

М383313

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и
ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое
училище им. Н.Э. Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи

ФЕДОРОВ АЛЕКС НДР ИВАНОВИЧ

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ НА ПОВЕРХНОСТЯХ
ТРЕНИЯ СЦ ПЛЕНИЯ

Специальность 01.02.06. - динамика и
прочность машин, приборов и аппаратуры

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

1

Москва - 1981

Работа выполнена на кафедре динамики и прочности машин
Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена
Трудового Красного Знамени высшего технического училища им.
Н.Э. Баумана и на Подмосковном филиале Государственного союзного
ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательского трактор-
ного института (НАТИ)

Научный руководитель:	кандидат технических наук, доцент Ф.Р.ГЕККЕР
Официальные оппоненты:	доктор технических наук В.М.СЕМЕНОВ кандидат технических наук Г.Я.ПАНОВКО
Ведущее предприятие -	производственное объединение "Харь- ковский тракторный завод имени С. Орджоникидзе".

Защита диссертации состоится "

на заседании специализированного Сс

К.053.15.11 МВТУ им. Н.Э. Бауман,

2-я Бауманская ул., дом 5.

С диссертацией можно ознаком

им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан " _ _ _

Отзывы в 2-х экземплярах, за

высылать по указанному адресу.

М383313

Учёный секретарь специализиро-
ванного Совета, кандидат тех-
нических наук, доцент

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Повышение надежности и долговечности машин, улучшение их эксплуатационных качеств в целях сокращения расхода запасных частей и эксплуатационных затрат, является одной из важнейших задач машиностроения.

В силовых передачах большинства транспортных и тяговых машин для временного отсоединения двигателя от трансмиссии и последующего плавного их соединения используются сухие фрикционные муфты сцепления (сцепления). Ресурс сцепления, как правило, определяется продолжительностью работы пар трения. Сцепление, в настоящее время является одним из наименее надежных и долговечных узлов тракторов. Разработка динамической модели, позволяющей изучить и найти пути снижения нагрузок на поверхностях трения сцепления энергонасыщенного сельскохозяйственного трактора, является актуальной задачей.

В настоящее время известно, что при высоких динамических нагрузках продолжительность работы пар трения уменьшается, поэтому необходимо исследование нагрузок на поверхностях трения и путей их снижения. Изучение сцепления, как источника динамических нагрузок для других узлов машины, необходимо в случае установки на машину унифицированного сцепления.

Динамические системы машин со сцеплением представляются структурно достаточно сложными в связи с широким спектром динамических нагрузок, генерируемых сцеплением, как узлом трения. Такие динамические системы нелинейны и имеют переменную структуру, что затрудняет их исследование. В этом случае перспективным является применение рациональных методов программирования и интегрирования дифференциальных уравнений движения динамической системы со сцеплением.

Настоящая работа является основной частью исследования путей снижения динамических нагрузок в сцеплении и в силовой передаче машины в целом, которые велись НАТИ при участии МВТУ им. М.Э.Баумана в соответствии с постановлением ГК СМ СССР по науке и технике № 535 от 27.УШ.74 г. по теме I29/I70-76 "Исследование, разработка унифицированных муфт сцепления, карданных передач и дисковых тормозов повышенной долговечности для энергонасыщенных тракторов".

Целью работы является выбор и обоснование эквивалентных динамических систем, включающих поверхности трения сцепления, поиск

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1383313

Федоров А. И. Динамические н



рациональных путей исследования таких динамических систем, определение динамических нагрузок на поверхностях трения, оценка их влияния на нагрузки в силовой передаче и отработка основных рекомендаций по снижению нагруженности пар трения и силовой передачи машины.

Объект исследования. Динамическая система с однодисковым главным сцеплением (2 пары поверхностей трения) энергонасыщенного сельскохозяйственного трактора классической компоновки класса 9 кН с колесной формулой 4 x 2 (Липецкого тракторного завода).

Научная новизна. При определении нагрузок на поверхностях трения сцепления расчетным путем трактор рассматривается как единая колебательная система. На основе анализа работы сцепления и кинематической схемы объекта исследования обоснована отработана методика получения эквивалентных динамических систем со сцеплением и двигателем внутреннего сгорания для определения взаимосвязанных нормальных и тангенциальных нагрузок в заданном диапазоне частот. Определены параметры, необходимые для исследования нагрузок в сцеплении и силовой передаче, в т.ч. разработаны методики определения тангенциальной жесткости и характеристик демпфирования ведомого диска. Разработаны методы расчета динамических нагрузок на поверхностях трения и осевой податливости ведомого диска, от которой зависят нагрузки в элементах силовой передачи и конструктивная контурная площадь контакта поверхностей трения. Разработан метод расчета сцепления, позволяющий учесть конструкцию ведомого диска. На примере сцепления, как элемента сложной колебательной системы трактора, сформулирована задача о динамической совместимости отдельных узлов и агрегатов машины, показаны пути ее решения.

Практическая ценность. Применение разработанного метода расчета нагрузок на поверхностях трения на стадии проектирования позволяет существенно сократить сроки доводки сцепления и машины в целом. Уточненный метод расчета сцепления позволяет повысить качество расчетов на трение и износ, что гарантирует расчетную долговечность узла.

Доказано, что для оценки динамической совместимости унифицированных узлов, агрегатов и систем машин на стадии проектирования должна использоваться единая динамическая система машины. Отработаны рекомендации, позволяющие обеспечить снижение дина-

мической нагруженности поверхностей трения сцепления и других узлов машины.

Реализация работы. На основании выполненных исследований для предприятий Министерства тракторного и сельскохозяйственного машиностроения разработаны и внедрены НАТИ "Методические основы расчета муфт сцепления с учетом процессов динамического нагружения".

Апробация работы. Диссертационная работа одобрена на заседании кафедры "Динамики и прочности машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана и на заседании НТС Подмосковского филиала НАТИ (бывш. ПНИИС НАТИ).

Результаты работы докладывались на Всесоюзном симпозиуме по моделированию динамики подвижного состава (Брянский институт транспортного машиностроения) в 1973 г., на Всесоюзной научно-технической конференции по жесткости машиностроительных конструкций (г.Брянск) в 1976 г., на VI Симпозиуме по динамике виброударных систем (г.Москва) в 1978 г., на Всесоюзном научно-техническом семинаре "Трение, изнашивание и применение фрикционных и износостойких материалов и покрытий в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении", (г.Чехов) в 1979 г., на заседании НТС отдела трансмиссий НАТИ в 1978г. и 1980г. Результаты работы оценены положительно.

Публикация. Основные результаты работы изложены в 7 публикациях.

Объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, приложений изложенных на 283 страницах, в том числе 155 страниц машинописного текста, 7 таблиц, 97 г. сунков. Список литературы включает 151 наименование.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность темы и дается общая характеристика работы.

I. Динамические процессы в сцеплении при его включении. Задачи исследования.

Несмотря на многочисленные исследования условий работы сцепления, до настоящего времени не удалось полностью определить основные методические направления, которые позволили бы существенно улучшить качество расчета и проектирования сцепления.

В основу расчета нагруженности пар трения положены удельная работа буксования и мощность трения единичного включения. Величины

их определяют конструктивный параметр сцепления — номинальную площадь трения. В работах И.В.Крагельского и его учеников указывается, что при расчетах на трение и износ должна учитываться конструкция узла трения, что для сцепления на практике — не реализовано. Работа буксования, величина которой зависит от низкочастотной составляющей динамической реакции механической системы на включение сцепления, считается для сцепления одним из параметров, учитывающих конструкцию машины. Но при увеличении работы буксования долговечность пар трения сцепления не снижается, а иногда и увеличивается. Не любая конструкция самого сцепления обеспечивает идеальные условия работы пар трения, в частности взаимное равномерное прилегание поверхностей по всей номинальной площади трения. Кроме того известно, что на долговечность любого узла трения существенное влияние оказывает характер динамического нагружения поверхностей трения в целом. Впервые под различным углом зрения этот вопрос рассмотрели И.В.Крагельский и С.Г.Борисов.

Применительно к сцеплению — это характер изменения усилия прижатия дисков $P(t)$ — нормальной нагрузки поверхностей, которая определяет закон изменения предельного момента трения $M_{np}(t)$ при буксовании сцепления, и момента передаваемого накладки сцепления $M(t)$ — тангенциальной нагрузки. Предельный момент трения — это максимальный момент, который может быть передан сцеплением. Величина его равна произведению нормального усилия $P(t)$, радиуса трения R и коэффициента трения μ . Эти параметры изменяются во времени и существенно зависят от конструкции как самого сцепления, так и динамической системы машины, элементом которой сцепление является. Частота колебаний $P(t)$ и $M(t)$ может достигать 4000 1/сек. Влияние характера динамического нагружения пар трения на износ настолько велико, что привело к созданию практической теории ударного (динамического) износа материалов. Значительный интерес представляет всестороннее изучение динамической нагруженности поверхностей трения и определение условий, способствующих снижению нагрузок.

Исследованию сцепления, как источника динамических нагрузок силовой передачи различных машин, посвящено значительное количество работ.

Основопологающими в методическом плане являются исследова-

ния академика Е.Н.Чудакова, А.К.Фрумкина, академика Д.И.Великанова, П.П.Лукина, Г.С.Вильнера, И.С.Цитовича, В.М.Семенова, В.Я.Аниловича, Л.И.Штейнвольфа и Ф.Р. Геккера Ф.Р. *Matsushita Osami* (Япония).

Анализ работ показывает, что экспериментальное исследование сцепления затруднено, нагрузки на поверхностях трения детально не исследовались.

Анализ рабочего процесса сцепления показывает, что для расчета нагрузок в сцеплении, необходимо использовать динамическую систему: двигатель - сцепление - трансмиссия - движитель - трактор - поверхность движения. Исследование такой системы приводит к задаче о динамической совместимости отдельных узлов и агрегатов машины.

Наличие в сцеплении, как минимум, 2-х пар поверхностей трения определяет применение методики исследования нелинейных динамических систем.

Исследования динамических процессов в "вухдисковом (2 ведомых диска, 4 пары поверхностей трения) сцеплении трактора общего назначения кл.30 кН, выполненные автором на АБМ, показали, что существенное влияние на нагруженность элементов сцепления оказывает жесткость ведомых дисков в осевом и тангенциальном направлениях. Оработана методика построения расчетных динамических систем, отражающих продольные и крутильные колебания дисков сцепления. Нормальные нагрузки были определены на каждом из 4-х пар поверхностей трения, а тангенциальные на каждом из ведомых дисков. Была подтверждена возможность определения динамической нагруженности пар трения сцепления расчетным путем.

Таким образом, для определения нагрузок на каждой в отдельности поверхности трения сцепления необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать универсальную модель для исследования нормальных и тангенциальных нагрузок.
2. Изучить условия работы сцепления и определить основные методические направления, реализация которых обеспечит снижение динамической нагруженности сцепления и трансмиссии в целом.

2. Расчетная схема и параметры динамической системы трактора, включающей поверхности трения.

В качестве объекта исследования выбран колесный трактор кл. 9 кН классической компоновки, с колесной формулой 4 х 2 с

однодисковым (2 пары поверхностей трения) сцеплением. Общая расчетная схема динамической системы тракторов, на основании анализа условий, работы сцепления и трактора, представлена в виде 3-х связанных между собой схем. 1-я схема отражает продольные колебания дисков сцепления и позволяет получить величину нормального усилия на поверхностях трения, от которого существенно зависит $M_{np}(t)$. 2-я схема отражает воздействие двигателя, крутильные колебания дисков сцепления, трансмиссии, конечной передачи и поступательное движение трактора на колесах. Эта схема позволяет, в частности, рассчитать относительную скорость скольжения поверхностей трения сцепления и далее определить значение μ для каждого момента времени. 3-я схема отражает колебания корпуса трактора в момент включения сцепления и определяет низкочастотные колебания в силовой передаче при выключении сцепления. Особенностью 1-й и 2-й схем является наличие 4-х безмассовых поверхностей трения: 1-й между нажимным и ведомым дисками сцепления, 2-й между ведомым диском и маховиком, 3-й и 4-й между ведущими колесами и грунтом. Введение безмассовых поверхностей трения, имеющих упруго-демпфирующие связи с массой ведомого диска (например 1-я и 2-я поверхности), позволяет корректно описать поведение динамической системы с трением и определить нагрузки на каждой поверхности трения. Описание поведения динамической системы со сцеплением выполнено при помощи дифференциальных уравнений, полученных с использованием принципа Даламбера. Уравнения нелинейны и имеют переменную структуру, которая определяется характером относительного движения каждой из 4-х поверхностей трения. 1-я и 2-я динамические системы связаны функционально и кинематически, 2-я и 3-я - кинематически. Нелинейность дифференциальных уравнений определяется нелинейной характеристикой момента двигателя, нелинейными упругими характеристиками поверхностей трения сцепления, наличием сухого трения в подвижных соединениях и на поверхностях трения сцепления. Таким образом, моменты трения, возникающие на поверхностях трения сцепления, не задаются искусственно, а получаются в результате решения дифференциальных уравнений связанных колебаний в динамической системе трактора.

Для исследования поведения динамической системы трактора необходимо знать величины ее параметров. Отработана методика определения величин параметров элементов сцепления: осевой жесткости ведомого диска; жесткости основания ведомого диска, демпфи-

рования в материале накладок ведомого диска, инерционных характеристик деталей сцепления, приведенных масс механизма выключения (уравнения). Методики предусматривают определение величин параметров динамической системы сцепления на универсальном испытательном оборудовании с применением простых приспособлений. Демпфирование в материале накладок в продольном направлении определяется расчетно-экспериментальным методом, исходя из предположения, что жесткость контакта и демпфирование пропорциональны контурной площади контакта (КПК) поверхностей трения сцепления. При определении тангенциальной жесткости и коэффициента демпфирования показано, что при проскальзывании дисков сцепления коэффициент сцепления в 15 раз больше, чем во включенном сцеплении. Это является объяснением того, что при исследовании переходного процесса, вызванного включением сцепления, демпфирование (конструктивное и в материале) может не учитываться. Систематизированы и приводятся в виде таблиц параметры динамической системы трактора кл. 9 кН, необходимые для динамических расчетов.

3. Эквивалентные схемы для исследования динамических нагрузок на поверхностях трения

На основании анализа динамических процессов на поверхностях трения (по результатам экспериментального измерения колебаний в звене, наиболее близком к сцеплению) установлено, что частоты колебаний нормальной и тангенциальной нагрузок ограничены. Максимально возможная частота изменения тангенциальной нагрузки при вынужденных колебаниях реальной системы не превышает $30 \text{ }^1/\text{сек.}$ (ω_{lim}). Спектр собственных частот колебаний 2-й и связанной с ней 3-й динамических систем (крутильных колебаний) содержит частоты, превышающие $1500 \text{ }^1/\text{сек.}$ Поэтому 2-я и 3-я расчетные схемы могут быть упрощены за счет уменьшения числа степеней свободы. Эквивалентной динамической системой названа динамическая система, имеющая спектр собственных частот необходимый для имитации вынужденных колебаний с частотами, соответствующими частотам колебаний реальной (исходной) системы. Для эквивалентной и реальной систем необходимо обеспечить равенство динамических реакций на рассматриваемый вид воздействия. Уменьшение числа степеней свободы выполнено с использованием известного метода парциальных частот на ЭЦМ. Установлено, что для рассматриваемой динамической системы формы колебаний в упрощенной схеме сохраняются при последователь-

ном перераспределении параметров парциальных подсистем для которых $\sqrt{\omega_{lim}^2 / c} \leq 0,5$, где $\sqrt{c/\gamma}$ – собственная парциальная частота. Расчет собственных частот динамических систем выполнен с использованием метода Хаусхолдера на ЭЦМ. Упрощению подлежала динамическая система при включенном сцеплении. В результате упрощения получена расчетная схема сцепления, представленная на рис.1.а,б,в. При продольных колебаниях дисков (рис.1а) происходит формирование предельного момента трения сцепления $M_{пр}(t)$, что накладывает отпечаток на характер протекания динамических процессов в крутильной системе рис. 1б и на колебания корпуса трактора рис.1в. Колебания корпуса трактора происходят вследствие инерционности задних колес, на которые при классической компоновке трактора приходится 70% его веса, и удерживающей связи втулки колес и поверхности движения. При этом ведущая шестерня $Z_{в1}$ стремится повернуться на дополнительный угол θ вокруг ведомой $Z_{в2}$. Естественно, что характер динамического процесса в сцеплении зависит и от параметров плавности хода трактора.

Для исследования нагрузок на поверхностях трения дифференциальные уравнения, описывающие колебания эквивалентной системы сцепления рис.1.а,б,в должны быть решены. В качестве метода решения выбран метод припасовывания. Нелинейные упругие характеристики поверхностей трения в продольном (нормальном) направлении аппроксимировались полиномом 3-й степени, зависимость коэффициента трения от скорости скольжения – 2-мя линейными участками. Показано, что если рассматривать динамический процесс за время одного включения, то температура поверхностей трения изменяется не настолько, чтобы учитывать в расчетах зависимость коэффициента трения от температуры. Интегрирование дифференциальных уравнений выполнено шаговым методом. Процедура решения представлена таким образом, что уравнения могут интегрироваться по неявной схеме или по методу Эйлера-Коши.

Эти методы положены в основу используемого для исследования нелинейных дифференциальных уравнений алгоритмического языка "Модель" – интерпретирующей программы непосредственно выполняющей интегрирование на основе той исходной формы данных, которой описывается математическая модель.

Как при аналоговом моделировании, уравнения представляются в виде схемы из соединенных между собой решающих операторов.

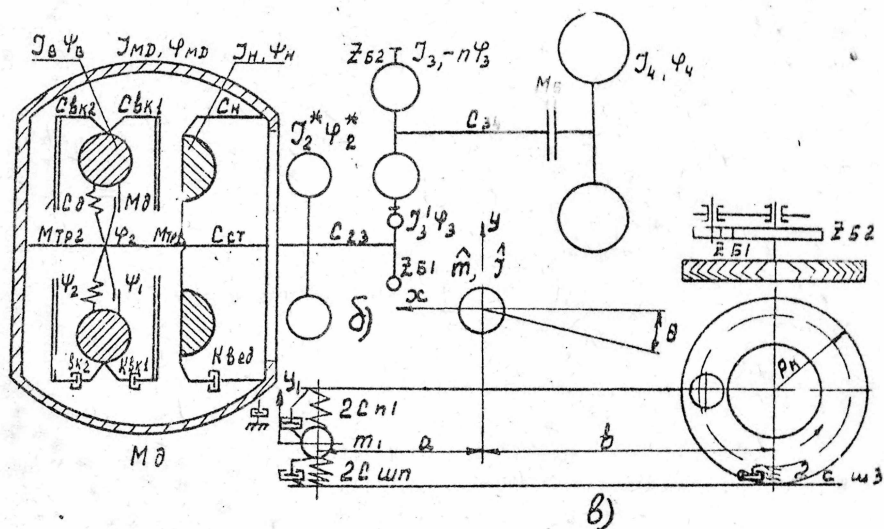
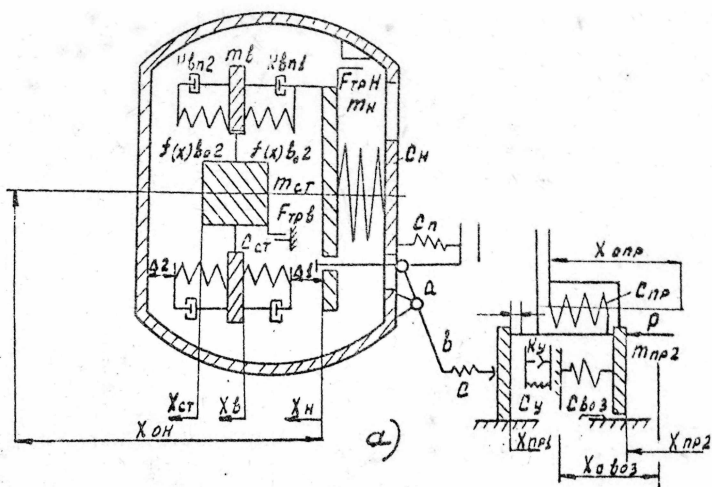


Рис. 1. Расчётная схема для исследования нагрузок на поверхностях трения сцепления.

Схема кодируется (описывается) при помощи специального языка. Каждый псевдокод интерпретируется реализующей язык программой. Каждая псевдокоманда языка представляет описание одного оператора: его типа и связей с другими операторами. Основному массиву псевдокоманд, описывающих систему, ставятся в соответствие дополнительные массивы — числовых параметров, сигналов на выходе и т.д. Такой метод программирования не требует привлечения программиста и может быть положен в основу современного инженерного метода расчета.

Полученные в результате решения дифференциальных уравнений: дополнительное динамическое перемещение нажимного диска X_n , угол буксования $\varphi_{мт} - \varphi_2$ (разность углов поворота ведущих и ведомых частей сцепления), упругий момент на валу сцепления $(\varphi_2 - \varphi_2^*)C_{вп}$ и упругая характеристика ведомого диска в продольном направлении $f_{вот}$ сравнивались с экспериментально полученными на тракторе. Хорошее совпадение результатов решения с результатами экспериментов подтвердило высокое качество полученной модели процесса включения сцепления.

4. Нормальные нагрузки на поверхностях трения.

Расчеты показали, что силы сопротивления перемещению нажимного $F_{нп}$ и ведомого $F_{тв}$ дисков при расчетах сцепления в системе с ДВС могут быть приняты постоянными. В этом случае эквивалентной системой для исследования нормальных нагрузок на поверхностях трения является схема, учитывающая только продольные колебания дисков сцепления (рис.1а). Исследовано влияние изменения величин различных параметров системы, продольных колебаний (рис.1а) на характер и величину нормальных нагрузок при резком и плавном включении сцепления. Плавное включение хорошо моделируется увеличением массы механизма управления $M_{пр2}$. В зависимости от соотношения величин параметров системы закон изменения нормальных нагрузок аperiodический или периодический. Наблюдается последовательная нагрузка и разгрузка поверхностей трения, особенно при плавном включении. Для пар трения наиболее благоприятный аperiodический закон нагружения.

В качестве характеристики динамического процесса предложено использовать коэффициент динамического усиления нагрузки и коэффициент загрузки поверхностей, который равен отношению действительной нагрузки на поверхности трения к средней для n по-

верхностей нагрузки. Расчеты показали, что на более загружена I-я поверхность трения.

Существенное влияние на характер и величину нагрузок оказывают коэффициент демпфирования $K_{вп2}$ и упругая характеристика ведомого диска в сборе $f_{во}$, условная жесткость $C_{дсд}$ которого соответствует тангенсу угла наклона прямой, соединяющей на упругой характеристике точки $(0, 0)$ и $(0 \text{ мм}, 10 \text{ кН})$. При увеличении податливости ведомого диска наблюдается более равномерная нагрузка каждой из поверхностей трения. Сравнение расчетных и экспериментальных зависимостей максимальных усилий $P(t)$ от $f_{во}$ и $K_{вп}$ показывает, что с увеличением податливости возрастает значение $K_{вп}$. Это можно объяснить увеличением контурной площади контакта (КПК). Отношение величины $K_{вп}$ принятой при расчетах, при которой характер динамического процесса и величина расчетных нагрузок совпадает с экспериментальными, к величине $K_{вп}$, рассчитанной для накладки сцепления по разработанной методике, названо $K_{кпк}^д$ - динамическим коэффициентом КПК. Экспериментально установлено, что с увеличением КПК увеличивается жесткость контакта поверхностей сцепления. Опираясь на сравнительную жесткостью, получим формулу для определения $K_{кпк}$ статического:

$$C_{\Sigma} C_o / [C_n (C_o - C_{\Sigma})] = C_{нк} / C_n = K_{кпк},$$

где $C_n, C_{нк}, C_{\Sigma}, C_o$ - соответственно, сравнительные жесткости кольца накладки сцепления, контакта поверхности сцепления, диска в сборе, диска без накладок. Анализ экспериментальных результатов и расчетов показывает, что $K_{кпк}$ тем выше, чем меньше разность $(C_o - C_{\Sigma})$, что характерно для податливых дисков. Расчеты показали, что $K_{кпк}^д > K_{кпк}$, $K_{кпк}^д$ необходимо использовать при расчете только в том случае, если габариты сцепления очень ограничены. Коэффициент $K_{кпк}$ ($K_{кпк}$) всегда меньше единицы и характеризует количественно величину КПК для конкретной конструкции сцепления. $K_{кпк}$ должен вводиться в формулу, характеризующую износостойкость $W_a = W_T / K_{кпк} \cdot A_a$ и в формулу для расчета мощности трения $N_a = 0,4 \beta \omega_n \cdot M_n / K_{кпк} \cdot A_a$, т.е. в знаменателе известных формул фигурирует не номинальная площадь трения A_a , а конструктивная КПК. В этих формулах W_T - работа буксования, ω_n - угловая скорость коленчатого вала двигателя при номинальных оборотах, M_n - момент двигателя. $K_{кпк}$ позволяет учесть конструкцию узла трения

и при оценке линейного износа накладок. Из сравнения результатов расчетов и экспериментов установлено, что Ккпк позволяет с высокой точностью прогнозировать износ для сцепления при изменении конструкции ведомого диска (при наличии результатов испытаний накладок на износ в базовой конструкции). Точность оценки износа по Ккпк несколько ниже, чем по $K_{кпк}^2$, однако вполне приемлема для практики расчетов. С учетом Ккпк должен выполняться расчет и статистических критериев нагруженности сцепления, предложенных Г.М.Щеренковым. С введением Ккпк становится объяснимым факт увеличения долговечности сцепления с податливыми ведомыми дисками, т.к. W_q и N_q для них меньше, чем для жестких дисков.

Расчетом установлено, что податливость ведомого диска способствует и изменению характера нагружения (с периодического на аperiodический) поверхностей трения. Получены зависимости, позволяющие на стадии проектирования сцепления выбирать такую минимальную величину осевой податливости, при которой всегда гарантирован аperiodический закон нагружения поверхностей трения и достаточно высокое значение Ккпк.

5. Тангенциальные нагрузки на поверхностях трения.

Для расчета тангенциальных нагрузок должна использоваться полная динамическая система трактора со сцеплением (схемы рис.1.). При плавном включении сцепления, несмотря на значительные нормальные нагрузки $P_1(t)$ и $P_2(t)$ на первой и второй поверхностях трения (рис.2а), тангенциальные нагрузки M_1 и M_2 невелики. Предельный момент трения сцепления $M_{пр}(t)$, величина которого пропорциональна P_1 и P_2 влияет на характер M_1 и M_2 в накладках и на колебания угловой скорости ведомой части ψ_1 . В зависимости от включенной передачи, т.е. жесткости трансмиссии, характер нагрузок изменяется. На 4 - 6 рабочих передачах при жестком ведомом диске (для исследуемого трактора) всегда наблюдаются колебания тангенциальных нагрузок с частотой ~ 20 гц (рис.2а). При большой разности угловых скоростей ведущей и ведомой частей бол.з. загружена I-я поверхность трения. Из колебания M_1 и M_2 с частотой 20 гц накладываются колебания с частотой ~ 120 гц, которые на рис.2 не показаны. При резком включении сцепления M_1 и M_2 повторяют в точности колебания P_1 и P_2 .

"Идеальными" параметрами основной передачи названы параметры,

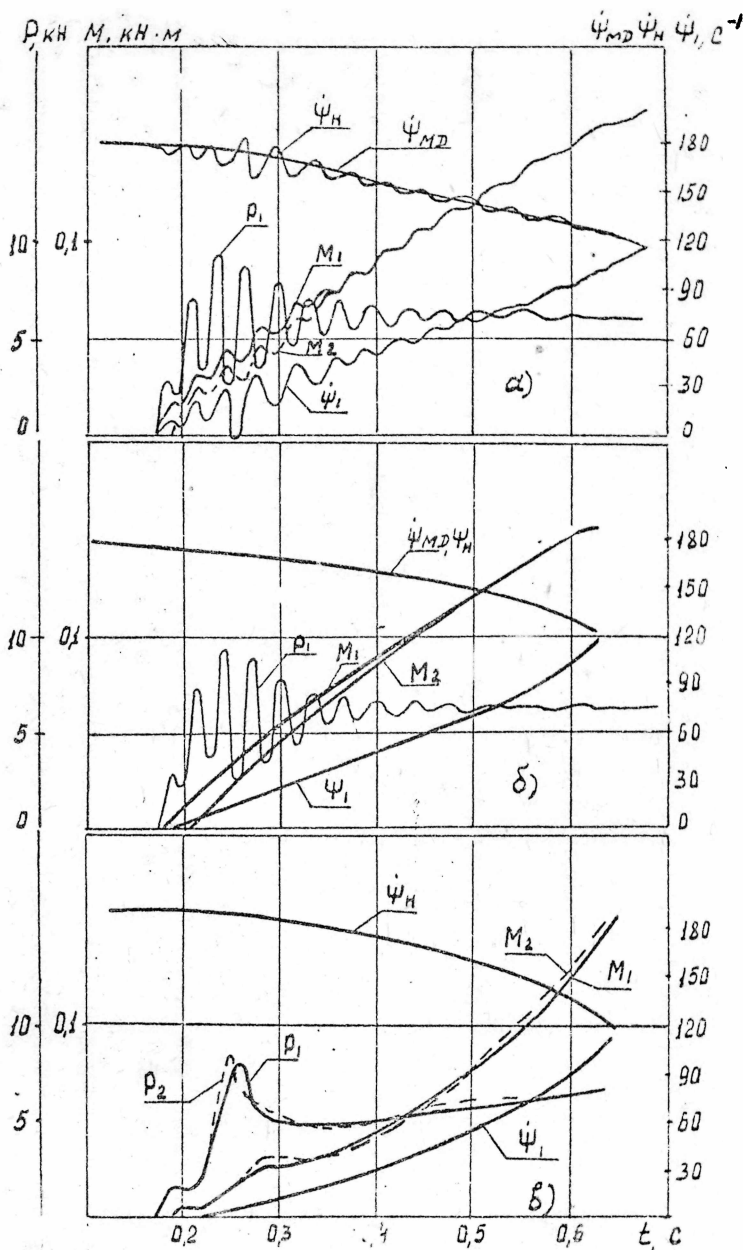


Рис. 2. Различный характер нагружения поверхностей трения сцепления.

при которых силовая передача не реагирует на вынужденные колебания с частотами изменения предельного момента трения. На рис.2б приведены результаты расчета при "идеально-рассчитанных" параметрах трансмиссии. Колебания M_1 и M_2 отсутствуют. Условия работы пар трения более удовлетворительны. $R_1 R_2$ велики. Более просто добиться снижения нагрузок за счет изменения параметров самого сцепления. "Идеальными" параметрами сцепления названы параметры динамических систем продольных и крутильных колебаний дисков, при которых: закон изменения R_1 и R_2 аperiodический, поверхности трения загружены примерно одинаково, автоколебания в силовой передаче при постоянной величине $M_{пр}$ отсутствуют или амплитуда их невелика. Результаты расчетов при таких "идеальных" параметрах приведены на рис.2в.

Установлено, что амплитуда автоколебаний M_1 зависит от крутильной жесткости соединения маховика и нажимного диска $C_{вед}$ (рис.1) и отношения μ_{max}/μ - коэффициента трения покоя к среднему коэффициенту трения для скоростей скольжения $7 + 20$ м/сек. Расчетами показано, что жесткость трансмиссии оказывает существенное влияние и на низкочастотную составляющую M_1 и M_2 . При большой жесткости трансмиссии наблюдается увеличение максимальных значений M_1 и M_2 и работы буксования W_T . До начала поступательного движения трактора могут возникать колебания корпуса. При некоторой величине (реальной) приведенной жесткости трансмиссии трогание трактора с места происходит без "раскачивания" корпуса. При смещении центра тяжести трактора вперед нагруженность поверхностей трения снижается.

Известно, что характер нарастания момента трения (в нашем случае это M_1 и M_2) определяет величину работы буксования W_T . Установлено, что при податливых ведомых дисках при плавном включении, кривые нарастания моментов M_1 и M_2 вогнутые (рис.2в) или близки к прямым. При этом несколько увеличивается работа буксования, по сравнению со случаем, когда кривые M_1 и M_2 выпуклые (характерно для сцепления с жестким ведомым диском), однако в конце буксования скорости ведущей и ведомой частей быстро выравниваются, в результате чего почти полностью исключается возможность автоколебаний. В сочетании с более высоким значением $K_{пп}$, для податливого диска, это способствует снижению нагруженности поверхностей трения и трансмиссии.

Пример поиска рациональных параметров сцепления расчетным методом на модели определяет необходимость решения задачи динамической совместимости различных узлов и агрегатов тракторов и других машин.

ВЫВОДЫ

1. Разработана динамическая модель, которая позволяет исследовать динамические нормальные и тангенциальные нагрузки на поверхностях трения сцепления.

2. Нормальные динамические нагрузки на поверхностях трения сцепления не значительно зависят от тангенциальных нагрузок.

3. Установлено, что нормальные динамические нагрузки существенно зависят от времени включения сцепления и упругой характеристики ведомых дисков в осевом направлении. С увеличением осевой податливости, путем подрессоривания поверхностей трения, увеличивается контактная жесткость пары трения сцепления, что является следствием увеличения конструктивной контурной площади контакта поверхностей сцепления — следствием изменения конструкции ведомого диска. Нагрузки на поверхностях трения снижаются.

4. Разработан экспериментально-расчетный метод определения конструктивной контурной площади контакта пар трения сцепления в статике и в динамике.

5. Показано, что для наиболее полной характеристики расчетных параметров сцепления: удельной работы буксования W_a и мощности трения единичного включения N_a , в соответствующие формулы должны вводиться рассчитываемые коэффициенты, учитывающие величину контурной площади контакта. Эти коэффициенты позволяют учитывать конструкцию узла трения при расчете сцепления на трение и износ, что является дополнением к существующим методам расчета.

6. Разработана методика расчета и исследования тангенциальных динамических нагрузок поверхностей трения. В основу методики положено исследование динамической системы связанных продольных и крутильных колебаний дисков сцепления, с учетом воздействия двигателя и колебаний корпуса трактора. Тангенциальные нагрузки существенно зависят от нормальных нагрузок, динамических параметров силовой передачи, компоновки трактора и соотношения параметров плавности хода и силовой передачи.

7. На примере сцепления сформулирована задача о динамической совместимости отдельных узлов и агрегатов машины, показаны пути ее решения при проектировании машины или отдельного узла.

8. При испытаниях сцепления на стенде необходимо добиться таких же условий динамического нагружения поверхностей трения, как и в сцеплении на тракторе, т.к. долговечность пар трения зависит от

характера их динамического нагружения.

9. Снижение динамических нагрузок на поверхностях трения сцепления позволяет увеличить долговечность пар трения.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Геккер Ф.Р., Федоров А.И., Романов В.В. Моделирование колебаний силовой передачи при включении двухдисковой муфты сцепления. - Тр./Брянский ин-т транспортного машиностроения, 1974, вып. 26. Динамика подвижного состава железных дорог, с.115-119.

2. Федоров А.И., Геккер Ф.Р., Борисов С.Г. Исследование динамических процессов в двухдисковой муфте сцепления. - Тракторы и сельхозмашины, 1976, №3, с.11-14.

3. Геккер Ф.Р., Борисов С.Г., Федоров А.И. Исследование влияния осевой податливости ведомого диска муфты сцепления на процесс формирования предельного момента. - В кн.: Жесткость машиностроительных конструкций. Всесоюзная научно-техническая конференция. Тезисы докладов (г.Брянск, 7-9 сентября 1976 г.). М., 1976, с.213-218.

4. Борисов С.Г., Геккер Ф.Р., Федоров А.И. и др. Математическое моделирование процесса включения фрикционной однодисковой муфты сцепления колесного трактора. - Тр./НАТИ, М., 1977, вып. 254. Исследование работы и оптимизация параметров тракторных трансмиссий.

5. Геккер Ф.Р., Федоров А.И., Борисов С.Г. и др. Ударные и колебательные процессы на поверхностях трения фрикционной сухой однодисковой муфты сцепления трактора. - В кн.: VI Симпозиум по динамике виброударных систем. 10-12 апреля 1978 г. Тезисы докладов. М., 1978, с.31.

6. Шахназаров В.Н., Геккер Ф.Р., Федоров А.И. Использование математического моделирования для исследования на стендах динамических процессов в тракторе и его агрегатах. - Тракторы и сельхозмашины, 1978, № 5, с.13-15.

7. Федоров А.И. Динамические процессы на поверхностях трения сцепления. - В сб. тезисов.: Всесоюзный научно-технический семинар "Трение, изнашивание и применение фрикционных и износостойких материалов и покрытий в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении" (19-21 июня 1979 г., г.Чехов). М., 1979, с.67-68.