечности других узлов трансмиссии и составляет 1,5... 3,0 тыс. моточасов, вместо требуемых 8... 12 тыс. моточасов, что приводит к значительному росту эксплуатационных расходов.

В последние годы в отечественном автомобильном, тракторном и комбайновом машиностроении уделяется внимание сцеплениям с диафрагменным нажимным устройством, получившим широкое распространение за рубежом. Применение таких сцеплений дает существенные преимущества, однако отсутствие достаточного опыта по проектированию диафрагменных нажимных устройств препятствует их внедрению.

Работа выполнялась в соответствии с координационными планами НИОКР Минавтопрома СССР и Минтракторосельхозмаша СССР, входящими в комплексные научно-технические программы № 0.19.01 и № 0.20.01 по Постановлению ГКНТ, Президиума АН СССР и Госплана СССР № 110/190/50 от 20.05.80 и № 526/260 от 22.12.80, коор-



динационным планом исследований Минвуза СССР по Продовольственной программе, темой "Развитие научных основ долговечности муфт сцеплений, карданов и тормозных механизмов тракторов".

Теоретическая и расчетная часть работы выполнена на кафедре "Соппротивление материалов, динамика и прочность машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана, а экспериментальная — в лаборатории муфт сцеплений, карданов и тормозов НПО по тракторостроению НАТИ.

Цель работы — разработка метода расчета однодисковых авто-тракторных сцеплений с диафрагменным нажимным устройством.

Задачи исследования:

- разработать метод и программное обеспечение проектного расчета диафрагменных нажимных устройств сцеплений вдавливаемого и вытягиваемого типов;

- разработать математические модели и программное обеспечение для расчета нагруженности и ресурса однодискового сцепления, учитывающие динамические и тепловые процессы на поверхностях трения, теплофизические параметры и фрикционно-износные характеристики пары трения, конструктивные особенности машинно-тракторного агрегата и условия его эксплуатации;

- провести экспериментальные исследования с целью получения многофакторных фрикционно-износных характеристик асбосодержащего и безасбестового материалов, используемых в авто-тракторных сцеплениях;

- разработать методику выбора оптимальной величины рабочего усилия на поверхностях трения сцепления с диафрагменным нажимным устройством, позволяющую получить наибольшую долговечность фрикционного узла в пределах заданного типоразмера, пары трения, машинно-тракторного агрегата;

- провести расчет оптимальных параметров пары трения и диафрагменного нажимного устройства однодискового сцепления для перспективного универсально-пропашного трактора ЛТЗ.

Методы исследований: метод скользящего допущения решения нелинейной оптимизационной задачи с ограничениями, математические методы моделирования реальных физических процессов, метод Рунге-Кутты для численного интегрирования систем дифференциальных уравнений, метод планирования многофакторных экспериментов.

Научную новизну работы составляют:

- оптимизационный проектировочный метод расчета диафрагменных нажимных устройств сцеплений, позволяющий получить геометрические параметры устройства с наименьшими напряжениями в наиболее опасных точках разрезной тарельчатой пружины при заданных функциональных и габаритных ограничениях;

- метод расчета нагруженности и ресурса однодисковых сцеплений, учитывающий динамические процессы на поверхностях трения, теплофизические параметры и фрикционно-износные характеристики пары трения, а также конструктивные особенности машинно-тракторного агрегата и условия его эксплуатации;

- программное обеспечение разработанных методов расчета;

- многофакторные фрикционно-износные характеристики асбодержащего материала 56 шифра (41-132-67с) ГОСТ 1786-80 и безасбестового материала F202 "Valeo", являющиеся паспортом пары трения и полученные на специально разработанном стенде (Заявка № 4320760/28 СССР МКИ G01N 3/56. Способ испытаний материалов на трение и износ / В.А.Сопкин, Э.В.Сухов, П.В.Кужалев. - Заявлено 30.09.87; Положительное решение от 28.03.88);

- методика выбора оптимальной величины рабочего усилия на поверхностях трения сцепления, позволяющая получить наибольший ресурс фрикционного узла в пределах заданного типоразмера, пары трения для конкретного машинно-тракторного агрегата.

Практическая ценность работы заключается в следующем:

- разработан и внедрен в головных научно-исследовательских организациях автомобильной и тракторной промышленности НАМИ, НПО НАТИ, на заводах ЧАЗ, ЛТЗ метод проектировочного расчета диафрагменных нажимных устройств сцеплений и его программное обеспечение;

- разработан и внедрен в НАМИ, НПО НАТИ, ЛТЗ метод расчета нагруженности и долговечности однодисковых сцеплений и его программное обеспечение;

- проведены расчеты по разработанным методам, которые позволили выбрать параметры сцепления и тип нажимного устройства для унифицированной муфты 3-его типоразмера и внедрить ее в производство на Чебоксарском агрегатном заводе, а также рекомендовать оптимальные параметры нажимного устройства сцепления перспективного трактора ЛТЗ.

Разработанные методы расчета и программные обеспечения позволяют:

- автоматизировать работу конструктора;
- провести количественный и качественный анализ влияния различных факторов на нагруженность сцепления и износ фрикционных накладок;
- выявить пути повышения ресурса сцепления за счет рационального подбора фрикционных материалов, нажимного устройства, рабочего усилия на поверхностях трения;
- определить оптимальные геометрические параметры диафрагменных нажимных устройств сцеплений при их проектировании;
- определить на стадии проектирования параметры сцепления, имеющие наибольшую возможную долговечность с учетом конструктивных особенностей машинно-тракторного агрегата и условий его эксплуатации;
- сократить сроки разработки оптимальных конструкций сцеплений и связанные с этим затраты.

Внедрение результатов работы проведено в головных научно-исследовательских организациях автомобильной и тракторной промышленности: НАМИ, НПО по тракторостроению НАТИ, а также на заводах ЛТЗ, ЧАЗ.

Апробация работы. Основные положения и результаты исследований докладывались и обсуждались на научных семинарах кафедры "Сопротивление материалов, динамика и прочность машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана (г. Москва, 1986-1988 гг.), У1 всесоюзном съезде по теоретической и прикладной механике (г. Ташкент, 1986 г.), III московской научно-технической конференции "Триботехника - машиностроению" (г. Москва, 1987 г.), секции трансмиссий научно-технического Совета НПО по тракторостроению НАТИ (г. Москва, 1988 г.), заседании комитета "Тормозные устройства и муфты сцепления" МПН НТО "Машпрома" (г. Москва, 1988 г.), научно-техническом совете ОГК ПО "ЛТЗ" (г. Липецк, 1988 г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 5 статей, тезисы 2 докладов, выпущено 2 научно-технических отчета.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложений, в которых приведены разработанные программные обеспечения и документы, свидетельствующие о внедрении результатов исследования в промышленность. Работа содержит 137 машинописных страниц, 56 рисунков, 26 таблиц, 4 приложения. Общий объем работы - 280 страниц. Список литературы включает 132 источника.

В введении показана актуальность темы, изложена цель, научная новизна, практическая значимость и основные положения работы, выносимые на защиту.

В первой главе проведен обзор литературы, позволивший рассмотреть состояние вопроса и сформулировать задачи исследования.

Изучением вопросов теории конструирования и расчета сцеплений тракторов, автомобилей и других машин занимались И.Б.Барский, С.Г.Борисов, Р.К.Вафин, В.А.Вернигор, Ф.Р.Геккер, В.А.Галягин, В.Е.Захаров, С.П.Контанисов, С.А.Лапшин, В.Э.Малаховский, В.М.Семенов, А.С.Солонский, А.И.Федоров, И.С.Цитович, Е.А.Чудаков, В.М.Шарипов, Г.М.Шеренков, И.М.Эглит и другие, работы которых легли в основу проводимых исследований.

Появление ЭВМ позволило рассматривать сцепление как составной элемент динамической системы двигатель-трансмиссия-двигатель. Методы расчета параметров сцеплений основываются на определении фрикционного момента, исходя из требуемого коэффициента запаса, с последующей проверкой нагруженности сцепления по энергетическим показателям — работе и мощности трения. Эксплуатационная пригодность определяется по тепловой нагруженности пар трения. Однако в настоящее время основным критерием выбора сцепления для конкретного машинно-тракторного агрегата служит его ресурс, который определяется износом фрикционных накладок. Существующие методы расчета не позволяют оценить ресурс сцепления, провести в общем случае сравнительную оценку различных конструкций, выбрать оптимальные параметры узла трения, при которых он имел бы наибольшую возможную долговечность.

Сильным элементом диафрагменного нажимного устройства является разрезная тарельчатая пружина. Напряжения, возникающие в наиболее опасных ее точках, лимитируют ход нажимного устройства, который определяет допустимый износ фрикционных накладок и, следовательно, ресурс сцепления.

Исследования И.Альмена, А.Ласло, В.И.Феодосьева, С.Д.Понсмарева, Л.Е.Андреевой, связанные с разработкой методов расчета неразрезных тарельчатых пружин, позволили решить ряд вопросов, имеющих большое практическое значение. Дальнейшие исследования, проводимые А.А.Лапиным, Ф.Р.Геккером и др., рассматривали условия работы разрезных тарельчатых пружин диафрагменных нажимных

устройств сцеплений. В настоящее время отсутствуют методы проектировочного расчета диафрагменных устройств, существующие методы расчета являются поверочными и рассматривают устройства только вдавливаемого типа.

В настоящей работе поставлены задачи, связанные с разработкой методов расчета оптимальных по напряжениям геометрических параметров диафрагменных нажимных устройств как вдавливаемого, так и вытягиваемого типов, а также оптимальных параметров пары трения, при которых сцепление имело бы наибольший ресурс в пределах заданного типоразмера, пары трения в условиях эксплуатации конкретного машинно-тракторного агрегата.

Во второй главе изложен метод расчета диафрагменных нажимных устройств сцеплений.

Исходя из схем нагружения, учитывая условия закрепления разрезной тарельчатой пружины, получены зависимости для расчета упругих характеристик диафрагменных нажимных устройств вдавливаемого и вытягиваемого типов. При рассмотрении конической неразрезной части пружины принималась гипотеза о недеформируемости осевого меридианального сечения. Деформация лепестков пружины рассчитывалась с использованием интеграла Мора, при этом каждый лепесток рассматривался как брус переменного сечения. Результаты расчетов сопоставлены с экспериментальными упругими характеристиками диафрагменных устройств ряда зарубежных фирм.

При конструировании и расчете диафрагменных нажимных устройств сцеплений необходимо исключить возможность прохлопывания разрезной тарельчатой пружины в процессе эксплуатации. Учитывая, что устройства работают в условиях такого нагружения, при котором задается перемещение выжимного подшипника педалью управления сцеплением, получены условия, совместное выполнение которых является необходимым и достаточным признаком отсутствия прохлопывания разрезной тарельчатой пружины.

Полученные зависимости позволяют проводить поверочный расчет упругих характеристик. При конструировании наиболее важным является решение обратной задачи: по заданным функциональным характеристикам (ход нажимного устройства, рабочее усилие, максимальное усилие на выжимной подшипник) и габаритным ограничениям определить геометрические параметры нажимного устройства, включая разрезную тарельчатую пружину. В настоящей работе задача проектировочного расчета поставлена как оптимизационная, в

которой выбран прочностной критерий, т.к. разрезная тарельчатая пружина является тяжело нагруженным элементом. Полученные зависимости поверочного расчета и условия устойчивости пружины использованы в алгоритме проектировочного расчета. Напряжения рассчитывались по формуле, полученной И.Альменом и А.Ласло, в которой Ф.Р.Геккером учтена концентрация напряжений в местах вырезов под лепестки разрезной тарельчатой пружины. Для численного решения поставленной нелинейной оптимизационной задачи с ограничениями использован метод скользящего допуска (метод деформируемого многогранника).

Анализ существующих конструкций диафрагменных нажимных устройств ряда зарубежных фирм позволил установить достаточно узкие диапазоны максимальных напряжений, возникающих в разрезной тарельчатой пружине, которые могут быть приняты за допустимые.

Таким образом, предлагаемый оптимизационный проектировочный метод расчета позволяет получить диафрагменные нажимные устройства как вдавливаемого, так и вытягиваемого типов с такими геометрическими параметрами, при которых разрезная тарельчатая пружина имеет наименьшие напряжения в наиболее опасных точках при заданных функциональных и габаритных ограничениях устройства.

Анализ активности ограничений в окрестности оптимального решения позволил выявить параметры, влияющие на напряжения в разрезной тарельчатой пружине, и характер этого влияния. Оптимизационный проектировочный расчет с измененными предельными значениями параметров активных ограничений позволяет, получив новую геометрию устройства, включая разрезную тарельчатую пружину, либо снизить напряжения и использовать более дешевые стали, либо увеличить ход нажимного устройства и ресурс сцепления.

В третьей главе разработана математическая модель однодискового фрикционного сцепления с диафрагменным нажимным устройством для расчета нагруженности и износа фрикционных накладок. Модель учитывает взаимосвязь продольных и крутильных колебаний дисков сцепления, возникающих при его включении, теплофизические параметры и многофакторные фрикционно-износные характеристики пары трения.

Динамическая модель является результатом компромиссного решения, удовлетворяющего двум противоречивым требованиям, за-

ключающимся в обеспечении максимальной достоверности имитации исследуемого процесса и минимальной сложности самой модели. В основу разработанной расчетной динамической модели однодискового сцепления положен опыт предшествующих исследований.

Поступательное и вращательное движение дисков сцепления описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений. Уравнения, описывающие поступательное движение имеют переменную структуру, что связано с наличием или отсутствием силового контакта на поверхностях трения.

Моделирование работы диафрагменного нажимного устройства осуществлено с использованием зависимостей, полученных во второй главе. Усилие, создаваемое нажимным устройством, поставлено в соответствие с задаваемым законом перемещения выжимного подшипника.

Величина силы трения, возникающей в шлицевом соединении ступицы ведомого диска, определяется передаваемым через шлицевое соединение крутящим моментом, который зависит от динамических характеристик исследуемой крутильной системы и нагружения поверхностей трения, формируемого перемещениями дисков сцепления при его включении. Таким образом динамические модели для исследования продольных и крутильных колебаний дисков сцепления взаимосвязаны. Моделирование силы трения в шлицевом соединении осуществлено с использованием модели Прандтля. Предлагаемый алгоритм легко реализуется в задачах численного интегрирования.

При численных расчетах динамических процессов в машинах с фрикционными дисковыми сцеплениями, тормозами и другими устройствами возникает проблема моделирования моментов трения на контактирующих поверхностях. В предшествующих исследованиях использовались модели, в которых внутри окрестности точки с нулевой относительной скоростью скольжения дисков передаваемый момент трения оказывался разрывным, что приводит к неустойчивости численного решения систем дифференциальных уравнений в отмеченной области. В настоящей работе предложено использовать в основе моделирования моментов на поверхностях трения зависимости, полученные В.П.Филькиным, Л.М.Лейках для несоосных трущихся дисков, что позволяет не только избежать неустойчивости численного решения, т.к. зависимости передаваемого момента трения от относительной угловой скорости скольжения не имеют разрывов и изломов, но и учесть наличие эксцентриситета дисков сцепления.

Учитывая возможности и особенности численных методов интегрирования систем дифференциальных уравнений, отмеченные зависимости модифицированы автором. Изменение эксцентриситета, обусловленное действием результирующей радиальной силы, описано нелинейным алгебраическим уравнением, которое решается численно итерационным методом Ньютона.

Для вычисления средней температуры поверхностей трения использованы результаты решения тепловой задачи, полученные А.В.Чичинадзе для дисковых фрикционных сцеплений и тормозов.

Интегральным оценочным показателем нагруженности фрикционной пары сцепления принята работа трения. Износ фрикционных накладок ведомого диска за время одного включения сцепления определялся по энергетической интенсивности изнашивания пары трения (отношение линейного износа к удельной работе трения).

Температура на поверхностях трения, коэффициент трения и передаваемый момент трения являются взаимосвязанными величинами, поэтому они определялись из решения системы нелинейных алгебраических уравнений, которое выполнялось итерационным методом на каждом шаге интегрирования системы дифференциальных уравнений, описывающих поступательное и вращательное движение элементов динамической системы.

Используя полученную модель однодискового сцепления, разработаны математические модели для расчета нагруженности и стендового ресурса сцепления, а также ресурса сцепления машинно-тракторного агрегата. Разработанные математические модели представляют собой системы дифференциальных уравнений, решаемые на ЭВМ методом Рунге-Кутты, и приемы моделирования силовых факторов и физических процессов.

Ресурс сцепления T_p определялся в моточасах по интенсивности изнашивания фрикционных накладок $\mathcal{I}_n$:

$$\mathcal{I}_n = \sum_i \eta_{1i} \eta_{2i} h_{ni}, \text{ мм/мч,}$$

$$T_p = [h_n] / \mathcal{I}_n, \text{ мч,}$$

где η_{1i} - частота включения сцепления на i -ом режиме испытаний (эксплуатации), мч^{-1} ; η_{2i} - отношение времени работы сцепления на i -ом режиме к общему времени испытаний (эксплуатации); h_{ni} - суммарный износ фрикционных накладок за одно включение сцепле-

ния на i -ом режиме испытаний (эксплуатации), мм; $[h_n]$ - допустимый износ фрикционных накладок, определяемый величиной хода нажимного устройства, мм.

Математическая модель для расчета нагруженности и ресурса сцепления колесного машинно-тракторного агрегата учитывает вертикальные и угловые колебания корпуса машины, совершающей поступательное движение при разгоне, пробуксовку ведущих колес и условия эксплуатации агрегата. Модель позволяет рассматривать машинно-тракторный агрегат с приводом как на один, так и на оба моста, а также различные типы межмостового дифференциала (храповой и конический), распределяющего крутящий момент по осям. Моделирование силы сцепления ведущих колес с дорожным покрытием осуществлено с использованием модели Прандтля.

В четвертой главе рассмотрено получение фрикционно-износных характеристик пар трения и представлены результаты стендовых испытаний сцеплений. Материалы, изложенные в этой главе, получены в ходе совместных исследований МБТУ им. Н.Э.Баумана и НИО по тракторостроению НАТИ.

Получение фрикционно-износных характеристик пар трения, необходимых для расчета нагруженности и долговечности сцеплений, проводились на образцах. Объектами экспериментальных исследований являлись: широко используемый в отечественном тракторостроении асбосодержащий материал 56 шифра (41-132-67с) ГОСТ 1786-80 и наиболее перспективный безасбестовый материал фирмы "Valco" (Франция) F 202. В качестве контртела использовался чугун СЧ20 ГОСТ 1412-79.

Фрикционно-износные свойства пар трения, как показали исследования в области трения, зависят от давления P , скорости скольжения V контактирующих поверхностей и температуры ϑ фрикционного контакта. Эти факторы были выбраны в качестве варьируемых. Диапазоны варьирования факторов установлены из анализа режимов эксплуатации фрикционных пар в автотракторных сцеплениях: $P = 0,1 \dots 0,45$ МПа; $V = 7 \dots 23$ м/с; $\vartheta = 80 \dots 180$ °С (для пары 56-СЧ20); $\vartheta = 80 \dots 240$ °С (для пары F 202-СЧ20). Для получения многофакторных фрикционно-износных характеристик, непрерывных в определенной области изменения факторов, использовалась теория планирования экспериментов.

Испытания образцов проводились на специально разработанном испытательном стенде, обеспечивающем регулируемый стабильный

тепловой режим и максимально приближенные к реальным физико-химические свойства в контакте испытуемых пар трения, что достигалось фрикционным нагревом контртела (вращающегося диска) колодкой из аналогичного испытуемому образцу материала.

Обработка результатов проводилась на ЭВМ. Коэффициенты уравнений регрессии рассчитывались из условия минимума дисперсии адекватности. В результате получены следующие математические модели:

для пары трения 56-СЧ20

$$\begin{aligned} f_T &= 0,423 - 3,5 \cdot 10^{-3} \cdot V + 8,4 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}, \\ T &= 1,7 \cdot 10^{-16} \cdot \dot{V}^{1,85} (184 + 2,2V - 2,2 \cdot \dot{V} + 8,3 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{V}^2), \text{ м}^3/\text{КДж}; \end{aligned}$$

для пары трения F 202-СЧ20

$$\begin{aligned} f_T &= \dot{V}^{-0,07} (0,352 + 9,2 \cdot 10^{-3} \cdot V + 3,3 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{V} - 10^{-5} \cdot \dot{V}^2), \\ T &= 1,3 \cdot 10^{-18} \cdot V^{0,68} \cdot \dot{V}^{2,26} (138 - 3,2V + 0,1V^2 - 0,84 \cdot \dot{V} + \\ &\quad + 2,6 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{V}^2), \text{ м}^3/\text{КДж}. \end{aligned}$$

Полученные фрикционно-износные характеристики являются паспортом исследуемых пар трения, т.к. могут быть использованы для расчетов фрикционных узлов в условиях динамического нагружения, оценки их долговечности и склонности к возбуждению фрикционных автоколебаний.

Объектами стендовых испытаний являлись однодисковые сцепления с диафрагменными нажимными устройствами. Сцепления различались внешним диаметром ведомого диска, рабочим усилием на поверхностях трения. В качестве материала фрикционных накладок использовался как абсорбирующий 56 шифра, так и безабсорбирующий материал F 202.

Испытания проводились в соответствии с отраслевой методикой на снабженном электродвигателем инерционным стенде с целью получения функциональных характеристик сцеплений, величин износа фрикционных накладок, по которым в дальнейшем проведен сравнительный анализ результатов расчета и оценена адекватность разработанной математической модели сцепления.

Сопоставлением результатов испытаний образцов фрикционных материалов и натуральных узлов трения определены коэффициенты перехода, учитывающие особенности формирования фрикционного контакта на поверхностях трения сцепления и позволяющие использовать в расчетах нагруженности и долговечности натурального узла трения фрикционно-износные характеристики, полученные на образцах.

В пятой главе проведен анализ разработанных математических моделей, сопоставлены результаты испытаний сцеплений с результатами расчетов, оценена адекватность расчетной модели, проведено исследование влияния параметров сцепления на его работу и износ фрикционных накладок, представлены результаты расчета сцепления перспективного универсально-пропашного трактора ЛТЗ.

Проведенные исследования показали, что на максимальную величину силы трения в шлицевом соединении ступицы ведомого диска наиболее существенное влияние оказывают жесткость соединения ведомого диска со ступицей и время включения сцепления t_B . Колебательные процессы и характер нагружения поверхностей трения нормальными усилиями определяются главным образом жесткостными и демпфирующими характеристиками ведомого диска. Установлено, что даже при наиболее неблагоприятном реальном сочетании параметров (жесткий ведомый диск с пониженными демпфирующими характеристиками накладок) динамический характер нагружения поверхностей трения отсутствует при $t_B \geq 0,16$ с. и реализуется линейный закон нагружения поверхностей трения нормальными усилиями при равномерном перемещении выжимного подшипника. В этом случае величина силы трения в шлицах не превышает $0,10 \dots 0,12$ кН.

Таким образом, в реальных условиях эксплуатации однодисковых сцеплений, когда среднестатистическое время включения сцепления составляет 1,5 с, динамический характер нагружения поверхностей трения нормальными усилиями отсутствует, что позволяет исключить систему дифференциальных уравнений, описывающих поступательное движение дисков сцепления, и использовать разработанные математические модели для расчетов сцеплений, имеющих как диафрагменное нажимное устройство, так и нажимное устройство с периферийно расположенными цилиндрическими пружинами.

Сопоставление результатов расчетов и испытаний однодисковых сцеплений, проводимое по таким оценочным показателям, как максимальный крутящий момент на ведомом валу, максимальная

среднеповерхностная температура, время буксования сцепления, работа трения, износ фрикционных накладок, свидетельствует об адекватности разработанной математической модели.

В результате исследования фрикционных характеристик материала 56 шифра и F 202 установлено, что их использование в качестве накладок ведомого диска тракторного сцепления не вызывает появления фрикционных автоколебаний, что подтверждается практикой эксплуатации.

Установлено, что износные испытания сцеплений на инерционных стендах с электродвигателем или расчеты, имитирующие их, не позволяют выбрать оптимальное рабочее усилие на поверхностях трения, при котором сцепление имело бы наибольший возможный ресурс, т.к. варьирование величины рабочего усилия не приводит к заметному изменению износа фрикционных накладок в этих условиях.

Разработанные математические модели дают возможность провести сравнительный анализ различных конструкций сцеплений по долговечности. Используя разработанные методы, проведен расчет, который позволил выбрать параметры сцепления и тип нажимного устройства для унифицированной муфты 3-его типоразмера и внедрить ее в производство на Чебоксарском агрегатном заводе.

По разработанным методам и алгоритмам проведен расчет сцепления для перспективного универсально-пропашного трактора ЛТЗ-145. В результате исследований режимов разгона трактора установлено:

- работа трения сцепления, среднеповерхностная температура фрикционных накладок и их износ не зависят от типа применяемого межмостового дифференциала, однако использование храпового межмостового дифференциала вместо конического приводит к более интенсивному разгону тракторного агрегата с наибольшим ускорением, не превышающим $2,2 \text{ м/с}^2$, сокращению длительности разгона в 1,4 раза, а работы буксования колес в 10 раз;

- увеличение рабочего усилия на поверхностях трения сцепления снижает интенсивность изнашивания фрикционных накладок, однако динамические нагрузки на ведомом валу сцепления и работа буксования движителей трактора при этом возрастают;

- применительно к ЛТЗ-145 ресурс сцепления с фрикционными накладками внешним диаметром 380 мм в 2,0... 2,5 раза превышает долговечность сцепления диаметром 350 мм;

- использование фрикционного материала F 202 позволяет по-

высить срок службы сцеплений в 5,6...6,5 раза в сравнении с материалом 56 шифра, причем наибольшая эффективность применения материала F 202 достигается для сцеплений диаметром 350 мм на тяжелых режимах нагружения узла трения.

При расчете диафрагменных нажимных устройств для сцеплений различных типоразмеров применительно к ЛТЗ-145 использован разработанный оптимизационный проектировочный метод, изложенный во второй главе диссертационной работы. Получены зависимости величины хода диафрагменного устройства от создаваемого им рабочего усилия. Поскольку ход нажимного устройства определяет допустимый износ фрикционных накладок $[h_n]$, то, используя полученные зависимости интенсивности изнашивания фрикционных накладок J_n от величины рабочего усилия, определено оптимальное усилие сжатия дисков или коэффициент запаса сцепления β , при котором узел трения имеет наибольший ресурс T_p . Установлено:

- для ЛТЗ-145 сцепление с диафрагменным нажимным устройством имеет наибольший ресурс при рабочем усилии 12 кН ($\beta = 2$), в этом случае коэффициент динамических нагрузок ведомого вала сцепления не превышает 1,75, а работа буксования колес 2 кДж;

- использование диафрагменного нажимного устройства вытягиваемого типа увеличивает долговечность сцепления в 1,2 раза в сравнении с нажимным устройством вдавливаемого типа, что достигается за счет большего хода нажимного устройства.

Оптимальная величина рабочего усилия нажимного устройства с периферийно расположенными цилиндрическими пружинами для сцепления ЛТЗ-145 определялась с учетом работы буксования движителей и составила 17 кН ($\beta = 2,7$), в этом случае коэффициент динамических нагрузок ведомого вала сцепления не превышает 2,1, а работа буксования колес тракторного агрегата 5 кДж.

Конкретный выбор сцепления и нажимного устройства возможен на ЛТЗ, исходя из экономических и производственных возможностей завода с учетом рассчитанного ожидаемого ресурса рекомендованных узлов трения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработан оптимизационный проектировочный метод расчета диафрагменных нажимных устройств сцеплений, позволяющий определить такие геометрические параметры устройства вдавливаемого или вытягиваемого типа, при которых разрезная тарельчатая

пружина имеет наименьшие напряжения в наиболее опасных точках при заданных функциональных и габаритных ограничениях.

2. Разработаны математические модели для расчета нагруженности и износа фрикционных накладок однодисковых сцеплений. Модели учитывают динамические процессы на поверхностях трения сцепления, теплофизические параметры и многофакторные фрикционно-износные характеристики пары трения. Проведено сопоставление результатов расчета и испытаний сцеплений, которое свидетельствует об адекватности разработанных моделей. Предлагаемые математические модели позволяют, имитируя стендовые или натурные испытания, оценить нагруженность и ресурс сцепления, сократить сроки разработки оптимальных конструкций узла трения с учетом конструктивных особенностей машинно-тракторного агрегата и условий его эксплуатации.

3. Разработаны программные обеспечения для предлагаемых методов расчета.

4. Получены многофакторные фрикционно-износные характеристики абсорбированного материала 56 шифра (41-132-67с) ГОСТ 1786-80 и безасбестового материала F202 фирмы "Valeo". Получение характеристик проведено методом планирования экспериментов на специально разработанном испытательном стенде. Фрикционно-износные характеристики являются паспортом пары трения и необходимы для расчетов нагруженности и долговечности узлов трения.

5. Установлено, что износные испытания сцеплений на инерционных стендах с электродвигателем или расчеты, имитирующие их, не позволяют выбрать оптимальное рабочее усилие на поверхностях трения, при котором сцепление имело бы наибольший возможный ресурс.

6. Разработана методика выбора оптимальной величины рабочего усилия на поверхностях трения сцепления, позволяющая получить наибольший ресурс фрикционного узла в пределах заданного типоразмера, пары трения для конкретного машинно-тракторного агрегата.

7. Проведены расчеты по разработанным методам, которые позволили выбрать параметры сцепления и тип нажимного устройства для унифицированной муфты 3-его типоразмера и внедрить ее в производство на Чебоксарском агрегатном заводе, а также рекомендовать оптимальные параметры нажимного устройства сцепления перспективного трактора ЛТЗ.

8. Разработанные методы расчета, их программные обеспечения, результаты испытаний фрикционных материалов, а также рекомендации и результаты расчетов пар трения и нажимных устройств сцеплений внедрены в головных научно-исследовательских организациях автомобильной и тракторной промышленности: НАМИ, НПО по тракторостроению НАТИ, на заводах ЛТЗ, ЧАЗ.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Геккер Ф.Р., Кужелев П.В. Динамический расчет однодискового диафрагменного автотракторного сцепления // Надежность машин и конструкций. - М.: МЗИ, 1986. - С. 69-76.

2. Расчеты динамических процессов - основа САПР фрикционных сцеплений / С.Г.Борисов, Ф.Р.Геккер, П.В.Кужелев и др. // У1 всесоюзный съезд по теоретической и прикладной механике: Аннотации докл. - Ташкент, 1986. - С. 129.

3. Геккер Ф.Р., Кужелев П.В. Анализ динамических процессов в фрикционных сцеплениях с диафрагменным нажимным устройством // Триботехника - машиностроению: Тез. докл. Ш московской науч.-техн. конф. - М., 1987. - С. 132-133.

4. Кужелев П.В., Геккер Ф.Р. Расчет упругих характеристик диафрагменных нажимных устройств автотракторных сцеплений вдавливаемого и вытягиваемого типов // Известия вузов. Машиностроение. - 1988. - № 3. - С. 81-86.

5. Кужелев П.В., Геккер Ф.Р. Устойчивость разрезных тарельчатых пружин диафрагменных нажимных устройств сцеплений // Известия вузов. Машиностроение. - 1988. - № 5. - С. 88-92.

6. Геккер Ф.Р., Кужелев П.В. Анализ и расчет диафрагменных нажимных устройств сцеплений // Тракторы и сельхозмашины. - 1988. - № 5. - С. 24-28.

7. Кужелев П.В., Геккер Ф.Р., Сопкин В.А. Математическое моделирование фрикционных характеристик и износостойкости пар трения // Трение и износ. - 1988. - Т. 9, № 3. - С. 528-533.

П.Кужелев

Л-46574 Объем 1 п.л. Тираж 100 экз. Ротапринт МВТУ
Подписано к печати 29.II.88 Зал. 1262

