М 133647

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

*На правах рукописи*

Кандидат технических наук
Семенов В. М.

# ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМОГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ И ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА НИХ

(05. 195. Автомобили и тракторы)

Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук

— 1971 —

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

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

На правах рукописи

Канд.техн.наук В.М.СЕМЕНОВ

# ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМОГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ И ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА НИХ

(О 5. I95. Автомобили и тракторы)

№133647

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва I97I

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1133647
Семенов В.М. Исследование

Работа выполнена в Центральном ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательском автомобильном и автомоторном институте (НАМИ).

Официальные оппоненты:
д-р техн.наук проф. В.А.Иванов;
д-р техн.наук проф. Я.Е.Фаробин;
главный конструктор Мытищинского машиностроительного завода Н.А.Астров.

Ведущее предприятие - НАТИ.

Автореферат разослан "  " мая 1971 г.

Защита состоится 21 июня 1971 г. на заседании ученого совета конструкторско-механического факультета МВТУ им.Баумана.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им.Баумана.

Отзывы в двух экземплярах просим присылать по адресу: Москва, Б-5, 2-я Бауманская ул.,5.

Ученый секретарь совета
канд.техн.наук доц.  Л.Н.Колобов

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

МВТУ
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

УДК 629.113.03.001.5

## ВВЕДЕНИЕ

Пневмогусеничный движитель, обладая целым рядом новых специфических свойств и качеств, является дальнейшим развитием колесного и гусеничного движителей. Судя по количеству патентов, можно заключить, что непрерывно ведутся работы над проблемой создания совершенной конструкции пневмогусеницы, основным элементом которой является несущая резино-кордная оболочка.

Впервые в нашей стране исследования возможности создания пневмогусеничных движителей были начаты в Центральном ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательском автомобильном и автомоторном институте (НАМИ) совместно с Ленинградским шинным заводом и МВТУ им.Баумана. Эти работы в НАМИ стали возможными благодаря проведенным под руководством А.М.Хлебникова исследованиям по повышению проходимости колесных машин за счет создания новых типов движителей сверхнизкого внутреннего давления воздуха (арочных шин, пневмокатков и др.).

### Пневмогусеничный движитель - дальнейшее развитие колесного и гусеничного движителей

Решение проблемы повышения проходимости транспортных средств связано, главным образом, с необходимостью максимального снижения удельного давления в контакте движителя с грунтом и более равномерного его распределения. Площадь контакта колеса с опорной поверхностью зависит от его геометрических размеров, внутреннего давления воздуха в шине, числа слоев корда и других факторов.

Увеличение числа осей ведет к усложнению конструкции автомобиля и повышению его стоимости. Опыт эксплуатации многоприводных автомобилей, оборудованных шинами с централизованной системой регулирования внутреннего давления воздуха, арочными,

широкопрофильными шинами, пневмокатками и др., показал, что эти автомобили все же обладают ограниченной проходимостью.

В настоящее время гусеничный движитель является основным видом движителя, достаточно удовлетворительно работающим в тяжелых дорожных условиях. Металлические гусеницы, применяющиеся на большинстве современных вездеходов, состоят из отдельных звеньев (траков), шарнирно соединенных между собой. Одним из основных недостатков металлических гусениц является повышенный износ соединительных проушин траков вследствие попадания пыли, песка и других абразивных частиц. В целях устранения этого недостатка предлагались различные конструктивные решения. Однако большинство из них приводили к усложнению конструкции и оказывались экономически невыгодными. Кроме того, звенья металлической гусеницы вызывают неравномерность движения, вследствие чего возникают динамические нагрузки в трансмиссии и движителе. Применение резиновых ленточных гусениц позволяет ликвидировать недостатки металлических гусениц, связанные с наличием шарниров, уменьшить вес гусеницы, но не устраняет основного недостатка - неравномерности эпюры удельных давлений по длине площади контакта гусеницы с опорной поверхностью.

Одним из перспективных является пневмогусеничный движитель (ПГД). Исследования опытных образцов ПГД выявили следующие его преимущества:

- благодаря высокой эластичности ПГД обладает демпфирующими свойствами, гасящими вибрации катков и всей ходовой части системы;

- при движении ПГД по дорогам с часто чередующимися неровностями они как бы перекрываются пневмогусеницей, имеющей по сравнению с колесом большую длину площади контакта с дорогой, что повышает комфортабельность движения машины;

- пневмогусеница практически исключает наличие концентрации контактных напряжений, вызывающих разрушение полотна дороги и отрицательно воздействующих на элементы движителя;

- за счет равномерного распределения удельных давлений по площади контакта ПГД обладает более высокими тягово-сцепными показателями на грунтах с малой несущей способностью по сравнению не только с колесом, но и с металлической и резино-ленточной гусеницей;

- ПГД обеспечивает высокую грузоподъемность транспортному средству (ПТС) при относительно малых по высоте габаритных размерах.

К числу основных недостатков ПГД следует отнести: а)по сравнению с колесом он обладает более сложной конструкцией и имеет более высокие потери мощности при движении по твердому покрытию, что ведет к уменьшению срока службы резино-кордной оболочки пневмогусеницы по сравнению с шиной; б) пневмогусеница так же, как и пневматическая шина, по сравнению с металлической гусеницей чувствительна к механическим повреждениям, чувствительна к низким температурам и имеет худшую, чем металл, ремонтоспособность; в) вследствие боковой податливости профиля и гребней пневмогусеница обладает повышенной склонностью к спаданию, что накладывает определенные ограничения на ее конструкцию.

В последнее время наши работы показали, что за счет создания оптимальных конструкций можно избежать большинства указанных недостатков пневмогусениц.

## Постановка задачи исследований и цель работы

Исследования по разработке пневмогусеничных движителей имели своей целью: а) получение оптимальных конструкций разрабатываемых систем "привод-движитель" и определение их параметров на базе исследований силовых зависимостей, имеющих место в ПГД, его кинематических характеристик, деформаций резино-кордной оболочки пневмогусеницы, тягово-сцепных качеств ПГД, а также разработку вопросов теории установившегося движения ПГД; б) проведение доводочных работ главным образом по динамике систем "привод-движитель" и ходовой части пневмогусеничных транспортных средств.

Одновременно отрабатывалась методика полигонных испытаний ПГТС, которая позволила оценить новый образец непосредственно в условиях, близких к эксплуатационным. В ходе исследований давалась технико-экономическая оценка проводимых работ уже на стадии проектных изысканий и разрабатывалась технология изготовления ПГД.

Необходимость широкого проведения динамических исследований была вызвана тем, что опыт создания новых образцов вездеходов показал их работоспособность в значительной степени определяемую динамическими процессами, происходящими в отдельных агрегатах и узлах. Нельзя создать работоспособного , даже макетного образца нового вездехода без широкого обследования особенностей динамического нагружения деталей основных агрега-

тов и сопоставления со стандартными образцами, тем более оснащенных принципиально новыми типами движителей.

Целью диссертации является обобщение и систематизация накопленных многолетними исследованиями материалов по созданию ПГД и ПГТС, что должно явиться основой для разработки теории проектирования ПГД и транспортных средств на них.

Диссертация состоит из двух частей: первая в основном посвящена вопросам конструирования ПГД и транспортных средств на них (ПГТС), статике и кинематике движения ПГД; во второй даны результаты исследований динамических процессов в системе "привод-движитель" ПГТС, разработана также методика полигонных испытаний транспортных средств на пневмогусеничных движителях в сравнении с другими типами машин.

## Часть I. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПНЕВМОГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ И ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА НИХ, СТАТИКА И КИНЕМАТИКА ДВИЖЕНИЯ ПНЕВМОГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

### Глава I. Анализ конструкций пневмогусеничных движителей и результаты ходовых испытаний экспериментальных машин

При создании пневмогусеничных движителей встречаются большие трудности, так как нагружение ПГД связано со значительными и многообразными деформациями и напряженное состояние оболочки не поддается точному расчету. Моделирование работы пневмогусеницы (ПГ) затруднено, поскольку определение коэффициентов масштабности также является сложной задачей. Поэтому были изучены особенности работы резино-кордной оболочки ПГ и с этих позиций проведен анализ взаимодействия ее отдельных конструктивных элементов с целью выработки рекомендаций по созданию оптимального профиля ПГ.

На основании анализа проведенных исследований, а также имеющихся патентных материалов все многообразие конструкций пневмогусениц предлагается классифицировать следующим образом:

I. Однополостные пневмогусеницы:

а) круглого профиля; б) образованные замкнутыми параллельными лентами равного периметра; в) образованные замкнутыми параллельными лентами различного периметра.

2. Многополостные пневмогусеницы:

а) с неподвижными пневмотраками; б) с подвижными пневмотраками (движитель типа "Аэролл").

С позиций предложенной классификации дан критический анализ существующих конструкций ПД; выявлены преимущества и недостатки отдельных конструкций с точки зрения передачи тягового усилия, устойчивости движения, распределения удельных давлений в площади контакта с опорной поверхностью и других показателей. Даны характеристики опытных отечественных ПД и отдельных машин, созданных на базе этих движителей, приведены результаты ходовых испытаний опытных машин. Экспериментальные исследования проводились на следующих опытных отечественных образцах пневмогусеничных транспортных средств, созданных в ходе настоящих исследований: а) полугусеничных НАМИ-СЗМ, НАМИ-СЗМУ, НАМИ-С изготовленных на базе узлов и агрегатов автомобилей "Москвич" и "УАЗ"; б) сочлененном пневмогусеничном вездеходе НАМИ-0106, изготовленном на базе узлов и агрегатов Ульяновского автозавода.

Исследованиям подвергались отдельные опытные конструкции пневмогусеничных движителей: а) с однополостными пневмогусеницами одно- и многокамерные, а также с пневмогусеницами "сотового" типа; б) с траковыми пневмогусеницами.

На рис.I дана схема пневмогусеницы - "сотового" типа[x].

В процессе проведения исследований установлено, что необходимо при создании ПД учитывать следующую специфику ПГ:

а) по конструктивным параметрам:

- форма профилей как одно-, так и многокамерных ПД должна быть близкой к равновесной;

- толщина стенок ПГ должна быть по возможности минимальной;

- не должно быть, особенно в зоне боковин профиля ПГ, концентраций напряжений, местных наплывов резины и т.д.;

- профиль ПГ на крайних катках при действии растягивающих сил не должен сплющиваться. Зоны боковин должны деформироваться, имея радиус кривизны без излома;

- несущий внутренний пояс пневмогусеницы должен иметь усиленный корд с окружным расположением нитей в несколько слоев (желательно металлокорда);

- нейтральная линия профиля ПГ во избежании потери устойчивости должна располагаться как можно ближе к несущему малодеформируемому внутреннему поясу;

---

[x] В создании и разработке этого типа пневмогусеницы принимали участие: проф., д.т.н. Бочаров Н.Ф., к.т.н. Соловьев В.И., инж-ры Кибальников В.И., Махнев С.И., Моторин Ю.Б. и др.

б) по тягово-сцепным и другим показателям:

- наиболее предпочтительными следует считать однополостные ПГ и особенно пневмогусеницы "сотового" типа, взаимодействующие с полотном дороги с использованием эффекта объемного сдвига рыхлого грунта и снега;

- по этим параметрам траковые ПГ уступают однополостным, вместе с тем их следует считать более предпочтительными при замене обычных металлических гусениц пневматическими на стандартных гусеничных транспортерах, имеющих большой периметр обвода.

Испытания опытных образцов отечественных машин на ПГД показали, что созданные пневмогусеницы обеспечивают ПГД все свойственные ему положительные качества и не уступают подобным образцам пневмогусениц, созданным за рубежом.

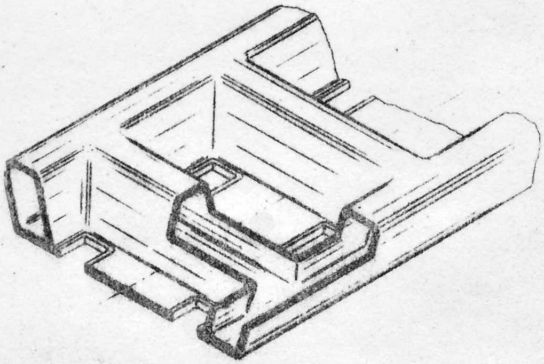


Рис.I.

## Глава II. Некоторые вопросы теории установившегося движения пневмогусеничных движителей и транспортных средств на них

### Закономерности в зависимостях, имеющих место при работе ПГД без вертикальной нагрузки

Знание этих параметров необходимо для компоновки ПГТС, выявления напряженного состояния резино-кордной оболочки, определени усилий, действующих на элементы обвода и т.д.

При отсутствии вертикальной нагрузки ПГД рассматривается как частный случай передачи с гибкой связью. При этом имелось

в виду, что передача усилий в контакте ведущего катка с пневмогусеницей осуществляется путем трения. Были использованы результаты работ Н.Е.Жуковского, Г.М.Бартенева, А.В.Андреева, Б.А.Кронина, В.А.Светлицкого и других.

Уравнение упругой линии пневмогусеницы получено при следующих допущениях: а) опорные катки являются абсолютно жесткими; б) поперечные сечения пневмогусеницы после установки ее на обводе остаются плоскими и не искажаются; в) собственный вес пневмогусеницы не учитывается; г) пневмогусеница представляет собой бесконечно тонкую нерастяжимую ленту, обладающую изгибной жесткостью.

Получено выражение уравнения упругой линии ПГ:

$$S = \int_0^{\varphi} \frac{d\varphi}{\sqrt{\frac{1}{r^2} + 2\kappa\left(\cos\varphi_0 - \cos\varphi\right)}}, \qquad (I)$$

где $r$ – радиус катка;

$\varphi_0$ – угловая координата точки касания свободной ветви гусеницы с катком;

$\varphi$ – текущий угол между касательной к упругой линии ПГ в рассматриваемой точке свободной ветви с осью абсцисс;

$S$ – длина свободной ветви от начала координат до рассматриваемой точки;

$\kappa$ – силовой параметр, $\kappa = \frac{T}{2EJ}$;

$T$ – реакции на оси катка;

$EJ$ – изгибная жесткость пневмогусеницы.

Начало координат выбрано посередине свободной ветви гусеницы, если ее рассматривать в плане. Ось абсцисс при этом параллельна линии, соединяющей оси катков.

Из уравнения (I) были получены: а) теоретические зависимости между силовыми и геометрическими параметрами пневмогусеничного обвода; б) зависимости изменения углов обхвата катков гусеницей от расстояния между осями крайних катков.

Таким образом, зная уравнение упругой линии пневмогусеницы конструктор в первом приближении может определить углы обхвата катков пневмогусеницей, величину силового фактора и другие параметры обвода ПГД.

## Разработка некоторых вопросов теории ПГД при движении по твердой опорной поверхности

Рассматривается установившееся прямолинейное движение ПГД, имеющего резино-кордную оболочку с внутренним избыточным давлением воздуха и абсолютно жесткие опорные катки. В силу некоторой общности ПГД с эластичным колесом и обычным гусеничным движителем исследования проведены в сравнении с указанными движителями. В качестве допущения принято, что наружный и внутренний пояса ПГ представляют собой плоские замкнутые ленты, а профиль гусеницы по периметру обвода - неизменный.

Введены понятия:

Внутренний радиус пневмогусеницы ( $r_{вн}$ ) - внутренний радиус пневматической гусеницы по пресс-форме.

Наружный радиус пневмогусеницы ( $r_{нар}$ ) - наружный радиус пневматической гусеницы по пресс-форме.

Радиус качения пневматической гусеницы ( $r_{кп}$ ) - путь, проходимый движителем за один оборот пневмогусеницы, деленный на $2\pi$ .

Радиус качения пневмогусеничного движителя ( $r_{кпгд}$ ) - путь, проходимый движителем за один оборот ведущего катка, деленный на $2\pi$

Динамический радиус пневмогусеничного движителя ( $r_{дпгд}$ ) - расстояние от оси ведущего катка до опорной поверхности.

При выводе формул различались движители, соединенные с корпусом балансирно, и движители, соединенные жестко.

За центр пневмогусеничного движителя принята точка приложения равнодействующей всех внешних сил без учета подводимого крутящего момента, расположенная по вертикали на расстоянии $r_{дпгд}$ от горизонтальной опорной поверхности.

$\varepsilon_н$ и $\varepsilon_в$ - относительные деформации наружного и внутреннего поясов ПГ в точках контакта, скорости скольжения которых относительно опорной поверхности и ведущего катка равны нулю. Тогда:

$$r_{кпгд} = r \frac{r_{нар}(1+\varepsilon_н)}{r_{вн}(1+\varepsilon_в)} = \frac{r_{кп}}{i_{пгд}}, \qquad (2)$$

где.

$$r_{кп} = r_{нар}(1+\varepsilon_н); \qquad (3)$$

$r$ – радиус жесткого ведущего катка;

$i_{пгд}$ – передаточное число ПГД, т.е. отношение числа оборотов ведущего катка к числу оборотов пневмогусеницы:

$$i_{пгд} = \frac{r_{вн}(1+\varepsilon_в)}{r} . \qquad (4)$$

Для обычной гусеницы с принудительным зацеплением:

$$r_к = r .$$

С точки зрения силовых и кинематических зависимостей колесный и гусеничный движители являются частным случаем пневмогусеничного: при $i_{пгд}=1$ передаточное число будет характеризовать колесный движитель; при $i_{пгд}\neq 1 = const$ и $r_к = const$ получим характеристику обычного гусеничного движителя с нерастяжимой лентой.

При движении ПГД так же как и при качении эластичного колеса, имеет место смещение вертикальной реакции относительно центра ПГД, не связанное с потерями мощности на перемещение. Эластичный движитель рассматривается как передаточный механизм, преобразующий вращательное движение в поступательное. Эластичность движителя позволяет передавать мощность с передаточным числом, не всегда равным единице. Снос вертикальной реакции рассматривается как плечо действия реактивного момента, образованного парой сил – вертикальной нагрузкой и нормальной реакцией опорной поверхности. Таким образом, смещение вертикальной реакции вызывает отличие передаточного числа движителя от единицы и внешне проявляется в несовпадении радиуса качения с динамическим радиусом.

Выведены соотношения, характеризующие смещение вертикальной реакции в зависимости от способа крепления ПГД к корпусу.

Полное смещение вертикальной реакции относительно центра тяжести машины при жестком креплении ПГД к корпусу машины равно:

$$K = -\frac{P_к h_{кр}}{G_{дв}} , \qquad (5)$$

при балансирном креплении:

$$K = \frac{M_к \frac{1}{i} - P_к h_б}{G_{дв}} . \qquad (6)$$

Из изложенного следует, что два одинаковых пневмогусеничных движителя, из которых один жестко соединен с корпусом машины, а второй балансирно в части суммарного сноса вертикальной реакции $K$, будут эквивалентны только в ведомом режиме движения (имеется в виду, что $h_{кр} = h_{\delta}$).

Поэтому, поскольку проходимость гусеничных машин по грунтам с низкой несущей способностью при смещении равнодействующей вертикальных сил относительно центра ПГД снижается, желательно, чтобы точка ее приложения находилась посередине длины площади контакта. В наибольшей степени удовлетворить этому требованию можно при балансирном креплении ПГД к корпусу машины. За счет соответствующего подбора величин $i$, $h_{\delta}$ и $z_{\partial_{ПГД}}$ можно получить минимальное смещение равнодействующей.

## К вопросу о потерях мощности при перемещении ПГД

В практике исследований степень совершенства эластичного движителя принято оценивать коэффициентом сопротивления качению ($f$).

Для эластичного колеса Е.А.Чудаковым этот коэффициент предложено оценивать отношением силы $P_f$, вызывающей качение колеса, к вертикальной реакции $Z_K$, действующей на колесо.

В теории гусеничного движителя потери мощности характеризуются следующими параметрами:

$f$ – коэффициент сопротивления движению, т.е. отношение силы сопротивления движению к весу машины;

$\eta$ – к.п.д. гусеничного обвода, характеризующий потери в гусеничном движителе;

$\delta$ – коэффициент буксования, характеризующий потери мощности при проскальзывании гусеницы относительно дороги, он равен отношению абсолютной скорости скольжения опорной ветви при буксовании к ее относительной скорости.

Таким образом, в теории гусеничного движителя имеет место тенденция к разделению общих потерь на составляющие компоненты.

В последнее время в теории качения эластичного колеса потери мощности дополнительно также оцениваются коэффициентами полезного действия и буксования.

В работе критически разобраны все указанные оценочные параметры. Учитывая, что фактор сопротивления движению является переменным, зависящим от профиля пути, непрерывно меняющихся нагрузок и т.д., определение сил сопротивления движению предла-

гается проводить в зависимости от потерь энергии в единицу времени, т.е. под коэффициентом сопротивления движению ПГД понимается величина потерь работы, приходящейся на единицу пройденного пути, отнесенной к вертикальной нагрузке, передаваемой движителем в данный момент времени. При современных достижениях в области измерения механических величин все необходимые параметры для оценки потерь мощности легко могут быть определены экспериментально.

Распределение крутящих моментов в системе "привод-движитель" ПГТС при установившемся режиме движения

Опыт показал, что пневмогусеничные транспортные средства выгодно создавать по схемам, близким к схемам полноприводных колесных машин типа 4х4. Применение автомобильной подвески в сочетании с ПГД обеспечивает ему высокую плавность хода. Создание полноприводных пневмогусеничных транспортных средств диктуется также соображениями целесообразности ограничения геометрических размеров ПГД главным образом за счет периметра пневмогусеницы.

Теоретические исследования распределения крутящих моментов в замкнутой системе привода ПГТС выполнены с учетом работ Е.А.Чудакова, Ю.В.Пирковского, В.А.Петрушова, А.В.Филишкина, С.А.Шуклина, Г.В.Зимелева, Н.И.Коротоношко, Н.Ф.Бочарова, Г.А.Смирнова и др., проведенных в области замкнутых систем приводов многоколесных автомобилей.

Исследования выполнены для случая прямолинейного движения. Рассмотрено взаимодействие движителя с твердой опорной поверхностью, когда явление неравномерного распределения крутящих моментов сказывается в наибольшей степени. В качестве ПГТС имелся в виду 4-гусеничный сочлененный вездеход, у которого силовой привод к обеим тележкам сблокирован. Влияние динамических процессов при неустановившемся режиме движения не учитывалось. В результате получены выражения для выравненного радиуса качения $r_{к\,пгд.\,т}$ и упругого момента закрутки валов трансмиссии $M_{упр}$ с учетом наличия свободной силы тяги и без нее. Значение этих параметров получено также при различных величинах сил сопротивления движению. Установлена зависимость $r_{к\,пгд.\,т}$ и $M_{упр}$ от вертикальных нагрузок и других параметров, имеющих нелинейный характер изменения. Наконец, исследован общий случай распределения крутящих моментов по ведущим тележкам в случае сблокиро-

ванного привода, когда кинематическое несоответствие в системе вызывается совокупностью всех основных причин. При этом упругий момент закрутки валов трансмиссии равнялся произведению суммарной силы упругой закрутки на выравненный радиус качения ПГС.

## Глава Ш. Экспериментальные исследования силовых зависимостей и кинематических характеристик ПГД

### А. Стендовые испытания ПГД

Для проверки результатов теоретических исследований, а также для выявления влияния различных факторов на величину изгибной жесткости пневмогусеницы были проведены эксперименты с пневмогусеницами различных типов, устанавливаемых на простейший трехкатковый обвод.

#### Силовые зависимости, действующих в ПГД при отсутствии вертикальной нагрузки

Для определения деформаций резино-кордной оболочки пневмогусеницы были применены резино-проволочные датчики конструкции В.А.Пугина. Сравнение максимальных деформаций пневмогусениц с шинами показало, что максимальные меридиональные деформации у пневмогусениц в два раза, а окружные – в пять раз больше. Это предъявляет повышенные требования к качеству материалов, используемых для изготовления пневматических гусениц.

Для определения потерь мощности на перематывание пневмогусеницы при отсутствии вертикальной нагрузки экспериментально были получены зависимости силы натяжения пневмогусеницы $T$ от внутреннего давления воздуха $p_w$ и расстояния между осями крайних катков $\ell$.

Графики изменения $T = f(p_w)$ практически имеют линейный характер. Это указывает на то, что функция изгибной приведенной жесткости $(EJ)_{пр} = f(p_w)$ является также линейной.

Сравнение экспериментальной зависимости $T = f(\ell)$ с теоретическим графиком $K = f(\ell)$ показало, что интенсивность нарастания усилия при увеличении $\ell$ выражена менее сильно, чем это следует из теоретических выкладок. Это объясняется нестрогостью допущений о постоянстве изгибной жесткости пневмогусеницы по длине обвода и о ее нерастяжимости.

## Определение потерь мощности при вращении пневмогусеницы вхолостую

В этом случае в отличие от передачи с гибкой связью основной составляющей потерь мощности при перематывании пневмогусеницы вхолостую является мощность, затрачиваемая на внутреннее трение в материале (гистерезис). Она зависит главным образом от изменения амплитуд напряжений стенок профиля, имеющих место в процессе перематывания. Аналитически эти потери определить трудно, так как пневматическая гусеница является оболочкой с анизотропными свойствами материала.

Увеличение силы $T$, растягивающей пневмогусеницу, приводит к уменьшению высоты профиля на крайних катках, что ведет к снижению амплитуд напряжений изгиба. Вместе с тем с возрастанием силы $T$ увеличивается угол обхвата, т.е. растет объем деформируемого материала.

Эксперименты показали, что характер изменения момента на перематывание в зависимости от расстояния между осями крайних катков $M_{пер}=f(\ell)$ для различных профилей пневмогусениц различен. Для однокамерных пневмогусениц $M_{пер}=f(\ell)$ с ростом $\ell$ практически не увеличивается, в то время как для 3-камерных пневмогусениц $M_{пер}$ с ростом $\ell$ линейно растет. Отсутствие роста момента на перематывание для однокамерных пневмогусениц объясняется существенным уменьшением высоты профиля на крайних катках, что не имеет места у трехкамерных пневмогусениц. Характер изменения зависимостей момента перематывания пневмогусениц от внутреннего давления воздуха $M_{пер}=f(P_w)$ зависит также от конструкции профиля и каркаса пневмогусеницы. О деформации внутреннего пояса пневмогусеницы на катках можно судить по характеру изменения передаточного отношения между ведущим катком и пневмогусеницей в зависимости от расстояния $\ell$ и внутреннего давления воздуха $P_w$.

## Нагрузочные характеристики ПГД

Специфичным параметром пневмогусеничного движителя является его нагрузочная характеристика, т.е. зависимость радиальной деформации баллона пневмогусеницы $\Delta$ от вертикальной нагрузки $G_{дв}$, приходящейся на движитель.

Для одно- и многокамерных ПГ было установлено, что вертикальная деформация с увеличением числа катков и внутреннего давления воздуха, а также числа камер (ширины ПГ) уменьшается.

При малых вертикальных нагрузках (до I50-200 кг) наблюдается интенсивное увеличение прогиба. При дальнейшем нагружении прогиб стабилизируется, а зависимость его изменения можно аппроксимировать прямой линией.

Установлено, что долговечность ПГ существенно не изменяется, если вертикальная деформация профиля пневмогусениц под опорными катками составляет величину до 30% от его высоты, так как практически такая деформация ПГ имеет место на крайних опорных катках от сил натяжения. Нагрузочная способность ПГД возрастает с увеличением его базы, числа катков, внутреннего давления воздуха и числа камер пневмогусениц (ее ширины).

Знание нагрузочных характеристик позволяет оценить максимальную грузоподъемность не только существующих ПГТС, но и с некоторой степенью приближения, прогнозировать грузоподъемность проектируемых ПГТС, допуская величину деформации профиля ПГ 25-30% от его высоты.

## Б. Силовые и кинематические характеристики ПГД и ПГТС (дорожные испытания)

Поскольку передача тягового усилия при движении ПГД осуществляется предварительно растянутой резино-кордной оболочкой, силовые факторы, действующие на элементы движителя при нагружении его вертикальной силой, по сравнению с обычным гусеничным движителем имеют иной характер.

### Распределение тягового усилия по осям катков ПГД

При монтаже пневмогусеницы на осях крайних катков от ее предварительного натяжения возникают горизонтальные реакции. Установлено, что изменение распределения горизонтальных реакций на осях катков при движении ПГД имеет иной характер, чем у движителя с металлической гусеницей. Оно, прежде всего, зависит от расположения ведущего катка. При заднем расположении ведущего катка в ПГД с фрикционным зацеплением максимальная сила тяги, реализуемая по сцеплению, значительно больше, чем при его переднем расположении.

Качественная сторона рассматриваемого явления хорошо иллюстрируется упрощенной схемой ПГД в виде ременной передачи с бесконечно тонким гибким ремнем, материал которого подчиняется закону Гука. В этом случае для ПГД, нагруженного вертикальной силой, при переднем расположении ведущего катка и максимальном

передаваемом крутящем моменте получим увеличение общего периметра ПГ (ремня) $\Delta l$ :

$$\Delta l = \frac{T_{1n}}{EF}\left(\ell + \pi r + \frac{r}{f} - \frac{r}{f}e^{-f\pi} + \frac{\ell}{2} + \frac{\ell}{2}e^{-f\pi}\right). \quad (7)$$

То же при заднем расположении ведущего катка:

$$\Delta l = \frac{T_{1з}}{EF}\left(\ell e^{-f\pi} + \pi r e^{-f\pi} + \frac{r}{f} - \frac{r}{f}e^{-f\pi} + \frac{\ell}{2} + \frac{\ell}{2}e^{-f\pi}\right). \quad (8)$$

Здесь $\Delta l$ – увеличение общего периметра ремня;

$T_{1n}$ – максимальное усилие натяжения ветви ремня на переднем ведущем шкиве;

$T_{1з}$ – максимальное усилие натяжения ветви ремня на заднем ведущем шкиве;

$r$ – радиус шкива;

$\ell$ – база движителя;

$f$ – коэффициент трения в контакте ведущего шкива с ремнем.

Приравнивая выражения (7) и (8), получим, что

$$(\ell + \pi r)e^{-f\pi} < (\ell + \pi r),$$

т.е. максимальное натяжение ремня при заднем расположении ведущего катка больше, чем при переднем.

## Кинематические характеристики и потери мощности при движении ПГД по твердой опорной поверхности

Из экспериментов следует, что по мере увеличения свободной силы тяги передаточное число ПГД ($i_{пгд}$) растет, причем этот рост более интенсивен при меньшей базе ПГД. При заднем расположении ведущего катка $i_{пгд}$ имеет большее значение, чем при переднем. На радиус качения ПГД помимо передаточного числа оказывает влияние также деформация наружной части протектора, находящейся в контакте с опорной поверхностью. Эта деформация зависит от свободной силы тяги ПГД. Зависимость изменения радиуса качения пневмогусеницы от свободной силы тяги ПГД можно получить из выражения:

$$r_{кп} = r^{0}_{кп} - \lambda_п P_к, \quad (9)$$

где $r^{0}_{кп}$ – радиус качения пневмогусеницы в свободном режиме движения;

МВТУ им. Н. Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

$\lambda_п$ - параметр окружной эластичности пневмогусеницы.

Как показали опыты, $\lambda_п$ нелинейно зависит от изменения базы движителя: вначале, при увеличении базы, $\lambda_п$ интенсивно уменьшается, затем ее значение стабилизируется. При заднем расположении ведущего катка $\lambda_п$ меньше, чем при переднем, и уменьшается при снижении внутреннего давления воздуха в пневмогусенице. $r^0_{кп}$ в свободном режиме движения с увеличением базы движителя практически растет по линейному закону; при увеличении внутреннего давления воздуха этот радиус также линейно увеличивается. В зависимости от веса, приходящегося на ШД, $r^0_{кп}$ изменяется нелинейно.

Экспериментальную зависимость радиуса качения ШД от свободной силы тяги $P_к$ можно выразить формулой:

$$r_{кпгд} = r^0_{кпгд} - \lambda_{пгд} P_к , \qquad (10)$$

где $r^0_{кпгд}$ - радиус качения ШД в свободном режиме движителя;

$\lambda_{пгд}$ - параметр окружной эластичности ШД.

Значение $\lambda_{пгд}$ для испытанных движителей находится в пределах 0,018-0,045 мм/кг.

Получено выражение для передаточного числа ШД

$$i_{пгд} = \frac{r^0_{кп} - \lambda_п \cdot P_к}{r^0_{кпгд} - \lambda_{пгд} P_к} . \qquad (11)$$

В результате испытаний установлено, что радиус качения ШД при прямолинейном движении в зависимости от свободной силы тяги $P_к$ является переменным. Закон изменения идентичен подобным зависимостям, полученным для эластичного колесного движителя.

Так же, как и для колесного движителя, минимальная величина коэффициента сопротивления прямолинейного движения ШД на твердой дороге имела место в ведомом режиме.

Тягово-сцепные показатели ШД и проходимость ШТС

В работе результаты экспериментальных исследований тягово-сцепных качеств трехкатковых ШД, оснащенных одно- и многокамерными пневмогусеницами, даны в сравнении с другими типами движителей. Коэффициент сцепления $\varphi$ для ШД практически не зависит от внутреннего давления воздуха $p_w$, в то время как коэффициент сопротивления движению в ведомом режиме $f_{вм}$, особенно на деформируемых грунтах, так же как и коэффициент сво-

бодной силы тяги $K_т$, от этого параметра зависит в значительной мере.

Сравнение движителей производилось по коэффициенту свободной силы тяги $K_т$. Испытания показали, что на сухом песке коэффициент свободной силы тяги $K_т$ для ПГД близок к значению, полученному для пневмокатков; на снежной же целине с глубиной покрова более 0,7 м этот коэффициент оказался значительно выше. На сильно деформируемых поверхностях сравнение ПГД проводилось не с колесными, а с обычными звенчатыми гусеничными движителями. На снежной целине коэффициент $K_т$ для ПГД оказался несколько выше, чем для движителя с металлической гусеницей.

С ростом $p_w$ коэффициент $K_т$ растет как за счет потерь мощности на перематывание ПГД, так и за счет колееобразования. На твердой дороге коэффициент $f_{бм}$ у ПГД в 3-4 раза превышает значение его для эластичного колеса со стандартной шиной.

Анализ эпюры нормальных удельных давлений в контакте ПГД с опорной поверхностью позволяет сделать вывод, что у ПГД с многокамерными пневмогусеницами практически удельное давление как по длине, так и по ширине площади контакта распределено равномерно.

Опыты по определению оптимальной величины шага грунтозацепов протектора пневмогусениц, проведенные на специальном грунтовом канале, показали, что для сильно деформируемых несвязанных грунтов его величина находится в пределах 85-95 мм.

Испытания на проходимость опытных образцов пневмогусеничных транспортных средств подтвердили преимущество ПГТС перед машинами с обычными звенчатыми металлическими гусеницами.

## Распределение крутящих моментов в замкнутой системе силового привода ПГТС

Экспериментальные исследования характера распределения крутящих моментов по ведущим мостам тележек пневмогусеничного сочлененного вездехода НАМИ-0106 с блокированным силовым приводом 4х4 при движении по твердой опорной поверхности подтвердили результаты теоретических исследований. Максимальный упругий крутящий момент между мостами передней и задней секций при блокированном приводе в приведении к коленчатому валу составил примерно 30-40% от максимального момента двигателя. Наиболее существенно на распределение крутящих моментов влияет база движителя. Обнаружено, что блокированный привод исследуемого

вездехода при движении по твердым дорогам вызывает его продольные колебания - "галлопирование". Для устранения этого нежелательного явления следует применять межтележечные дифференциалы.

## Глава IУ. Особенности конструкций и компоновок ПГТС[x], их назначение с учетом некоторых экономических соображений

Исследования показали, что ряд конструкций ПГД уже сейчас с успехом может быть использован на некоторых серийных транспортных машинах. В работе сформулированы требования, предъявляемые к пневмогусеничному движителю в зависимости от назначения машины. Анализируются способы передачи крутящих моментов ПГ, а также подвергаются анализу отдельные конструктивные узлы, как то: подвеска, крепление тележки движителя к раме, механизмы, обеспечивающие поворот машины, и т.д. с точки зрения их использования в ПГТС. Дана оптимальная компоновка сочлененных пневмогусеничных вездеходов. На основании обобщения зарубежного опыта и опыта создания отечественных экспериментальных вездеходов с пневмогусеничным движителем дана классификация ПГТС и намечены пути их развития.

В заключение приведен расчет экономической эффективности, ожидаемой от внедрения ПГТС в народное хозяйство. Расчет выполнен в сравнении ПГТС с колесными вездеходами-болотоходами на тонкослойных шинах класса "гигант". Сравнение проведено по удельному весу затрат на единицу площади контакта движителя с опорной поверхностью. При этом использована концепция Беккера об эквивалентности гусеницы и колеса по длине и ширине площади контакта. Согласно выполненным ориентировочным расчетам можно утверждать, что внедрение ПГТС в народное хозяйство может дать значительный экономический эффект.

## Часть П. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИЛОВОМ ПРИВОДЕ ПНЕВМОГУСЕНИЧНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ (ПГТС)

При создании новых конструкций наряду с отработкой отдельных узлов должен быть решен вопрос долговечности всей

---

[x] В разработке особенностей конструкций и компоновок ПГТС принимали участие: к.т.н.Соловьев В.И., инж-ры Глинка А.А., Морозов В.В., Моторин Ю.Б., Немтинов М.Д., Тихомиров П.Н., Юрушкин Д.Г. и др.

машины. Это подтверждает практика как отечественных, так и зарубежных исследований.

Опыт создания пневмогусеничных транспортных средств с использованием узлов и агрегатов автомобилей массового производства требует значительного объема доводочных работ, что, в свою очередь, ставит перед необходимостью проведения тщательных исследований динамических процессов в системе "привод-движитель" ПТС и разработки мероприятий по снижению максимальных динамических нагрузок, действующих в силовых агрегатах машин. Вторая часть диссертации посвящена вопросам создания методики доводочных исследований вездеходов с целью выявления динамических нагрузок, действующих в узлах и агрегатах вновь создаваемых машин, и разработке мероприятий по их снижению.

## Глава I. Краткий обзор выполненных работ по исследованию динамических процессов в системе "привод-движитель" транспортных и других машин, методика исследований ПТС

Дается анализ работ как зарубежных, так и отечественных ученых в области исследования динамических процессов. Среди их работы Ульриха, Глаубица, А.Н.Мамлеева, П.П.Лукина, А.К.Фрумкина, В.А.Иванова, И.С.Лунева, И.С.Цитовича и др.

На первой стадии все работы базировались на исследовании простых линейных цепных расчетных схем с сосредоточенными параметрами, т.е. схем с последовательно соединенными параметрами $J, c$ (маховые массы деталей, коэффициенты жесткости упругих валов). По мере углубления исследований расчетные схемы усложнялись, стали учитываться реактивные элементы.

В последних работах В.А.Иванова, И.С.Цитовича, В.П.Маркелова, Р.К.Вафина, Р.Г.Армадерова, Н.А.Микулина, В.В.Чумакова и др. рассматриваются сложные разветвленные системы. В основу теоретических исследований динамических процессов в трансмиссии транспортных машин положены фундаментальные работы по теории колебаний С.П.Тимошенко, А.А.Андронова, А.А.Витта, С.Э.Хайкина, А.А.Булгакова, Н.Н.Боголюбова, Ю.А.Митропольского, Ф.М.Дименберга, В.Л.Бидермана, Дж.Ден-Гартога и др.

Предлагаемая методика исследований динамических процессов в системе "привод-движитель" ПТС предусматривает: а) разработку расчетных схем с сосредоточенными параметрами на основе анализа динамических систем "привод-движитель"; б) определение

частот собственных колебаний с тем, чтобы при составлении программ-методик доводочных испытаний наиболее правильно определять условия, при которых выявляются низко- и среднечастотные зоны резонанса; в) теоретические и экспериментальные исследования как осевых колебаний деталей муфты сцепления в процессе ее включения, так и динамических угловых колебаний деталей трансмиссии в процессе передачи крутящего момента при переходных процессах; г) разработку конструктивных мероприятий по снижению динамических нагрузок при переходных процессах; д) выявление установившихся колебаний, возбуждаемых двигателем и агрегатами трансмиссии; е) теоретические и экспериментальные исследования автоколебаний при буксовании движителя и высокочастотных колебаний деталей системы "привод-движитель"; ж) изучение рассеяния энергии двигателя на колебания системы "привод-движитель" и подвески при периодическом и случайном воздействиях на них внешних возмущений от дороги.

## Глава II. Анализ динамических систем с целью разработки расчетных схем, определения собственных частот и форм колебаний[x)]

Разработаны структурно-кинематические (принципиальные) схемы систем "привод-движитель" для экспериментальных образцов ПГТС. При этом учитывались реактивные элементы подвески двигателя, раздаточных коробок и ведущих мостов. Динамическая ячейка такой схемы с реактивным контуром приведена на рис.2. Ряд динамических ячеек составляет расчетную схему системы "привод-движитель".

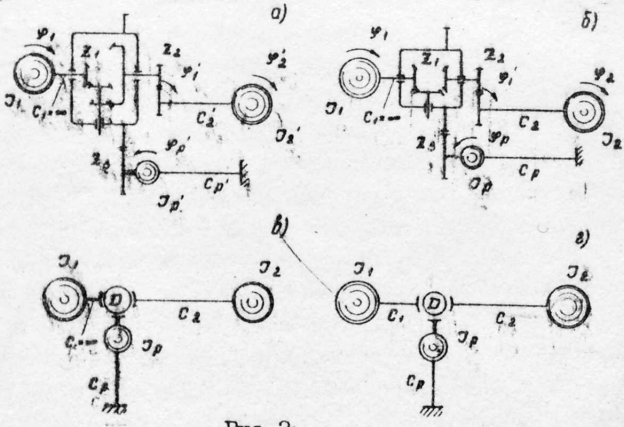



Рис.2.

x) Эти задачи разрабатывались с участием Анкиновича Г.Г.

Составлены уравнения кинетической и потенциальной энергии для ячейки, включающей параметры $J, c$, не приведенные к маховой массе двигателя $J_1$ (рис.2,а). После подстановления их выражений в уравнения Лагранжа II-рода и необходимых преобразований получена система дифференциальных уравнений для той же ячейки:

$$\begin{aligned} &J_1\ddot{\varphi}_1 + J_{p'}a\ddot{\varphi}_{p'} + c_p a\varphi_{p'} = 0;\\ &-J_{p'}b\ddot{\varphi}_{p'} - c_p b\varphi_{p'} + c_{2'}\left(\frac{a}{b}\varphi_1 - \frac{1}{b}\varphi_{p'} - \varphi_{2'}\right) = 0; \qquad (12)\\ &J_{2'}\ddot{\varphi}_2 - c_{2'}\left(\frac{a}{b}\varphi_1 - \frac{1}{b}\varphi_{p'} - \varphi_{2'}\right) = 0, \end{aligned}$$

где

$$a = \frac{1}{1-i}; \quad b = \frac{i}{1-i}; \quad i = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Частотное уравнение будет:

$$\lambda^2 - \left[c_{2'}\left(\frac{a^2}{b^2 J_1} + \frac{1}{J_{2'}} + \frac{1}{b^2 J_{p'}}\right) + \frac{c_{p'}}{J_{p'}}\right]\lambda + c_{2'}c_p\frac{b^2 J_1 + a^2 J_{2'}}{b^2 J_1 \cdot J_{2'} J_{p'}} = 0, \qquad (13)$$

где $\lambda = \omega^2$.

После приведения параметров $J, c$ к маховой массе $J_1$ (рис.2,б) и осуществления аналогичных операций получим систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} &J_1\ddot{\varphi}_1 + c_2(\varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_p) = 0;\\ &J_p\ddot{\varphi}_p - c_2(\varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_p) + c_p\varphi_p = 0; \qquad (14)\\ &J_2\ddot{\varphi}_2 - c_2(\varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_p) = 0. \end{aligned}$$

Частотное уравнение в этом случае будет:

$$\lambda^2 - \left[c_2\left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_p}\right) + \frac{c_p}{J_p}\right]\lambda + c_2 c_p\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2 J_p} = 0. \qquad (15)$$

Механизм $D$ на рис.2,в,г является механизмом приведения дифференциальной передачи с тремя степенями свободы, имеющей передаточные числа $\frac{Z_2}{Z_1} = 1$ и $\frac{Z_3}{Z_1} = -1$.

Учитывая, что приведенные параметры $c_2; c_p; J_p; J_2$ связаны с неприведенными $c_{2'}; c_{p'}; J_{p'}; J_{2'}$ соотношениями $c_{2'} = c_2 i^2$; $c_{p'} = c_p(1-i)^2$; $J_{p'} = J_p(1-i)^2$; $J_{2'} = J_2 i^2$ и, что $a = \frac{1}{1-i}; b = \frac{i}{1-i}$ нетрудно видеть, что уравнения (13) и (15) одинаковы.

Таким образом, параметры динамической системы с реактивными элементами можно приводить к первому звену $J_1$. При этом необходимо, чтобы дифференциальный механизм D имел передаточные числа: в активном контуре равное плюс единица и в реактивном – минус единица.

С помощью динамических ячеек с реактивными элементами и представляя движитель элементом системы с сосредоточенными параметрами, можно построить общие типовые схемы системы "привод-движитель" пневмогусеничного транспортного средства.

Даны расчеты собственных частот и форм колебаний динамических схем системы "привод-движитель" с реактивными элементами для вездеходов НАМИ-СЗМ и НАМИ- С-4; расчеты велись на цифровой вычислительной машине "Минск-22".

Частоты собственных колебаний системы "привод-движитель" пневмогусеничного транспортного средства можно разбить на три группы:

первая – частоты колебаний маховых масс и валов трансмиссии

вторая – частоты колебаний движителя;

третья – частоты колебаний реактивных контуров.

Периодический контроль результатов, полученных на ЭЦВМ, осуществляется в зависимости от требуемой быстроты и точности следующими методами поверочных расчетов: а) методом Толле, специально разработанным для динамических систем с реактивными звеньями; б) способом, сочетающим матрицы с методом динамической жесткости и методом "стойкости", разработанным В.А.Ивановым для разветвленных систем; в) способом разложения расчетной схемы на отдельные элементарные части для случаев, когда параметры $J, C$ существенно различны; г) численными методами Лина, Башкирова, Крыжановского и т.д.

Благодаря наличию реактивных элементов формы колебаний имеют свои, отличные от цепных схем особенности.

В конце главы рассмотрены особенности составления расчетных схем при переходных процессах в муфте сцепления и трансмиссии вновь создаваемых и исследуемых опытных машин. Показано, что динамические расчеты совместной работы муфты сцепления с трансмиссией требуют рассмотрения расчетных схем с переменной структурой.

Глава Ш. Переходные процессы и демпфирование колебаний

## Переходные процессы при осевых колебаниях деталей муфты сцепления

Исследована одна из расчетных схем двухмассовой динамической системы, предложенная автором [19].

Динамика этой системы в момент соприкосновения нажимного диска с ведомым описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$\begin{aligned} -m_1'\ddot{x}_1 + c_1'(e - x_1 + x_3) - c_4(x_1 - x_3) + \\ + K_4'(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) = |P_1|\, sign\, \dot{x}_1; \\ -m_3\ddot{x}_3 + c_3'(e' - x_3) - c_1'(e - x_1 + x_3) + \\ + c_4(x_1 - x_3) - K_3'\dot{x}_3 - K_4'(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) = |P_3|\, sign\, \dot{x}_3. \end{aligned} \qquad (16)$$

Начальные условия:

$$t = 0; \quad v_1 = \dot{x}_1; \quad v_3 = \dot{x}_3;$$

$$e_{(0)} = e - x_{1(0)}; \quad e'_{(0)} = e' - x_{3(0)}.$$

Здесь $m_1'$ – суммарная масса нажимного диска и приведенных к нему масс деталей привода;

$m_3$ – масса двигателя в сборе;

$c_1'$ – суммарный, приведенный к массе нажимного диска коэффициент жесткости нажимных и оттяжных пружин привода;

$c_4$ – коэффициент жесткости накладок при их сжатии;

$c_3'$ – коэффициент жесткости упругих опор двигателя при его осевом перемещении;

$e$ – приведенная к массе нажимного диска предварительная деформация пружины с коэффициентом жесткости $c_1'$;

$x_1, x_3$ – координаты масс $m_1'$ и $m_3$;

$K_3', K_4'$ – коэффициенты демпфирования, имеющие место при деформации упругих элементов подушек подвески двигателя и нажимных пружин, а также пружин привода;

$P_1$ – сила трения в приводе муфты сцепления;

$P_3$ – сила трения в шлицевых соединениях карданного вала.

Начальные условия определены из уравнений, описывающих раздельное движение масс $m_1, m_3$ при выборе зазора в муфте $S'$. Подобным образом были определены $\dot{x}_1$, $\dot{x}_3$ и $e, e'$ при $t = 0$.

Решения системы уравнений (16) показали, что упругая осевая сила $P_4 = c_4(x_1 - x_3)$ в контакте нажимного диска с ведомым в автомобильным муфтах сцеплений с механическим приводом имеет типичный переходный характер изменения по времени.

При рассмотрении расчетной схемы муфты, как линейной, данные совпали с экспериментальными с точностью 15–20%. При введении в расчетную схему нелинейных характеристик муфты, главным образом параметров $c_1'$, $c_4$, точность совпадения решений, проводившихся на ЭЦВМ, повышалась.

## Переходные процессы в системе силового привода

Для изучения качественной картины совместной работы муфты сцепления с трансмиссией рассматривалась расчетная схема двухмассовой динамической системы, состоящей из суммарной маховой массы вращающихся частей двигателя $J_1$, присоединенной через механизм сцепления $c_{сц}$ к валу с коэффициентом жесткости $c_0'$, имитирующим жесткость валов системы "привод–движитель", расположенных от ведомого диска муфты сцепления до диска ручного тормоза. Приведенный суммарный момент инерции диска ручного тормоза $J_4'$ зубчатых шестерен и др. соединен с заделкой валом, имеющим коэффициент жесткости $c_5'$. Коэффициент $c_5'$ имитирует приведенный коэффициент жесткости деталей карданного вала, полуосей и движителя.

При начальных условиях $t = 0$; $\dot{\varphi}_1 = \omega_{e_i}$ $(i = 1, 2 \ldots n)$ дифференциальные уравнения, описывающие динамику системы, будут иметь вид:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_{вн} - M_0; \qquad (17)$$

$$J_4' \ddot{\varphi}_4 - M_0 + c_5' \varphi_4 + \kappa_5 \dot{\varphi}_4 = 0,$$

где

$$M_0 = \begin{cases} M_{сц} \text{ при } \dot{\varphi}_1 > \dot{\varphi}_1' = \dot{\varphi}_4 + \dfrac{\dot{M}_{сц}}{c_0'}; \\ c_0'(\varphi_1 - \varphi_4) \text{ при } \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_1' = 0. \end{cases}$$

Здесь $M_0$ – коммутирующая силовая функция, равная моменту трения при буксовании муфты сцепления; после окончания буксования это – упругий момент вала с коэффициентом жесткости $c_0'$;

$M_{вн}$ – внешний (индикаторный) момент двигателя. Момент является переменным, так как по мере включения муфты сцепления водитель увеличивает подачу топлива в двигатель;

$\varphi_1; \varphi_{1'}; \varphi_4$ – соответственно угловые координаты маховой массы двигателя $J_1$ ведомых частей сцепления и маховой массы $J_{4'}$.

Анализ результатов решения системы уравнений (17) по влиянию времени выравнивания угловых скоростей $\dot{\varphi}_1$; $\dot{\varphi}_{1'}$ (времени буксования муфты сцепления) на особенности динамического взаимодействия муфты сцепления с трансмиссией показал, что в зависимости от этого времени следует применять различные методы расчета переходных процессов. Если начальная угловая скорость двигателя невелика (меньше скорости максимального момента), расчеты следует вести вначале с учетом буксования дисков муфты сцепления, а затем по включении ее без учета буксования. В случае высокой угловой скорости двигателя, когда длительность буксования муфты сцепления больше времени действия переходного процесса в трансмиссии, расчеты следует вести только с учетом буксования муфты.

Показано, что динамическая составляющая момента $M_{сц}(t)$ муфты сцепления, обусловленного динамической составляющей осевой силы муфты $P_4(t)$, существенным образом влияет на динамические крутящие моменты трансмиссии. Это особенно проявляется при совпадении низшей частоты колебаний осевой силы муфты с одной из частот собственных колебаний трансмиссии.

Рассмотрена задача влияния движителя на переходные процессы в трансмиссии, которая решена теоретически и экспериментально с учетом радиальной податливости и буксования движителя; расчетная схема была усложнена. Установлено, что переходные процессы в системе "привод-движитель" существенно зависят от величины радиальной податливости пневмогусеничного движителя и его коэффициента сцепления. За счет снижения величины радиальной податливости пневмогусеницы до минимального предела, ограниченного прогибом от приходящегося веса, уровень динамического нагружения трансмиссий исследуемых вездеходов удалось снизить до уровня стандартных колесных машин, сохранив при этом высокие сцепные качества ПГД.

Анализ решений применительно к пневмогусеничным вездеходам при различных начальных угловых скоростях двигателя и коэффициенте сцепления движителя $\varphi_{сц}$ показал, что при всем много-

образии полученных результатов их можно сгруппировать следующим образом:

- Трогание на I-ой передаче.

Ввиду высокой крутильной податливости трансмиссии быстрое выравнивание угловых скоростей ведущих и ведомых частей муфты сцепления $\varphi_1, \varphi_{1'}$ имеет место во всем диапазоне угловых скоростей двигателя $\omega_{1(o)}$. Практически задача сводится к решению системы уравнений без учета буксования муфты сцепления, с учетом буксования только движителя.

- Трогание на других более высоких передачах.

Расчеты динамических крутящих моментов при трогании машины следует проводить с учетом буксования как муфты сцепления, так и движителя.

Рассмотрены пути снижения пиковых значений динамических крутящих моментов в системе "привод-движитель" ПТС, рекомендуются конструкции предохранительных фрикционных муфт с металлическими дисками, работающими в масле.

## Демпфирование вынужденных колебаний

Разработан и предлагается метод демпфирования средне- и высокочастотных колебаний валов коробки передач и шестерен путем введения резиновых опор промежуточного блока шестерен (введение упругих опор в реактивные контуры). Конструктивно опоры выполнены так, что блок шестерен обкатывается вокруг шестерен первичного и вторичного валов без изменения их межцентрового расстояния. Основное преимущество демпфирования колебаний валов и шестерен коробок передач с помощью упруго-плавающих опор заключается в том, что установка резиновых элементов осуществляется не во вращающихся, а в неподвижных узлах.

Стендовые и дорожные испытания показали, что для некоторых коробок передач уменьшение амплитуд крутильных колебаний за счет применения предлагаемого метода демпфирования может доходить до 60%, при этом почти в два раза снижаются динамические нагрузки в зубьях шестерен.

## Автоколебания в системе "привод-движитель" ПТС

При движении вездеходного транспортного средства, в том числе и пневмогусеничного, особенно по грунтам с малой несущей способностью и снегу в системе привода, наблюдаются явления автоколебаний, связанные с пробуксовкой движителя. Эти явления

вызываются взаимодействием релаксационных колебаний с гармоническими колебаниями привода.

Явление автоколебаний привода при буксовании движителя описано следующей системой нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\dot{\varphi}_2 = \Phi(\varphi_2) + \varepsilon f(\dot{\varphi}_{1'}); \qquad \ddot{\varphi}_{1'} + \omega_c^2 \varphi_{1'} = \varepsilon F(\varphi_2, \dot{\varphi}_{1'}), \tag{18}$$

где $\varphi_2$ – координата поступательных перемещений движителя, приведенная к угловой координате (при поступательных перемещениях движителя массой пренебрегаем);

$\varphi_{1'}$ – координата угловых перемещений движителя;

$\omega$ – угловая скорость вращения вала двигателя, приведенная к движителю;

$\omega_c^2$ – квадрат круговой частоты привода; $\omega_c^2 = \frac{c}{J_{1'}}$

$C$ – коэффициент жесткости привода с учетом реактивных элементов;

$\varepsilon$ – малый параметр.

Система уравнений (18) решалась асимптотическими методами нелинейной механики.

Анализ экспериментально полученных характеристик буксования показал, что их можно значительно идеализировать с тем, чтобы упростить расчеты без существенного ущерба точности. Расчетом установлено, что амплитуды устойчивых гармонических колебаний трансмиссий транспортных средств на пневмогусеничных движителях при буксовании зависят от сил демпфирования в трансмиссии и характеристик буксования движителей. Наиболее эффективное взаимодействие релаксационных колебаний движителя $\omega_2$ с гармоническими колебаниями трансмиссии $\omega_c$ имеет место при соотношении их частот:

$$n = \frac{\omega_2}{\omega_c} = 1.$$

Высокочастотные колебания валов трансмиссий

Экспериментально удалось установить высокочастотные крутильные колебания полуосей, достигающие 1170–1830 герц при амплитудах касательных напряжений в зонах резонансов 0,5–1,7 кг/см$^2$; они приводят к повышенному износу трущихся пар и, как следствие, к увеличению люфтов. Поскольку эти колебания вызываются

неравномерностью зацепления шестерен, то за счет применения более низкооборотных ведущих мостов и изменения чисел зубьев шестерен в гитарах привода катков указанные нежелательные явления в значительной мере удается устранить.

С достаточно высокой степенью точности крутильные колебания полуосей ведущих мостов описываются одномерным волновым уравнением

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} \qquad (19)$$

при

$$a = \frac{c L^2}{J} = \frac{G \cdot g}{\rho}.$$

Здесь $c$ - статический коэффициент жесткости полуоси;
$L$ - длина полуоси;
$J$ - момент инерции полуоси.

В результате решения уравнения (19) получена передаточная функция полуоси

$$W_{M_{упр}}(s) = \frac{M_Б(s)}{M_A(s)} = sch\ (us), \qquad (20)$$

где $M_{А,Б}(s)$ - преобразование по Лапласу момента на правом или левом концах полуоси;
$s$ - оператор Лапласа;
$u$ - динамическая характеристика полуоси.

Решения проводились при граничном условии $\Phi_Б(s)=0$, где $\Phi_Б(s)$ - преобразование по Лапласу углового перемещения $\varphi_Б(t)$ правого конца полуоси, т.е. места ее соединения с шестернями гитары или ступичного редуктора.

Исследования показали, что наиболее точные решения получаются при учете в исходных дифференциальных уравнениях коэффициента демпфирования полуоси и некоторого приведенного момента инерции шестерен гитар, расположенных на ее правом конце.

## Глава IУ. Оценка вездеходных транспортных средств с помощью полигонных испытаний

В основу методики положены испытания на замкнутых (кольцевых) трассах с переменными дорожными условиями. Задача состояла в том, чтобы наряду с расчетными данными отдельных параметров, влияющих на среднюю скорость движения машин, расход

топлива, рассеяние энергии двигателя на колебания в системе "привод-движитель-подвеска" и т.д., иметь данные натурных испытаний.

## Результаты полигонных испытаний

Пневмогусеничный вездеход НАМИ-СЗМ испытывался в сравнении с колесным вариантом этой машины и автомобилем УАЗ-452 с колесной формулой 4х4. Сравнение машин велось как по средней скорости прохождения всей трассы, так и по максимальной скорости движения машин на отдельных основных участках. Кроме того, проводилась оценка движения машин на переходных участках, где, как правило, имели место переключения передач, т.е. движение при неустановившихся режимах.

Во время испытаний на основных участках при определении максимальных скоростей движения дополнительно учитывались статистические характеристики неровностей дорог.

Несмотря на более высокие скорости движения колесных машин по твердой дороге, средняя скорость движения пневмогусеничного вездехода по всей трассе оказалась выше. На переходных участках трассы динамические процессы в системах "привод-движитель" существенно влияли на развиваемую при разгоне мощность двигателя.

С целью разработки методики расчета рассеяния мощности двигателя на колебания системы "привод-движитель-подвеска" была установлена взаимосвязь вертикальных колебаний подвески с угловыми колебаниями картера ведущего моста и получена расчетная схема совместных колебаний привода (трансмиссии) с подвеской.

## Взаимосвязь вертикальных колебаний подвески с угловыми колебаниями картера ведущего моста

При вертикальных колебаниях оси картера ведущего моста относительно рамы наряду с его параллельными перемещениями будут иметь место угловые колебания в продольной плоскости, так как центр упругости системы подвески ведущего моста не совпадает с центром тяжести и осью поворота картера. Угловые колебания картера обусловливаются также и моментом трения в шлицевых соединениях карданного вала, когда он нагружен крутящим моментом.

На основе анализа расчетной схемы совместных колебаний подвески и трансмиссии составлена система дифференциальных уравнений, отражающая связь вертикальных колебаний подвески с крутильными колебаниями трансмиссии и влияние на них угла поворота картера ведущего моста:

$$\left.\begin{aligned} &J_{др}\ddot{\varphi}_{др} + c_{тр}\left[(1-n)\varphi_{др} - \frac{\xi}{b}(y-y_м)\right] + K_{тр}\dot{\varphi}_{др} = 0; \\ &M_y\ddot{y}_м - c'^{y}_{р-з}(y-y_м) + \frac{c_{тр}}{b}\left[(1-n)\varphi_{др} - \frac{\xi}{b}(y-y_м)\right] - K_{му}(\dot{y}-\dot{y}_м) = 0; \\ &m\ddot{y} + c'^{y}_{р-з}(y-y_м) - \frac{c_{тр}}{b}\left[(1-n)\varphi_{др} - \frac{\xi}{b}(y-y_м)\right] + \\ &+ c^{y}_{р-з}(y-y_0) + K_{му}(\dot{y}-\dot{y}_м) = 0. \end{aligned}\right\} \quad (21)$$

Здесь $J_{др}$ – суммарный момент инерции вращающихся частей двигателя, приведенный к картеру ведущего моста (редуцированный);

$M_y$ – масса подрессоренных частей машины, приходящаяся на ведущий мост;

$m$ – масса неподрессоренных частей ведущего моста;

$c_{тр}$ – коэффициент крутильной жесткости валов трансмиссии и движителя, приведенный к жесткости картера ведущего моста;

$c'^{y}_{р-з}$ – коэффициент вертикальной жесткости рессор ведущего моста;

$c^{y}_{р-з}$ – коэффициент вертикальной жесткости движителя;

$K_{тр}$ – суммарный коэффициент демпфирования валов трансмиссии, приведенный к картеру ведущего моста;

$K_{му}$ – коэффициент демпфирования подвески ведущего моста.

Коэффициенты $\xi$ и $n$ представляют следующие отношения коэффициентов жесткостей:

$$\xi = \frac{c^{\varphi}_{р-з}}{c_{тр} + c^{\varphi}_{р-з}}; \qquad n = \frac{c_{тр}}{c_{тр} + c^{\varphi}_{р-з}},$$

где $c^{\varphi}_{р-з}$ – коэффициент крутильной жесткости части рессор, чулков ведущего моста и др.деталей;

$b$ – силовое плечо связи реактивного упругого момента подвески картера ведущего моста с дополнительными вертикальными упругими силами рессор.

Опытным путем плечо $b$ определялось из соотношения $b = \frac{y-y_м}{\varphi_y}$,

где $\varphi_y$ – угловая координата поворота картера ведущего моста;
$y_м$ – вертикальная координата массы $M_y$;
$y$ – вертикальная координата массы $m$;
$y_д$ – координата неровностей дороги.

В расчетной схеме момент инерции поступательно-движущейся массы машины принят равным бесконечности.

Для решения системы уравнений (21), отражающей влияние неравномерностей дороги на колебания рассматриваемой линейной системы, был применен статистический метод.

Получены выражения передаточных функций: деформации рессор, деформации движителей, деформации валов трансмиссии.

Сравнение расчетных графиков квадратов модулей частотных передаточных функций:

$$|W_п(i\omega)|^2;\ |W_д(i\omega)|^2;\ |W_т(i\omega)|^2,$$

где

$$i\omega = s,$$

с экспериментальными показывает на достаточно удовлетворительное совпадение (до 25%) теории с экспериментом. Показано, что максимальное значение частотной передаточной функции деформации рессор подвески $W_п$ на низшей частоте составляет I,5; на средней – I,0–I,73 и на высшей – I,4–I,8.

Стандартная схема расчетов рассеяния энергии на колебания вследствие деформации рессор и валов трансмиссии предусматривает следующее:

А. Определение корреляционных случайных функций $R(\tau)$ дорожного профиля после обработки экспериментальных кривых неровностей дороги по стандартной программе, разработанной в НАМИ.

Б. Определение спектральной плотности случайного стационарного воздействия дорог на системы из выражения

$$S_q(\omega) = \frac{1}{\pi}\int_0^\infty R(\tau)\cos\tau\omega d\tau. \qquad (22)$$

Здесь $\omega$ – частота.

$S_q(\omega)$ должны определяться для широкого спектра скоростей движения машины; для нашего случая этот диапазон составляет от 5–I0 км/ч до 40–50 км/ч.

Спектральная плотность деформации рессор и валов трансмиссии $S_{п,т}(\omega)$ может быть определена из уравнения

$$S_{п,т}(\omega) = |W_{п,т}(i\omega)|^2 S_q(\omega). \qquad (23)$$

Определение рассеяния энергии для узкополосной системы при какой-то скорости, соответствующей резонансу при определенной частоте подвески, заключается в нахождении затраченной работы по уравнению

$$A = \pi P_0 (y - y_м) \sin \Psi, \qquad (24)$$

где $P_0$ – внешняя сила в контакте движителя с дорогой;

$\Psi$ – угол сдвига фаз между $P_0$ и $(y - y_м)$.

В случае широкополостного спектра колебаний рассеяние энергии на основании теоремы Релея определится, например, для подвески из зависимости

$$A = |S_A|^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty |S_п(\omega)|^2 d\omega. \qquad (25)$$

В. И, наконец, построение по точкам для ряда установившихся скоростей движения машины $v_м$ совместных графиков тяговой мощности двигателя $N_{P_к}$ по скорости движения машины, приведенной к движителям с учетом дополнительных потерь энергии на колебания, мощности сопротивления воздуха и постоянной составляющей от сил сопротивления перемещению движителей машины $N_{w+f}$.

Для автоматизации расчетов в НАМИ был разработан и применен аналого-цифровой комплекс, включающий цифровую управляющую машины "Днепр" и аналоговые машины.

Расчеты и испытания показали, что рассеяние мощности двигателя на колебания подвески и трансмиссии исследуемых машин (вездеход НАМИ-СЗМ и др.) доходит до 27% от ее максимального значения.

## ВЫВОДЫ

Проведенные исследования показали, что пневматическая гусеница может использоваться в качестве движителя транспортного средства, предназначенного для эксплуатации в особо тяжелых дорожных условиях на грунтах с низкой несущей способностью и снежной целине.

I. Из результатов экспериментов следует, что пневмогусеничный движитель:

а) обеспечивает реализацию высоких тягово-сцепных качеств на грунтах с низкой несущей способностью и снеге за счет эластичного контакта с опорной поверхностью, гашения вибраций от

моторной установки и благодаря равномерного распределения удельных давлений по площади контакта;

б) обеспечивает транспортным средствам бесшумность и плавность хода, характерные для колесного движителя;

в) благодаря наличию радиальной податливости служит в качестве дополнительного упругого элемента подвески и смягчает ударные нагрузки в широком диапазоне скоростей. Его податливость способствует гашению крутильных колебаний;

г) не имеет местных областей повышенного износа от истирания; отсутствие шарниров трения исключает наиболее уязвимое в этом отношении место;

д) на твердых грунтах пневмогусеница имеет такие же сцепные качества, а на сухом песке коэффициент сцепления пневмогусеницы на 30–40% больше, чем у особо высокоэластичного колеса;

е) имеет примерно такой же коэффициент сопротивления движению на твердых поверхностях, что и металлическая гусеница.

II. Проведенный комплекс научно-исследовательских и экспериментально-конструкторских работ заложил основы теории нового перспективного движителя – пневмогусеничного и наметил основные пути развития конструкций машин на этих движителях. Показано, что успешное создание вездеходных пневмогусеничных транспортных средств, помимо учета теоретических положений статики, должно базироваться на анализе влияния динамических процессов и основных агрегатах на эксплуатационные показатели этих машин.

III. Не противопоставляя пневмогусеничный движитель колесному и обычному гусеничному, на основе проведенных исследований сформулированы основные положения, базируясь на которые, следует вести разработку ПГТС:

а) необходимо учитывать следующие качества пневмогусеничных движителей и транспортных средств на них:

– высокая нагрузочная способность при относительно малых габаритах ПГД, особенно вертикальных;

– бесшумность работы ПГД, эластичность контакта с опорной поверхностью, способность перекрытия неровностей дороги и демпфирование колебаний отдельных узлов и деталей машин.

Все это дает возможность успешной эксплуатации ПГТС как на твердой дороге, так и в условиях бездорожья;

б) наиболее приемлемы компоновочные варианты перспективных пневмогусеничных транспортных средств, в основу которых заложена концепция "совмещения многоприводных колесных и гусеничных

схем" и принцип одностепенного сочленения секций. Характерными особенностями конструктивных компоновок являются:

- балансирная подвеска движителя и его подрессоривание;
- сочлененные схемы ШТС.

Это сочетание обеспечивает высокую плавность хода, повышенную проходимость и маневренность, возможности снижения высоты платформы и ряд других положительных качеств, экспериментально проверенных на опытных образцах машин.

IУ. При создании новых образцов пневмогусеничных транспортных средств необходимо проведение работ по динамической доводке основных систем по предлагаемым программам-методикам, в основу которых положены следующие разработки:

1) при неустановившихся режимах движения ШТС в системах "привод-движитель" так же, как и в подобных системах других транспортных средств, имеют место переходные процессы, вызванные динамическими воздействиями муфты сцепления с трансмиссией, рассматриваемые как взаимодействие системы с сосредоточенными параметрами;

2) при исследованиях переходных процессов систем "привод-движитель" ШТС выявлены основные факторы, влияющие на эти процессы;

3) предложен и теоретически обоснован метод демпфирования колебаний валов коробок передач за счет применения упруго-плавающих опор промежуточных валов; он прост в конструктивном отношении и достаточно эффективен;

4) исследовано влияние автоколебаний на систему "привод-движитель" ШТС. Эти процессы с достаточно высокой точностью совпадения с данными экспериментов рассчитываются с помощью асимптотических методов теории нелинейной механики;

5) экспериментально установлено, что в трансмиссии ШТС наряду с низко- и среднечастотными колебаниями имеют место и высокочастотные (от 800 герц и выше). Расчеты показали целесообразность проведения теоретических исследований высокочастотных колебаний валов как систем с распределенными параметрами при различных в каждом случае граничных условиях;

6) в процессе испытаний пневмогусеничных движителей (ПГД) на долговечность удалось без поломок агрегатов достигнуть общего пробега вездехода НАМИ-СЗМ, равного 43000 км, благодаря:

- созданию конструкций ПГД по параметрам $J, c$, в малой степени отличающих расчетную схему системы "привод-движитель" ШТС от схем подобного класса колесных машин;

- применению ряда новых узлов, в частности гидравлических приводов сцеплений; демпферов в реактивных контурах и т.д., позволивших вывести из зон резонанса отдельные узлы и агрегаты трансмиссии.

У. Признано целесообразным проведение испытаний на замкнутых полигонных кольцевых трассах, которые показали:

- несмотря на то, что на асфальте колесные машины имеют более высокую скорость движения, чем пневмогусеничные, средняя скорость прохождения последними всей трассы была выше за счет высоких скоростей движения в тяжелых дорожных условиях;

- во всех случаях испытаний установлено дополнительное рассеяние мощности двигателя (до 27% от максимальной мощности) на колебания подвески и трансмиссии при стационарных случайных колебаниях в процессе движения исследуемых машин с максимальными установившимися скоростями на тех или иных участках трассы.

По теме диссертации опубликованы следующие основные работы (авторские свидетельства), написанные самостоятельно или в соавторстве.

По I-й части работы

I. Транспортные средства на эластичных движителях . Известия вузов. "Машиностроение", 1967, № 5.

2. Влияние шага грунтозацепов на сцепные качества движителя с низкими равномерно распределенными удельными давлениями в контакте с грунтом . Известия вузов, "Машиностроение", 1967, № 7.

3. Тягово-сцепные качества пневмогусеничного движителя . Известия вузов. "Машиностроение", 1967, № 9.

4. Некоторые вопросы теории пневмогусеничного движителя . Труды НАМИ, вып.92, 1967.

5. Вопросы создания и обзор конструкций пневмогусеничных движителей . Труды НАМИ, 1969, вып.116.

6. Экспериментальные исследования кинематических характеристик ПГД . Труды НАМИ, 1969, вып.117.

7. К вопросу о распределении крутящих моментов в системах привод-движитель пневмогусеничных транспортных средств . Труды НАМИ, 1969, вып.117.

8. Развитие нового движителя для вездеходных транспортных средств - пневматических гусениц . "Автомобильная промышленность", 1970, № 4.

9. Распределение крутящих моментов и трансмиссии многопри-

водных автомобилей на пневмокатках . "Автомобильная промышленность", 1965, № 2.

10. Исследование деформаций элементов резино-кордной оболочки пневмокатков . Известия вузов. "Машиностроение",1964,№ 7.

11. Основные требования и выбор оптимальных конструкций профилей пневмогусениц на основе экспериментальных работ, проведенных в СССР , материалы научно-технического семинара "Температурные режимы шин в процессе их производства и эксплуатации". Красноярск, 1970.

12. Устройство для передвижения по снегу автомобилей . Авторское свидетельство № 133766 от 11 февраля 1960 г.

13. Пневматическая гусеница для движителя транспортной машины . Авторское свидетельство № 198148 от 23 декабря 1964 г.

По II-й части работы

14. О крутильной схеме трансмиссии автомобиля типа 4х2 . Труды Всесоюзного научно-технического совещания, НАМИ-НТО Машпром, 1958.

15. Нагружение силовой передачи автомобиля при движении в условиях бездорожья . "Автомобильная промышленность",№ 11,1958.

16. Влияние прогиба валов коробки передач на изменение момента сцепления . "Автомобильная промышленность", № 9, 1959.

17. Характерные режимы нагружения трансмиссии автомобиля в условиях бездорожья . Труды НАМИ, 1962, вып.46.

18. Дифференциальные уравнения, отражающие силовые процессы в сцеплении трансмиссии автомобиля при трогании с места . Труды НАМИ, 1962, вып.46.

19. Работа грузового автомобиля в тяжелых дорожных условиях . Автотрансиздат. М., 1962.

Владимир Митрофанович СЕМЕНОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМОГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ
И ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА НИХ

Л 60284. Подп.к печ.II/У 1971 г. Форм.бум. 60x90/16.
Печ.л. 2,5 . Уч.-изд.л. 2,31. Зак. 287. Тир. 150.
Бесплатно.

Типография НАМИ. Москва,А-438, Автомоторная ул., 2.