

05.02.02

Г962

оказано

На правах рукописи



Гусев Антон Григорьевич

**РАЗРАБОТКА ОСНОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ СТЕНДОВ С КИНЕМАТИЧЕСКИ
СВЯЗАННЫМИ БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ
ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ КОЛЕСНЫХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

Специальности:

05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2010

Диссертация выполнена на кафедре «Теоретическая механика и основы проектирования машин» Южно-Уральского государственного университета

Научный руководитель – Пожбелко Владимир Иванович,
Заслуженный работник высшей школы РФ,
доктор технических наук, профессор.

Научный консультант – Трояновская Ирина Павловна,
Почетный машиностроитель РФ,
кандидат технических наук.

Официальные оппоненты: Васильев Валерий Иванович,
доктор технических наук, профессор,

Драгунов Геннадий Дмитриевич
Заслуженный работник высшей школы РФ,
доктор технических наук, профессор.

Ведущее предприятие – ООО «Профессиональные строительные
Машины – завод малых серий» (г. Челябинск).

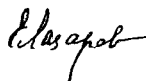
Защита состоится 23 июня 2010 г. в 13 часов на заседании диссертационного совета Д212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76, зал диссертационного совета (10 этаж гл. корп.).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76 на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан 21 мая 2010г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук, профессор



Е.А.Лазарев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. При проектировании, производстве и эксплуатации любой колесной мобильной машины наиболее достоверной и всесторонней ее проверкой являются различного рода испытания. Однако натурные (полигонные) испытания не только достаточно длительны, но и часто зависят от различного рода случайных субъективных параметров (погодные условия, характеристики дорожного покрытия, выбор трассы, квалификация водителя и т.д.).

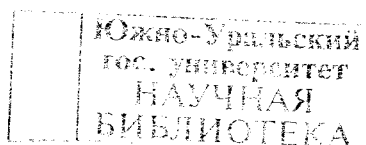
В России с ее разнообразием климатических условий наибольшее распространение получают стендовые испытания, обладающие рядом преимуществ: они позволяют ускорить процесс исследования и получать более достоверные результаты. Особенно незаменимы стендовые испытания в случаях, когда требуется исследование поведения машины (ее агрегатов и узлов) в каких-либо специфических или экстремальных условиях эксплуатации. Существенное преимущество стендовых испытаний проявляется при исследовании на надежность, где требуется многократное нагружение.

Широкое распространение при испытаниях колесных мобильных машин получили стелды с беговыми барабанами (роликовые стелды). Они используются в основном при оценке тягово-скоростных качеств машины и тормозных систем (силовые и инерционные роликовые стелды), а также при обкаточных испытаниях и позволяют имитировать нагрузочные режимы работы машины в реальных условиях эксплуатации.

Как правило, тормозные роликовые стелды представляют собой стационарные комплексы с внешними нагружающими устройствами (гидравлическими, электрическими и др.), являются сложными и дорогостоящими, а большие затраты мощности на испытания в таких стелдах равны требуемой мощности в силовом контуре колесной мобильной машины. Большие капитальные затраты при строительстве таких стелдов и высокие текущие расходы, обусловленные наличием внешних источников энергии, привели к появлению новых схем стелдов, в которых нагружение испытуемого объекта осуществляется путем введения внутренних кинематических связей.

Исключение внешних нагружающих устройств за счет введения внутренних кинематических связей позволит упростить конструкции стелдов, облегчить их монтаж и переналадку. Кроме того, использование внутренних кинематических связей в роликовых стелдах значительно расширяет диапазон их использования, за счет возникновения замкнутых контуров с циркулирующей по ним мощностью. Например, роликовые стелды с кинематически связанными беговыми барабанами позволяют имитировать движение полноприводной машины с кинематическим рассогласованием ведущих осей, движение на повороте или косогоре.

Однако отсутствие методов проектирования таких стелдов и расчета режимов нагружения объектов испытаний тормозит разработку и внедрение их конструкций. Поэтому исследование стелдов с кинематически связанными беговыми барабанами и разработка методов их проектирования является актуальной научной задачей.



Цель работы: совершенствование стенов с беговыми барабанами путем применения кинематической связи, разработка методов их проектирования и определение оптимальных режимов нагружения объекта испытаний.

Указанная цель достигается решением следующих задач:

- исследовать закономерности взаимодействия колес испытываемой мобильной машины с кинематически связанными беговыми барабанами;
- установить зависимость между силовыми и кинематическими факторами в контакте колесо – беговые барабаны;
- разработать математическую модель взаимодействия колеса с кинематически связанными беговыми барабанами;
- выполнить анализ поведения системы колесо – беговые барабаны при различных параметрах связи;
- разработать математическую модель совместной работы колёсной машины и стенов, учитывающую внутренние связи, накладываемые схемой стенов и трансмиссией машины;
- определить оптимальные проектные значения передаточных отношений кинематической связи беговых барабанов в испытательных стенов различного назначения;
- разработать различные схемы стенов с кинематически связанными беговыми барабанами, методы проектирования и практические рекомендации по их применению.

Объектом исследования является процесс взаимодействия колесной машины с роликовым стеном с кинематически связанными беговыми барабанами.

Предметом исследования являются силовые и кинематические закономерности взаимодействия колес мобильной машины с беговыми барабанами при различных параметрах кинематической связи.

Методы исследования: для решения поставленных задач в работе использовались методы теоретической механики, теории автомобиля и трактора, вычислительной математики, математической статистики, теории трения и методы программирования.

Научная новизна работы:

- обоснована гипотеза о возможности нагружения систем и узлов колесной машины за счет внутренней кинематической связи между беговыми барабанами стенов;
- разработана математическая модель взаимодействия колеса машины с двумя беговыми барабанами в стационарном режиме, отличающаяся наличием кинематической связи между ними;
- разработана математическая модель взаимодействия колесной машины со стеном в стационарном режиме, отличающаяся наличием внутренних кинематических связей, накладываемых схемой стенов и трансмиссией машины;
- установлены закономерности протекания потоков мощности при различных схемах стенов и параметрах связей, определены условия возникновения циркулирующей мощности в контуре колесная машина – стенов.

Практическая ценность:

– предложен способ нагружения объекта в испытательных стендах, не требующих внешних источников энергии, позволяющий упростить их конструкции, облегчить монтаж, переналадку и обслуживание, снизить стоимость и расходы на проведение экспериментальных исследований и доводку колесной машины, её узлов и систем;

– разработаны методики расчета, численной реализации и выбора параметров стенда, позволяющие сократить время и затраты на его проектирование, изготовление и эксплуатацию;

– разработаны схемы стендов для различных видов испытаний и методики выбора параметров внутренних связей, составляющие основу испытательных систем колесных машин.

Апробация работы. Основные положения диссертации доложены и обсуждены:

– на всероссийском открытом конкурсе научных студенческих работ в Московском автомобильно-дорожном институте 2002 – 2003 гг.;

– на ежегодных научно-технических конференциях Южно-Уральского государственного университета в период 2003 – 2009 гг.;

– на V Московском международном салоне инноваций и инвестиций 2005г. (серебряная медаль);

– материалы по созданию стенда выставлены в ЦНТИ г.Челябинска.

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в 9 работах, в том числе 1 статья в изданиях, рекомендованных ВАК. По результатам работы получен патент РФ на изобретение и авторское свидетельство на полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографического списка, включающего 131 наименование, шести приложений. Работа содержит 137 страниц основного текста, 67 иллюстраций и 24 таблицы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель работы, её научная новизна и практическая полезность. Дается общая характеристика и краткое содержание диссертации.

В первой главе «Состояние вопроса» изучается техническая литература и патентные фонды РФ и ведущих стран в области машиностроения (США, Германии, Англии и др.). Анализируются испытательные стенды с беговыми барабанами, рассматриваются методы нагружения колесной машины, приводится классификация видов испытаний.

Вопросам проектирования систем для испытаний колесной машины, узлов и агрегатов посвящено большое количество научных трудов отечественных и зарубежных авторов: Абелевич Л.А., Антонов А.С., Беляев В.П., Березин В.С., Васильев В.И., Драгунов Г.Д., Калягин Г.И., Ключев В.В., Прокопьев В.Н.,

Пожбелко В.И., Решетов Д.Н., Фламиш О.Ю., Харизов А.М., Цимбалин В.Б., Andersson S.D., Beitz W.S. и другие.

Наиболее распространенным способом нагружения испытуемого объекта, в стендах с беговыми барабанами, является применение внешних источников энергии (электрических или гидравлических устройств). Это приводит к удорожанию стендов и самих испытаний. В связи с этим, задача создания стендов, нагружающих испытуемый объект без внешних источников энергии, за счет введения внутренних кинематических связей, является актуальной и своевременной.

В стендах с кинематически связанными барабанами внутренняя связь задается в виде отношения скоростей вращения (передаточного отношения) беговых барабанов каким-либо механическим устройством (цепная, зубчатая передача и др.).

Основным вопросом проектирования исследуемых стендов являются закономерности взаимодействия колеса с беговыми барабанами, аналогичные взаимодействию колеса машины с грунтом, исследованию которого посвящены труды: Антонова А.С., Вирабова Р.В., Жуковского Н.Е., Кацыгина В.В., Келдыша М.В., Кнороза П.А., Позина Б.М., Троянской И.П., Ульянова Н.А., Чудакова Е.А., Hahn W.D., Zong W.C. и других ученых, а также установленные в трудах Пожбелко В.И. предельные законы трибомеханики деформируемых через фрикционный контакт упругих твердых тел.

Необходимость разработки методов проектирования и использования стендов с кинематически связанными беговыми барабанами приводит к постановке вышеуказанных задач.

Во второй главе «Исследования силового и кинематического взаимодействия в контуре колесная машина – стенд» выдвигается научная гипотеза о возможности нагружения испытуемого объекта за счет введения кинематической связи между беговыми барабанами.

Схема стенда с испытуемым объектом представлена на рис. 1.

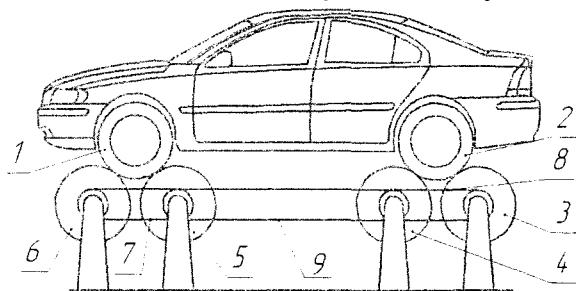


Рис. 1. Схема стенда с испытуемым объектом:

1, 2 – ведущие колеса машины; 3, 4, 5, 6 – беговые барабаны; 7, 8, 9 – цепные передачи

Ведущие колеса (1, 2) устанавливаются на беговые барабаны (3, 4, 5, 6) и приводятся во вращение от двигателя испытуемой машины. Беговые барабаны кинематически связаны между собой цепными передачами (7, 8, 9). При

передаточном отношении цепной передачи не равно единице ($i \neq 1$) возникает замкнутый силовой контур, включающий эту передачу. Число замкнутых контуров, таким образом, равно числу цепных передач с $i \neq 1$. Контур, включающий в себя колесо машины и два беговых барабана, представляет собой малый контур, а включающий испытуемый объект и стэнд в целом – большой контур.

Пара колесо – беговой барабан имеет общие закономерности силового и кинематического взаимодействия независимо от контура, в который она включена. Поэтому дальнейшее исследование формирования сил в контактах колесо – беговые барабаны и их связь с кинематическими параметрами изучается на малом контуре, включающем в себя ведущее колесо и два беговых барабана (1 – 5 – 6 или 2 – 3 – 4).

Принято, что касательные силы в контакте, обладают свойствами сил трения, то есть, пропорциональны нормальному давлению и направлены в сторону обратную скорости относительного скольжения по сопряженному телу.

Пусть ведущее колесо вращается с угловой скоростью ω_1 , а беговые барабаны 2 и 3 – ω_2 и ω_3 соответственно (рис. 2а).

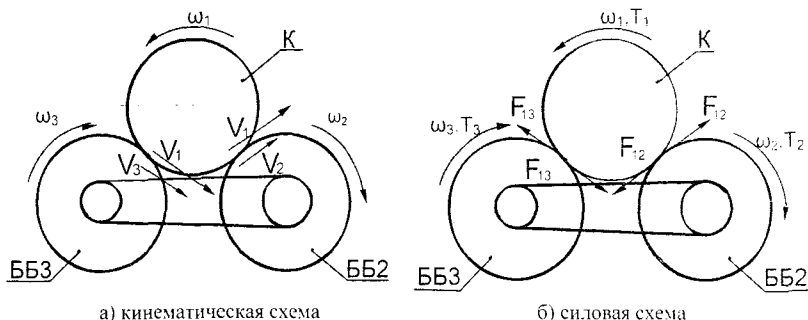


Рис. 2. Схемы силового и кинематического взаимодействия в стэнде

К – колесо машины, ББ2 и ББ3 – беговые барабаны. $\omega_1, \omega_2, \omega_3, V_1, V_2, V_3$ – угловые скорости вращения и линейные скорости точек контакта колеса и беговых барабанов;

$F_{12}, F_{13}, F_{21}, F_{31}$ – касательные силы в контакте, действующие на барабаны и колесо;

T_1, T_2, T_3 – крутящие моменты

Скорости относительного скольжения в контакте ведущего колеса и беговых барабанов равны соответственно разнице линейных скоростей точек контакта:

$$V_{ск12} = V_1 - V_2, \quad V_{ск13} = V_1 - V_3.$$

Буксование ведущего колеса в контактах с беговыми барабанами равно:

$$\delta_{12} = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1}, \quad \delta_{13} = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_1}. \quad (1)$$

Передаточное отношение цепной передачи равно:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_3}. \quad (2)$$

На основании (1) и (2) уравнение связи имеет вид:

$$i - i\delta_{12} + \delta_{13} - 1 = 0. \quad (3)$$

Условия равновесия цепной передачи (рис. 2б): $F_{13} \cdot i + F_{12} \cdot \eta = 0$, (4)
 где η – КПД передачи.

Между силой и буксованием в контакте существует связь, для выявления которой выполнен дополнительный эксперимент.

В третьей главе «Экспериментальные исследования» изложены цель и задачи экспериментальной части работы, методика проведения экспериментов, оценка их погрешностей и результаты. Конструкция опытного стенда представлена на рис. 3.

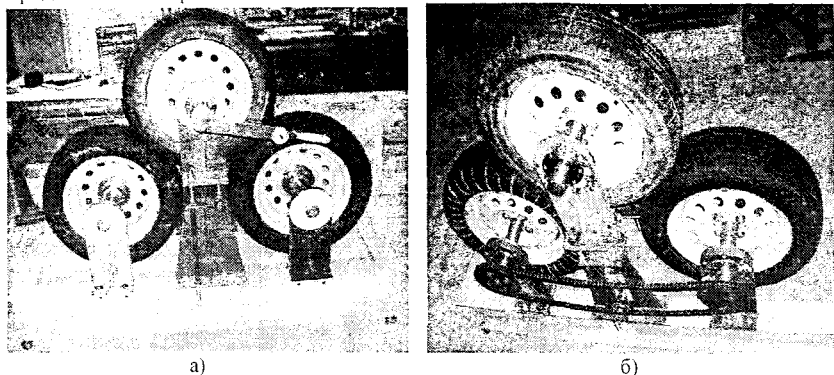


Рис. 3. Опытный стенд: а – вид спереди; б – вид сбоку

Стенд моделирует малый контур, где в качестве беговых барабанов использованы одинаковые пневматические колеса 175/65 R14, не имеющие износа. Шины колес имеют симметричный рисунок протектора, что обеспечивает одинаковый характер зависимости силы от буксования в контакте ($F(\delta)$) вне зависимости от направления относительной скорости скольжения. Кинематическая связь между барабанами осуществляется посредством цепной передачи, передаточное отношение которой задается разным числом зубьев звездочек. Эксперимент выполнен при передаточных отношениях $i = 1 \dots 1,6$.

При каждом передаточном отношении измерялся крутящий момент (T_1) на ведущем колесе, углы поворота колеса (β_1) и беговых барабанов (β_2, β_3). Момент измерялся на ведущем колесе с помощью динамометра ДК-15, углы поворота – транспортиром с ценой деления $\pm 1^\circ$. Исследования проводились при двух значениях нормальной нагрузки (N) в контактах 1344 Н и 1800 Н.

Экспериментальные значения буксований вычислялись по формулам:

$$\delta_{12} = \frac{\beta_1 - \beta_2}{\beta_1}, \quad \delta_{13} = \frac{\beta_1 - \beta_3}{\beta_1};$$

удельные касательные силы в контактах:

$$\varphi_{12} = \frac{i \cdot T_1}{R_1 \cdot (i - 1) \cdot N}, \quad \varphi_{13} = -\frac{\varphi_{12}}{i},$$

где R_1 – радиус ведущего колеса.

Зависимость удельной касательной силы в контакте от буксования представлена на рис. 4.

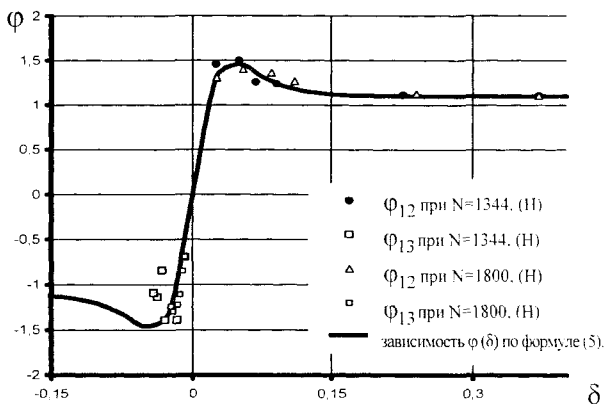


Рис. 4. Экспериментальные значения удельной силы тяги (φ) при различных значениях буксования (δ) и нормального давления (N) в контакте

Результаты эксперимента $\varphi(\delta)$ обрабатывались с помощью формулы, полученной Троянговской И.П.:

$$\varphi(\delta) = \varphi_{\infty} \left(1 + \frac{X}{\operatorname{ch}(\delta/\lambda)} \right) \cdot \operatorname{th}(\delta/\lambda), \quad (5)$$

где δ – буксование в контакте колеса с беговыми барабанами;
 φ_{∞} – асимптотическое значение удельной касательной силы (коэффициент сцепления при полном буксовании);
 X, λ – эмпирические коэффициенты.

Методом наименьших квадратов автором найдены эмпирические коэффициенты, которые позволили уточнить формулу 5 применительно к взаимодействию колеса с беговыми барабанами.

В результате зависимость касательной силы в контакте от буксования имеет вид:

$$F(\delta) = N \cdot 1,1 \cdot \left(1 + \frac{1,1}{\operatorname{ch}(\delta/0,033)} \right) \cdot \operatorname{th}(\delta/0,033). \quad (6)$$

Среднее отклонение экспериментальных значений от теоретической кривой не превышает 3,8%.

В четвертой главе «Математические модели и анализ поведения системы», используя экспериментально полученный закон $F(\delta)$, разрабатываются модели взаимодействия колеса с беговыми барабанами и колесной машины со стендом. Выполнен анализ поведения системы от параметров связи. Определены условия однозначного решения системы

уравнений и его единственности, выявлены закономерности изменения сил и буксования в контактах от передаточного отношения, направление потоков мощности и условия возникновения ее циркуляции.

Уравнения (3) и (4), с учетом зависимости (6) объединяются в единую систему и представляют собой математическую модель стационарного режима малого контура стэнда:

$$\left. \begin{aligned} \left(1 + \frac{X}{\operatorname{ch}(\delta_{13} \lambda)}\right) \cdot \operatorname{th}(\delta_{13}/\lambda) \cdot i + \left(1 + \frac{X}{\operatorname{ch}(\delta_{12} \lambda)}\right) \cdot \operatorname{th}(\delta_{12}/\lambda) = 0; \\ i \cdot (1 - \delta_{12}) - (1 - \delta_{13}) = 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Решение системы (7) – δ_{12}, δ_{13} (буксования) определяют силы в контактах, скорости скольжения и потоки мощности и зависят в свою очередь от параметра связи i .

Поскольку $F(\delta)$ является нечетной функцией δ , для анализа системы (7) достаточно исследовать положительную область аргумента ($\delta \geq 0$). В связи с тем, что функция $\varphi(\delta)$ немонотонна (см. рис. 4) и при буксовании $\delta = 0,05$ имеет максимум, существует область значений i , при которой система имеет неоднозначное решение. При $i < 1,038$ система имеет одно решение, при $i \geq 1,038$ – два. Условие единственности решения системы (7) имеет вид:

$$\Delta = \begin{vmatrix} \partial Z_1 / \partial \delta_{12} & \partial Z_1 / \partial \delta_{13} \\ \partial Z_2 / \partial \delta_{12} & \partial Z_2 / \partial \delta_{13} \end{vmatrix} \neq 0,$$

где $Z_2(i, \delta_{12}, \delta_{13}) = i \cdot (1 - \delta_{12}) - (1 - \delta_{13})$,

$$Z_1(i, \delta_{12}, \delta_{13}) = \left(1 + \frac{X}{\operatorname{ch}(\delta_{13} \lambda)}\right) \cdot \operatorname{th}(\delta_{13}/\lambda) \cdot i + \left(1 + \frac{X}{\operatorname{ch}(\delta_{12} \lambda)}\right) \cdot \operatorname{th}(\delta_{12}/\lambda).$$

Условие $\Delta \neq 0$ выполняется при всех $i > 0$.

Численное решение системы уравнений (7) с помощью пакета MathCAD показало, что среднее отклонение теоретических значений буксования ведущего колеса от экспериментально замеренного не превышает 5,6%, а крутящего момента – 3%.

Математическая модель взаимодействия колесной машины со стэндом при дифференциальной связи между ведущими осями (рис.5) имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} -F_{12}^3(\delta_{12}^3) - F_{13}^3(\delta_{13}^3) \cdot i^3 - F_{13}^n(\delta_{13}^n) \cdot i^n \cdot i - F_{12}^n(\delta_{12}^n) \cdot i = 0; \\ i^n - \delta_{12}^n \cdot i^n - 1 - \delta_{13}^n = 0; \\ i^3 - \delta_{12}^3 \cdot i^3 - 1 - \delta_{13}^3 = 0; \\ F_{12}^n(\delta_{12}^n) + F_{13}^n(\delta_{13}^n) - F_{12}^3(\delta_{12}^3) - F_{13}^3(\delta_{13}^3) = 0. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где $F_{12}^n(\delta_{12}^n), F_{13}^n(\delta_{13}^n), F_{12}^3(\delta_{12}^3), F_{13}^3(\delta_{13}^3)$ – касательные силы в контактах ведущих колес и беговых барабанов;

$i; i^n; i^3$ – передаточные отношения цепных передач;

$\delta_{12}^n, \delta_{13}^n; \delta_{12}^3, \delta_{13}^3$ – буксования в контактах колес и беговых барабанов.

В случае кинематической связи между ведущими осями машины (раздаточная коробка) последнее уравнение системы (8) заменяется на $\omega_1^n = K_K \cdot \omega_1^3$,

где K_K – передаточное отношение раздаточной коробки.

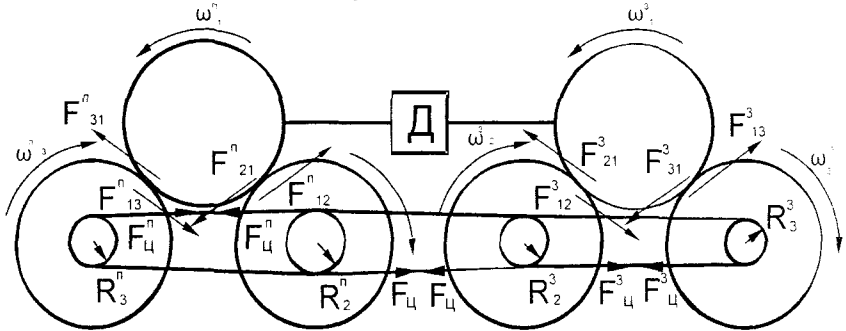


Рис. 5 Схема взаимодействия машины и стэнда с кинематически связанными барабанами $\omega_1^n, \omega_1^3, \omega_2^n, \omega_2^3, \omega_3^n, \omega_3^3$ – угловые скорости вращения ведущих колес и беговых барабанов: $F_{12}^n, F_{12}^3, F_{21}^n, F_{21}^3, F_{31}^n, F_{31}^3, F_{ц}^n, F_{ц}^3$ – касательные силы в контактах, действующие на барабаны и ведущие колеса; $F_{ц}^n, F_{ц}^3$ – силы натяжения цепей. Д – дифференциал

Введя неявные функции Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 , условие единственности решения системы (8) получим в виде:

$$\Delta = \begin{vmatrix} \partial Z_1 / \partial \delta_{12}^n & \partial Z_1 / \partial \delta_{13}^n & \partial Z_1 / \partial \delta_{12}^3 & \partial Z_1 / \partial \delta_{13}^3 \\ \partial Z_2 / \partial \delta_{12}^n & \partial Z_2 / \partial \delta_{13}^n & \partial Z_2 / \partial \delta_{12}^3 & \partial Z_2 / \partial \delta_{13}^3 \\ \partial Z_3 / \partial \delta_{12}^n & \partial Z_3 / \partial \delta_{13}^n & \partial Z_3 / \partial \delta_{12}^3 & \partial Z_3 / \partial \delta_{13}^3 \\ \partial Z_4 / \partial \delta_{12}^n & \partial Z_4 / \partial \delta_{13}^n & \partial Z_4 / \partial \delta_{12}^3 & \partial Z_4 / \partial \delta_{13}^3 \end{vmatrix} \neq 0,$$

где

$$Z_1(i^n, i^3, i, \delta_{12}^n, \delta_{13}^n, \delta_{12}^3, \delta_{13}^3) = -F_{12}^3(\delta_{12}^3) - F_{13}^3(\delta_{13}^3) \cdot i^3 - F_{13}^n(\delta_{13}^n) \cdot i^n \cdot i - F_{12}^n(\delta_{12}^n) \cdot i = 0;$$

$$Z_2(i^n, \delta_{12}^n, \delta_{13}^n) = i^n - \delta_{12}^n \cdot i^n - 1 - \delta_{13}^n = 0;$$

$$Z_3(i^3, i, \delta_{12}^3, \delta_{13}^3) = i^3 - \delta_{12}^3 \cdot i^3 - 1 - \delta_{13}^3 = 0;$$

$$Z_4(\delta_{12}^n, \delta_{12}^3, \delta_{13}^n, \delta_{13}^3) = F_{12}^n(\delta_{12}^n) + F_{13}^n(\delta_{13}^n) - F_{12}^3(\delta_{12}^3) - F_{13}^3(\delta_{13}^3) = 0.$$

Единственность решения системы (8) нарушается при одновременном выполнении условий $i = -1$ и $i^n = i^3$.

Результаты решения системы (7) для диапазона передаточных отношений $i = 1 \dots 2$ и $i = -1 \dots -2$ представлены на рис. 6 – 8.

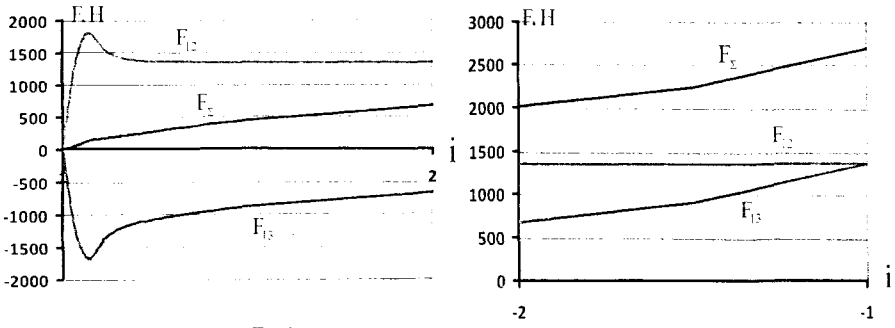


Рис. 6. Графики изменения сил от передаточного отношения

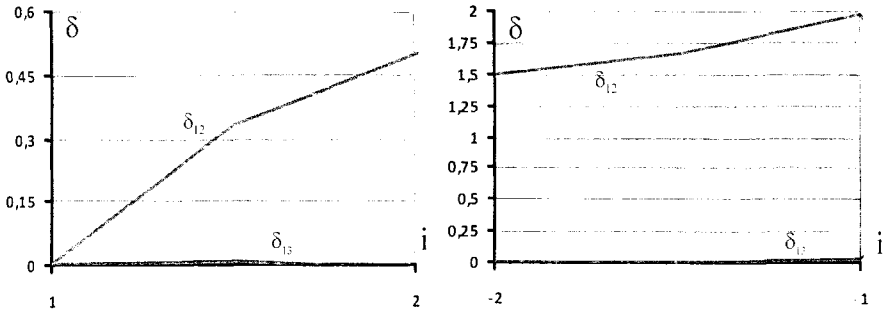


Рис. 7. График изменения буксований от передаточного отношения

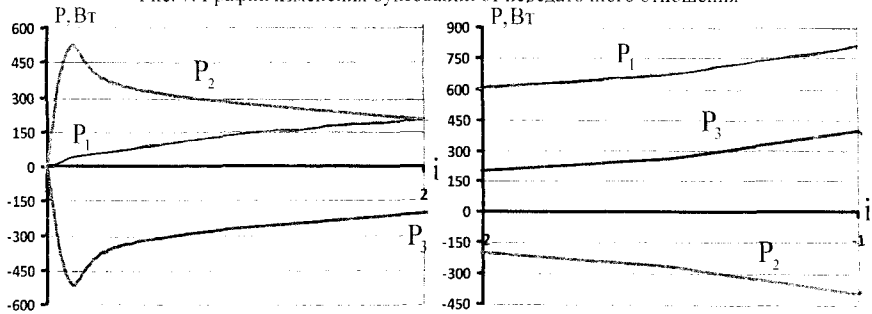


Рис. 8. График изменения мощностей на колесе машины и беговых барабанах от передаточного отношения ($\omega = 1$)

Из представленных результатов следует:

1. При любом положительном передаточном отношении касательные силы в контактах колеса с беговыми барабанами, действующие на колесо, направлены в противоположные стороны. В одном из контактов буксование положительно, в другом – отрицательно (юз). Подводимая к колесу мощность при $2 < i < \infty$ ($0 < i < 0.5$), превосходит мощность в контуре стэнда (циркуляция мощности отсутствует).

2. В интервале передаточных отношений $1 < i < 2$ ($0,5 < i < 1$) подводимая мощность к колесу меньше мощности в контуре стенда (наблюдается циркуляция мощности).

3. При отрицательном i касательные силы в контактах колеса с беговыми барабанами, действующие на колесо, направлены в одну сторону. В обоих контактах буксование положительно. Подводимая к колесу мощность превосходит мощность в контуре стенда (циркуляция мощности отсутствует).

В пятой главе «Практические рекомендации» приводятся новые схемы испытательных стендов с кинематически связанными беговыми барабанами на уровне изобретений, позволяющие проводить испытания:

- трансмиссии колесной машины в режиме циркуляции мощности;
- узлов трансмиссии при имитации режимов поворота или движения по косоугору (замкнутый контур при этом создается между бортами);
- систем валопровода при создании переменного момента сопротивления (кинематическая связь обеспечивается вариатором, либо двухпоточным редуктором с разным передаточным числом потоков);
- с имитацией вибрационных нагрузок и неровностей грунта (конструкция барабанов и их креплением на валах);
- шин на износ, термостойкость, прочность и др.

Во избежание износа шин рекомендуется ограничиться упругой областью взаимодействия, которая обеспечивается диапазоном передаточных отношений $1 \dots 1,074$.

Решена задача оптимизации, по критерию максимальной циркулирующей мощности в контуре $i_{\text{опт}}=1,074$, для обеспечения минимальных затрат мощности ($P_{\text{ц}}/P_1=11$) $i_0=1,036$.

Рекомендации по проектированию и режимы работы энергосберегающих стендов с беговыми барабанами можно представить в виде сводного безразмерного графика (рис. 9):

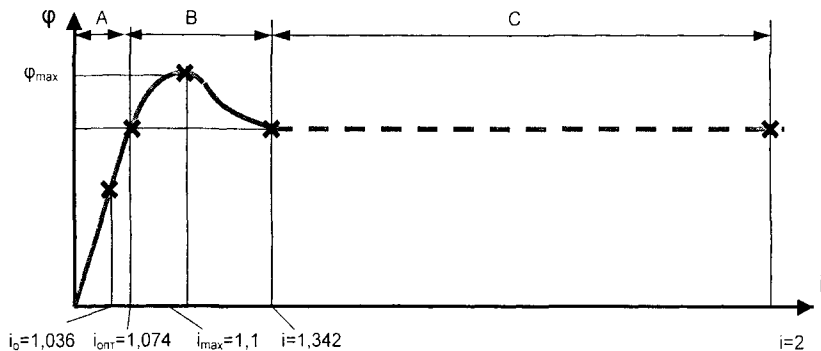


Рис. 9. Сводный график параметров стендов с беговыми барабанами:
 А – область упругого взаимодействия; В – область двойных решений;
 С – область буксования

Основные результаты и выводы

1. Разработана схема стенда с кинематически связанными беговыми барабанами, основанная на создании замкнутого силового контура за счет кинематического рассогласования их частот вращения. Этот способ нагружения позволяет испытывать полноприводные колесные машины без использования внешних нагружающих устройств за счет введения кинематической связи между беговыми барабанами ($i \neq 1$):

а) стенд позволяет осуществлять одновременное комплексное нагружение в едином замкнутом контуре всей колесной машины;

б) новизна разработанного способа нагружения и реализующего его испытательного стенда с беговыми барабанами подтверждена авторским свидетельством (№20679) и патентом РФ (№2267109).

2. Экспериментально определена зависимость удельного тягового усилия от буксования $\varphi(\delta)$ в контакте колеса с беговыми барабанами. Доказано, что характер этой зависимости $\varphi(\delta)$ аналогичен зависимости возникающей в контакте колеса с дорогой и отражает упругие свойства шины (линейная зависимость), эффект ее «срыва» φ_{\max} и полное скольжение $\varphi \rightarrow \varphi_{\text{д}}$. Установлено, что эмпирическая формула кососимметрической функции, адекватно описывает эту зависимость $\varphi(\delta)$ во всем диапазоне буксований ($\delta > 0$) и юза ($\delta < 0$).

3. Разработана математическая модель движения колеса и двух беговых барабанов (малый контур) в стационарном режиме, представляющая собой систему уравнений силового равновесия и кинематической связи беговых барабанов. Адекватность модели составляет: по силовым параметрам (крутящий момент) не более 3,08%, по кинематическим (буксование) – 5,6%. Буксования в контактах, силы, скорости скольжения и потоки мощности однозначно определяются передаточным отношением внутренней кинематической связи. Для всех положительных значений параметра ($i > 0$) выполняется достаточное условие единственности решения системы уравнений.

4. Разработана математическая модель движения колесной машины с двумя ведущими осями и стенда (большой контур) в стационарном режиме, которая представляет собой систему уравнений равновесия и уравнений кинематических связей. Решение системы зависит от параметров кинематических связей большого и малого контуров (i, i^{II}, i^3). Исследование возможных решений показали нарушение условий единственности и однозначности режимов нагружения при одновременном выполнении условий: $i = -1, i^{\text{II}} = i^3$.

5. Рассчитаны оптимальные значения передаточного отношения кинематической связи беговых барабанов, обеспечивающие на роликовом стенде нового типа при комплексных безразборных испытаниях колесной машины:

а) максимальную нагружающую мощность циркуляции в замкнутом контуре ($i_{\text{опт}} = 1,074$);

б) минимальные затраты мощности на проведение испытаний ($i_0 = 1,036$);

в) область упругого взаимодействия колес с их минимальным износом ($1 < i < 1,074$).

6. При положительном передаточном отношении возникающие в контактах с барабанами касательные силы направлены в противоположные стороны. В одном из контактов имеет место буксование $\delta > 0$, в другом – юз ($\delta < 0$). В диапазоне передаточных отношений $1 < i < 2$ ($0,5 < i < 1$) в замкнутых контурах (колесо – беговые барабаны, или колесная машина – стенд) наблюдается явление циркуляции мощности. При отрицательных передаточных отношениях возникающие в контактах с барабанами касательные силы сонаправлены, в обоих контактах имеется буксование, контур не замкнут, циркуляция мощности отсутствует. Максимум циркулирующей мощности в контуре наблюдается при $i_{\text{опт}} = 1,074$. Максимальное отношение циркулирующей мощности к подводимой равно 11. Упругая область отмечается в диапазоне передаточных отношений $1 \dots i_{\text{опт}}$.

7. Разработаны практические рекомендации по выбору схем и параметров стендов для различных видов испытаний:

- шин на износ идентично реальным условиям эксплуатации ($\delta = 2 \dots 5\%$ при $i = 1,04 \dots 1,09$; $\delta = 25\%$ при $i = 1,342$) или ускоренные износные испытания (для $\delta = 50\%$ при $i = 2$);
- диагностических, при оснащении измерительным комплексом, для определения упругих ($\delta < 0,02$ при $i < 1,074$) и сцепных ($\delta > 0,25$ при $i > 1,342$) свойств шины в любом режиме движения колеса (ведомом, ведущем или тормозном);
- обкаточных (при $i = 1$) и тормозных (наличие внешнего тормоза) испытания колесной машины;
- трансмиссии полноприводной колесной машины в режиме циркуляции мощности ($1 < i < 2$);
- узлов трансмиссии (дифференциал, система валопровода, распределительная коробка передач и др.) с имитацией режимов поворота и движения по косоугору;
- с созданием переменного момента сопротивления, вибрационных нагрузок имитирующих неровности грунта.

8. Применение при создании новой колесной мобильной техники разработанных роликовых стендов нового типа позволяет в 11 раз снизить затраты мощности на проведение стендовых испытаний, а также упростить конструкцию и снизить стоимость стендов с беговыми барабанами за счет исключения сложных и энергоемких внешних нагружающих устройств.

Данная энерго- и ресурсоэффективная технология испытаний на разработанных стендах с кинематически связанными беговыми барабанами может быть использовано при создании и доводке колесной мобильной техники

многоцелевого назначения (автомобили, автогрейдеры, автопогрузчики, бронетанковая техника, мобильные комплексы ПВО и др.).

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Пат. на полезную модель 20679 Российская Федерация, МПК G01 M 15/00. Стенд для испытания ведущих мостов полноприводного колесного транспортного средства / В.С. Березин, А.В. Глушко, А.Г. Гусев, А.В. Дибров. – Заявл. 25.06.2001; опубл. 20.11.2001. – Бюл. №32.

2. Березин, В.С. Разработка нового многофункционального стенда для испытаний системы валопровода и несущих систем транспортных машин / А.Г. Гусев // Материалы всероссийского открытого конкурса научных студенческих работ / МАДИ. – Москва, 2003. – С. 1–14.

3. Пат. 2267109 Российская Федерация, МПК G 01 M17/00, Стенд для испытания системы валопровода колесного транспортного средства / В.С. Березин, А.Г. Гусев, А.Г. Дудников, В.И. Пожбелко. – Заявлено 19.07.2004; опубл. 27.12.2005. – Бюл. №36.

4. Березин, В.С. Многофункциональный стенд для испытания системы валопровода / Д.В. Алексушин, А.Г. Гусев // Материалы ЦНТИ. – Челябинск, 2005. – С. 1–3.

5. Березин, В.С. Многофункциональный стенд для испытания системы валопровода / Д.В. Алексушин, А.Г. Гусев // Материалы V Международного салона инноваций и инвестиций. – Москва, 2005. – С. 1–14.

6. Гусев, А.Г. Разработка нового многофункционального стенда для испытания трансмиссии автомобилей / В.С. Березин // Механика и процессы управления: Труды XXVI Российской школы. – Екатеринбург: УрОРАН, 2005. – С. 443 – 447.

7. Гусев, А.Г. Кинематический анализ взаимодействия колеса транспортного средства и беговых барабанов в многофункциональном стенде нового типа / В.И. Пожбелко // Механика и процессы управления: Труды XXVI Российской школы. – Екатеринбург: УрОРАН, 2006. – С. 184 – 187.

8. Гусев, А.Г. Силовой анализ взаимодействия колеса транспортного средства и беговых барабанов в многофункциональном стенде нового типа / В.С. Березин // Механика и процессы управления: Труды XXVI Российской школы. – Екатеринбург: УрОРАН, 2006. – С. 187 – 190.

9. Трояновская, И.П. Математическая модель взаимодействия колеса транспортного средства с беговыми барабанами в стендах с их кинематическим рассогласованием / А.Г. Гусев // Вестник ИжГТУ: Периодический научно-теоретический журнал Ижевского государственного технического университета. – Выпуск №(35). – Ижевск: ИжГТУ, 2007. – С. 3 – 6.