

/На правах рукописи

МУРОГ ИГОРЬ АЛЕКСАНДРОВИЧ



**НАУЧНЫЕ МЕТОДЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТРАНСМИССИИ
И РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРИ МОДЕРНИЗАЦИИ
АВТОМОБИЛЕЙ МНОГОЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Челябинск – 2013

Работа выполнена на кафедре «Колесные, гусеничные машины и автомобили» ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет)

Научный консультант:

Драгунов Геннадий Дмитриевич
доктор технических наук, профессор
[ФГБОУ ВПО ЮУрГУ (НИУ), профессор
кафедры].

Официальные оппоненты:

Рязанцев Виктор Иванович
доктор технических наук, доцент
(МГТУ им. Н.Э. Баумана, профессор кафедры);

Тараторкин Игорь Александрович
доктор технических наук, доцент
(ФГБУН Институт машиноведения УрО РАН,
заведующий отделом);

Баженов Евгений Евгеньевич
доктор технических наук, доцент
(ФГБОУ УГЛТУ, директор Института автомо-
бильного транспорта и технологических
систем).

Ведущая организация:

Центральный ордена Трудового Красного Зна-
мени научно-исследовательский автомобиль-
ный и автомоторный институт «НАМИ».

Защита состоится 3 июля 2013 года в 14 часов на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет) по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ауд. 1001.

Тел/факс (351) 267 91 23

E-mail: D 212.298.09@mail.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан «___» _____ 2013 года.

Ученый секретарь диссертационного совета

доктор технических наук, профессор



Лазарев Е.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы

В настоящее время в Российской Федерации эксплуатируется около 5,5 млн. единиц грузовых автомобилей. Основой парка полноприводных грузовых автомобилей являются автомобили многоцелевого назначения (АМН), которые составляют около 18 % от численности грузовых автомобилей в парке. В Вооруженных Силах (ВС) доля АМН составляет около 74 % численности автомобилей.

Годовое производство АМН с 90-х годов XX века сократилось в 2,73 раза. Данный факт в сочетании со стабилизацией численности грузового автомобильного парка предопределяет соответствующее снижение темпа его обновления. В результате этого доля новых автомобилей (со сроками службы до 6 лет) недопустимо мала (7 % от общей численности парка АМН), а в парке полноприводной автомобильной техники (АТ) преобладают автомобили со сроками службы более 12 лет, что свидетельствует о существенном моральном износе парка (рисунок 1).

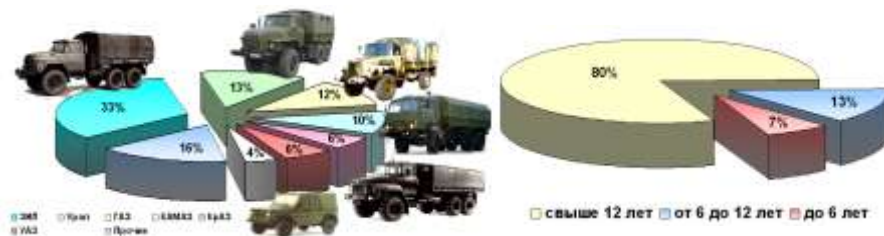


Рисунок 1 – Состояние парка автомобилей многоцелевого назначения

Таким образом, можно сделать вывод, что парк АМН нуждается в среднесрочной перспективе в значительном обновлении. При этом следует ожидать, что качественные потребности ВС и народного хозяйства в АМН и унифицированных с ними по базе специальных автомобилях на перспективу расширятся, а их значение в обеспечении развития экономики страны и укреплении ее обороноспособности будет возрастать.

В связи с этим необходимо проведение единой обоснованной технической политики в области развития и использования парка АТ. При этом экономически целесообразным является обновление парка АТ путем модернизации существующих образцов. Однако в настоящее время методология модернизации парка АТ в окончательном виде не проработана. Имеется значительный научный задел по модернизации силовых установок, но при этом остро возникают проблемы обеспечения полной реализации мощности силовых установок и обеспечения безопасности движения вследствие увеличивающихся скоростей движения.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что существует имеющая важное хозяйственное и оборонное значение **проблема** старения и снижения

технического уровня парка АМН на фоне растущих к нему требований по производительности и безопасности при недостаточно разработанных научных методах модернизации АМН.

Цель настоящего исследования – повысить технический уровень, производительность и безопасность АМН при их модернизации на основе научно обоснованных методов и технических решений совершенствования механизмов подвода и распределения мощности между ведущими колесами и адаптации рулевого управления к условиям движения.

Объект исследования – система «АМН (двигатель – трансмиссия – рулевое управление) – опорная поверхность».

Предмет исследования – процессы функционирования системы «двигатель – трансмиссия – рулевое управление – опорная поверхность» при движении АМН.

Для достижения цели в работе решались следующие **основные задачи**:

1. Разработать комплекс математических моделей, учитывающих возможные конструктивные параметры и характеристики, изменяемые при модернизации АМН.

2. Разработать методику и получить зависимости для определения рационального передаточного отношения межосевого дифференциала АМН, обеспечивающего снижение затрат мощности на движение и достаточный уровень производительности и проходимости.

3. Установить граничное условие использования полного привода для повышения экономичности автомобиля и разработать техническое решение для его реализации.

4. Обосновать новый метод блокировки межосевых и межколесных дифференциалов в процессе движения АМН, обеспечивающий достаточный уровень проходимости, и разработать технические решения для его реализации.

5. Обосновать параметры регулирования угловой скорости поворота задних управляемых колес для автомобилей с передними и задними управляемыми колесами, позволяющие повысить управляемость таких машин, и разработать техническое решение для его реализации.

6. Обосновать параметры и разработать средства регулирования реактивного действия гидравлического усилителя рулевого управления, повышающие безопасность движения.

Методика исследования включает в себя системный анализ, математическое моделирование движения АМН; теоретический анализ процессов движения и влияния различных факторов на эффективность движения АМН; синтез закономерностей распределения мощности и функционирования рулевого управления, экспериментальные исследования движения АМН. Выполненные исследования базировались на основных положениях теории движения автомобиля; теоретической механики; теории решения изобретательских

задач; методах инженерного эксперимента; теории вероятности; математического анализа и планирования эксперимента.

Научная новизна:

1. Разработан комплекс математических моделей для исследования АМН, основными особенностями которого являются: описания межосевых и межколесных связей в силовом приводе с учетом одновременного действия крутящего и тормозного моментов, процессов рулевого управления с гидравлическим усилителем с переменным реактивным действием. Комплекс моделей позволяет исследовать взаимосвязанные процессы в двигателе, трансмиссии, системе поддрессоривания, рулевом и тормозном управлении АМН, проводить оценку влияния конструктивных изменений при модернизации в различных условиях движения, а также синтезировать отдельные функциональные узлы и механизмы.

2. Получены новые зависимости для определения передаточного отношения межосевого дифференциала: передаточное отношение в конкретных дорожных условиях с конкретной нагрузкой и рациональное передаточное отношение межосевого дифференциала применительно ко всем вероятным дорожным условиям и видам оборудования, обеспечивающие требуемый уровень производительности и проходимости АМН.

3. Установлено новое граничное условие использования полного привода: превышение суммы потерь мощности в ведущих мостах и на проскальзывание ведущих колес при отключенном полном приводе над суммой потерь мощности в ведущих мостах и на проскальзывание ведущих колес при включенном полном приводе.

4. Обоснованы параметры закона регулирования угловой скорости поворота управляемых колес для автомобилей с передними и задними управляемыми колесами, обеспечивающие повышение маневренности и чувствительности автомобиля к повороту рулевого колеса.

5. Обоснованы параметры регулирования реактивного действия гидравлического усилителя рулевого управления. Предложен и обоснован новый критерий качества функционирования рулевого управления с гидравлическим усилителем - коэффициент информативности, позволяющий оценить влияние конструктивных факторов автомобиля на информативность рулевого управления по усилию на рулевом колесе, а также предложен закон управления переменным реактивным действием, обеспечивающий повышение управляемости АМН.

Практическая значимость

Разработана методика определения рационального передаточного отношения межосевого дифференциала АМН, обеспечивающая требуемый уровень производительности и проходимости АМН во всех вероятных дорожных условиях.

Обоснован новый метод блокировки межосевых и межколесных дифференциалов в процессе движения АМН, отличающийся предварительным

выравниванием угловых скоростей буксующих колес путем приложения тормозного момента к буксующим колесам и (или) уменьшения подачи топлива.

Разработаны средства регулирования реактивного действия гидравлического усилителя рулевого управления путем изменения давления жидкости на входе в распределитель, позволяющие повысить управляемость автомобиля при криволинейном движении.

Разработаны технические предложения и даны практические рекомендации по распределению мощности между ведущими колесами АМН с механическими трансмиссиями и адаптации рулевого управления к внешним условиям, обеспечивающие более полную реализацию потенциальных свойств АМН. Новизна технических решений подтверждается 7 патентами и свидетельствами РФ на изобретения и полезные модели.

На защиту выносятся:

комплекс математических моделей движения автомобиля и функционирования его составных частей;

методы повышения эффективности трансмиссий АМН и совокупность технических решений по совершенствованию трансмиссии при модернизации АМН;

методы повышения эффективности рулевого управления АМН и совокупность технических решений по совершенствованию рулевого управления при модернизации АМН.

Реализация результатов работы

Основные результаты работы реализованы:

- ОАО «КАМАЗ», ОАО «Автомобильный завод "Урал"», ЗАО «БАЗ», ЗАО «Ремдизель» при разработке предложений по модернизации полноприводных автомобилей;

- ВНК МО РФ при разработке общих тактико-технических требований к АМН и технических заданий на их разработку, а также оценке технического уровня разработанных образцов АМН;

- Главным автобронетанковым управлением МО РФ при оценке технического уровня разработанных образцов АМН, а также сопровождении НИОКР;

- НИИЦ АТ 3 ЦНИИ МО РФ при разработке «Концепции развития военной автомобильной техники ВС РФ на период до 2020 г.», а также выполнении научно-исследовательских работ;

- ОАО «15 Центральный автомобильный ремонтный завод» при оценке перспектив производственного процесса;

- ФГКУ «29 КТЦ» МО РФ, ОАО «487 ЦАРЗ» при разработке предложений по модернизации АМН и выполнении НИОКР по модернизации;

- в учебном процессе ЮУрГУ, ЧГАА, Костанайского ИЭУ, Курганской ГСА, ВУНЦ СВ «Общевойсковая академия ВС РФ», РВВДКУ (ВИ), ВУНЦ «Академия МТО» филиал г. Омск.

Апробация работы

Основные положения диссертации были доложены и обсуждены на научно-технических конференциях Рязанского ВАИ (1993–2002); межвузовских научно-технических конференциях ЮУрГУ (2008–2010); межрегиональной научно-технической конференции «Многоцелевые гусеничные и колесные машины: разработка, производство, боевая эффективность, наука и образование» (Омск, 2009); международной научно-технической конференции «Многоцелевые гусеничные и колесные машины: актуальные проблемы теории и практики, научная работа и образование» (Челябинск, 2008); 65-й Международной научно-технической конференции ААИ «Приоритеты развития отечественного авто-тракторостроения и подготовки инженерных кадров» (Москва, МГТУ МАМИ, 2010); всероссийской научно-технической конференции «Проектирование колесных машин» (Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009); международной научно-технической конференции «Улучшение эксплуатационных показателей автомобилей, тракторов и двигателей» (Санкт-Петербург, СПбГАУ, 2013).

Публикации. Основные положения работы опубликованы в двух монографиях, 37 статьях (в том числе 20 статей в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях), по результатам работы получено 7 патентов и свидетельств РФ на изобретения и полезные модели.

Структура и объем работы. Диссертация содержит 277 страниц, включая 68 рисунков и 23 таблицы, состоит из введения, 6 глав, заключения, списка использованных источников (164 наименования) и приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновываются актуальность темы диссертации, ее научная новизна, цель и задачи исследования, дается общая характеристика выполненных исследований.

В первой главе проведен анализ: роли и места АМН в структуре автомобильного парка страны; технических требований, предъявляемых к АМН; условий их движения; современных способов повышения эффективности АМН путем совершенствования трансмиссий и рулевых управлений и работ, посвященных системам распределения мощности и рулевым управлениям АМН.

Проблема повышения эффективности АМН путем совершенствования трансмиссии и рулевого управления всегда находилась в центре внимания специалистов. Наиболее известными в этой области являются работы А.С. Антонова, П.В. Аксенова, Я.С. Агейкина, С.В. Бахмутова, Б.Н. Белоусова, Н.Ф. Бочарова, В.Ф. Васильченкова, В.В. Ванцевича, Н.С. Вольской, Г.И. Гладова, Ю.Г. Горшкова, А.В. Денисова, В.Н. Добромирова, А.Н. Елисеева, В.Н. Кузнецова, Г.О. Котиева, В.В. Ларина, А.Х. Лефарова, В.А. Павлова, Ю.В. Пирковского, В.Ф. Платонова, И.А. Плиева, А.А. Полунгяна, В.А. Петрушова, С.Д. Попова, А.Т. Скойбеды, Г.А. Смирнова, А.Ф. Старикова, М.П. Чистова, В.М. Шарипова, Г.Б. Шипилевского, С.Б. Шухмана, Б. Беккера, Дж. Вонга, М. Mitschke, К.

Dietsche, K. Niemann, W. Oswald, J. Stocmar, R. Isermann и многих других, а также труды научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 21 НИИИ АТ, ЧГАА, БПИ, МГТУ МАМИ, РВАИ, ННГТУ, ФГУП НАМИ.

Усилиями указанных авторов создана база для дальнейшего развития теории движения полноприводных автомобилей и разработки более совершенных схем трансмиссий и рулевых управлений АМН. Вместе с тем, анализ опубликованных работ показывает, что:

1. До настоящего времени нет единого подхода к выбору методов и средств повышения эффективности АМН при модернизации их трансмиссий.

2. Проблема определения и полного использования потенциальных возможностей АМН не решена в полной мере. Это приводит к большому количеству принципиально различных подходов к построению схем трансмиссий и рулевых управлений и противоречивым данным по параметрам применяемых в них узлов и механизмов.



Рисунок 2 – Методология модернизации АМН

На основании анализа имеющихся работ и в соответствии с существующей проблемой предложена методология модернизации АМН (рисунок 2), сформулированы цель и задачи исследования.

Вторая глава посвящена разработке комплекса математических моделей процесса функционирования системы «двигатель – трансмиссия – рулевое управление – опорная поверхность».

На основании выбранных и обоснованных в диссертации допущений разработана математическая модель движения АМН. Движение автомобиля рассматривается в пространственной подвижной системе координат с центром, совмещенным с центром масс автомобиля, где ось X совпадает с продольной осью автомобиля, ось Y направлена в сторону поворота, а ось Z перпендикулярна опорной поверхности.

С учетом принятых допущений и ограничений, общепринятых для литературных источников обозначений, движение автомобиля описывается системой дифференциальных уравнений, составленной на основе принципа Д'Аламбера.

$$\begin{aligned}
m \cdot \left(\frac{dV_x}{dt} - \frac{d\beta}{dt} \cdot V_y + \frac{d\lambda}{dt} \cdot V_z \right) &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (X_{cij} - Y_{sij} - f \cdot Z_{cij} \cdot \cos \zeta_{ij} - Z_{sij} \cdot \sin \zeta_{ij}) + P_{\text{зсп}}, \quad t > 0; \\
m \cdot \left(\frac{dV_y}{dt} + \frac{d\beta}{dt} \cdot V_x - \frac{d\gamma}{dt} \cdot V_z \right) &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (X_{sij} + Y_{cij} - f \cdot Z_{sij} \cdot \cos \zeta_{ij} + Z_{cij} \cdot \sin \zeta_{ij}) + P_{\text{зсп}}, \quad t > 0; \\
m \cdot \left(\frac{dV_z}{dt} + \frac{d\gamma}{dt} \cdot V_y - \frac{d\lambda}{dt} \cdot V_x \right) &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (Z_{ij} \cdot \cos \zeta_{ij}), \quad t > 0; \\
J_x \cdot \frac{d^2 \gamma}{dt^2} - (J_y - J_z) \cdot \frac{d\beta}{dt} \frac{d\lambda}{dt} &= h_c \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (X_{sij} + Y_{cij} - f \cdot Z_{sij} \cdot \cos \zeta_{ij} + Z_{cij} \cdot \sin \zeta_{ij}) - \\
- \frac{B}{2} \cdot \sum_{i=1}^n (Z_{i2} \cdot \cos \zeta_{i2} - Z_{i1} \cdot \cos \zeta_{i1}) - \frac{B}{2} \cdot \sum_{i=1}^n (Z_{i2} \cdot \cos \zeta_{i2} - Z_{i1} \cdot \cos \zeta_{i1}), \quad t > 0; \\
J_y \cdot \frac{d^2 \lambda}{dt^2} - (J_z - J_x) \cdot \frac{d\gamma}{dt} \frac{d\beta}{dt} &= h_c \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 [Y_{sij} - X_{cij} + f \cdot Z_{cij} \cdot \cos \zeta_{ij} + Z_{sij} \cdot \sin \zeta_{ij}] - \\
- \sum_{i=1}^n l_i \sum_{j=1}^2 Z_{ij} \cdot \cos \zeta_{ij} + M_{\text{зсп}}, \quad t > 0; \\
J_z \cdot \frac{d^2 \beta}{dt^2} - (J_x - J_y) \cdot \frac{d\gamma}{dt} \frac{d\lambda}{dt} &= \frac{B}{2} \cdot \left[\sum_{i=1}^n (X_{ci2} - X_{ci1}) - \sum_{i=1}^n (Z_{si2} \cdot \sin \zeta_{i2} - Z_{si1} \cdot \sin \zeta_{i1}) - \right. \\
\left. - f \cdot \sum_{i=1}^n (Z_{ci2} \cdot \cos \zeta_{i2} - Z_{ci1} \cdot \cos \zeta_{i1}) - \sum_{i=1}^n (Y_{si2} - Y_{si1}) \right] + \\
+ \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (X_{sij} + Y_{cij} - f \cdot Z_{sij} \cdot \cos \zeta_{ij} + Z_{cij} \cdot \sin \zeta_{ij}) - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (M_{cij}) + M_{\text{зсп}}, \quad t > 0;
\end{aligned} \tag{1}$$

$$x(t_0), y(t_0), z(t_0), V_x(t_0), V_y(t_0), V_z(t_0), \gamma(t_0), \lambda(t_0), \beta(t_0) = 0;$$

$$X_{sij} = R_{xij} \cdot \sin \theta_{ij}; \quad Y_{cij} = R_{yij} \cdot \cos \theta_{ij}; \quad Y_{sij} = R_{yij} \cdot \sin \theta_{ij}; \quad Z_{cij} = R_{zij} \cdot \cos \theta_{ij};$$

$$Z_{sij} = R_{zij} \cdot \sin \theta_{ij}; \quad Z_{ij} = R_{zij},$$

где $R_{xij}, R_{yij}, R_{zij}$ – продольная, боковая и вертикальная реакции в контакте колеса i -й оси j -го борта с опорной поверхностью, Н; θ – угол поворота колеса, рад; m – масса автомобиля, кг; V_x, V_y, V_z – продольная, боковая и вертикальная скорости автомобиля, м/с; J_x, J_y, J_z – моменты инерции автомобиля относительно продольной, горизонтальной и вертикальной осей соответственно, кг/м²; λ, γ, β – углы галопирования, крена и рысканья соответственно, рад; h_c – высота центра масс, м; B – колея автомобиля, м; f – коэффициент сопротивления качению; M_c – момент сопротивления повороту колеса, Н·м.

Вертикальные реакции на колесах автомобиля определялись с учетом жесткостей подвески и шин, коэффициентов демпфирования амортизаторов. Значения крутящих моментов на колесах определялись в соответствии со схемой трансмиссии автомобиля, с учетом кинематического рассогласования в трансмиссии, вызванного криволинейным движением. Боковые реакции в контакте колеса с опорной поверхностью определялись на основе теории бокового увода по методике, предложенной профессором Д.А. Антоновым.

Комплекс математических моделей учитывает особенности работы двигателя, конструктивные особенности межосевых и межколесных связей трансмиссии, характеристики гидравлического усилителя рулевого управления: характеристики распределителя, реактивных и центрирующих устройств, жесткость привода управляемых колес.

Для оценки эффективности использования мощности двигателя в работе представлено *математическое описание скоростных и регуляторных характеристик дизеля и бензинового двигателя*.

Максимальный крутящий момент на частичной регуляторной характеристике определяется моментом по внешней характеристике:

$$M_{\max}^h = M_{\max}^1 \cdot h. \quad (2)$$

Частота вращения коленчатого вала дизеля по частичной регуляторной характеристике изменяется пропорционально перемещению органа управления подачей топлива h :

$$\begin{aligned} n_{h \max} &= n_{1 \max} \cdot h, \\ n_{h \max} &= n_{\min} + (n_{\max} - n_{\min}) \cdot h. \end{aligned} \quad (3)$$

Регуляторная характеристика дизеля при частичном перемещении органа управления регулятором h определяется соотношением

$$M_e = M_{eh} (n_{\max} \cdot h - n) / (n_{\max} \cdot h - n_M). \quad (4)$$

Максимальная частота вращения коленчатого вала бензинового двигателя для частичной характеристики выражается формулой

$$n_{h \max} = n_{h_M} + (n_{h_N} - n_{h_M}) \sqrt{\frac{M_{h \max}}{M_{h \max} - M_{h_N}}}. \quad (5)$$

Для обоснования методов и средств модернизации системы распределения мощности в работе разработаны математические модели межосевого и межколесного привода. При этом *модель межосевого привода*, отличающаяся учетом жесткостных параметров участков трансмиссии, представляет собой систему уравнений:

$$\begin{aligned}
M_{pk} &= \{c_{\kappa\delta 1} [pk_{\delta} (pc_{\kappa\delta 1} - c_{\kappa\delta 2}) + (1+p)c_{\kappa\delta 2}] (\varphi_{pk} - \varphi_{\kappa\delta 1}) - \\
&- c_{\kappa\delta 2} [k_{\delta} (pc_{\kappa\delta 1} - c_{\kappa\delta 2}) - p(1+p)c_{\kappa\delta 1}] (\varphi_{pk} - \varphi_{\kappa\delta 2})\} / (p^2 c_{\kappa\delta 1} + c_{\kappa\delta 2}), \\
M_{\kappa\delta 1} &= \frac{c_{\kappa\delta 1} ((p^2 k_{\sigma} c_{\kappa\delta 1} + c_{\kappa\delta 2}) (\varphi_{pk} - \varphi_{\kappa\delta 1}) + pc_{\kappa\delta 2} (1 - k_{\sigma}) (\varphi_{pk} - \varphi_{\kappa\delta 2}))}{p^2 c_{\kappa\delta 1} + c_{\kappa\delta 2}}, \\
M_{\kappa\delta 2} &= \frac{c_{\kappa\delta 2} (pc_{\kappa\delta 1} (1 - k_{\sigma}) (\varphi_{pk} - \varphi_{\kappa\delta 1}) + (p^2 c_{\kappa\delta 1} + k_{\sigma} c_{\kappa\delta 2}) (\varphi_{pk} - \varphi_{\kappa\delta 2}))}{(p^2 c_{\kappa\delta 1} + c_{\kappa\delta 2})},
\end{aligned} \tag{6}$$

где p – кинематический параметр межосевого дифференциала; $c_{\kappa\delta 1}$, $c_{\kappa\delta 2}$ – жесткость соответствующего участка трансмиссии; k_{δ} – коэффициент блокировки межосевого дифференциала; φ_{pk} , $\varphi_{\kappa\delta 1}$, $\varphi_{\kappa\delta 2}$ – угол поворота соответствующего вала трансмиссии.

Математическая модель межколесного привода, отличающаяся учетом одновременного действия крутящего и тормозного момента, описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned}
\left(J_k + \frac{1}{4} J_g \cdot u_{mp}^2 \cdot u_{sp}^2 \right) \ddot{\phi}_{k1} + \frac{1}{4} J_g \cdot u_{mp}^2 \cdot u_{sp}^2 \cdot \ddot{\phi}_{k2} &= -R_{\kappa\delta 1} \cdot \phi_{\kappa\delta 1} \cdot r_{k1} - M_{m1} + 0,5 \cdot M_g - M_{f1} - |M_{mp1}| \cdot u_{sp}, \\
\left(J_k + \frac{1}{4} J_g \cdot u_{mp}^2 \cdot u_{sp}^2 \right) \ddot{\phi}_{k2} + \frac{1}{4} J_g \cdot u_{mp}^2 \cdot u_{sp}^2 \cdot \ddot{\phi}_{k1} &= -R_{\kappa\delta 2} \cdot \phi_{\kappa\delta 2} \cdot r_{k2} - M_{m2} + 0,5 \cdot M_g - M_{f2} - |M_{mp2}| \cdot u_{sp}.
\end{aligned} \tag{7}$$

Для обоснования методов и средств модернизации рулевого управления в работе представлена *математическая модель рулевого управления с усилителем гидравлического типа*.

Уравнение движения поршня гидроцилиндра имеет вид:

$$m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} = F_{c1} \cdot p_1 - F_{c2} \cdot p_2 - \frac{c_2}{r_p} \cdot \left(\arcsin \left(\frac{l_o + y_c}{l_r} \right) - \theta_c \right) - P_{tc} \cdot \text{sign} \left(\frac{dy_c}{dt} \right).$$

Уравнение поворота управляемых колес:

$$J_k \cdot \frac{d^2 \theta}{dt^2} = c_2 \cdot \left(\arcsin \left(\frac{l_o + y_c}{l_r} \right) - \theta_c \right) - M_c - M_t \cdot \text{sign} \left(\frac{dy_c}{dt} \right). \tag{8}$$

Уравнения баланса мгновенных расходов жидкости:

$$\begin{aligned}
Q_{c1} &= F_{c1} \cdot \frac{dy_c}{dt} + \frac{V_1 + V_1'}{B_q} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \\
Q_{c2} &= F_{c2} \cdot \frac{dy_c}{dt} - \frac{V_2 + V_2'}{B_q} \cdot \frac{dp_2}{dt},
\end{aligned}$$

где m_c – масса поршня силового цилиндра, кг; y_c – перемещение поршня силового цилиндра, м; F_{c1} , F_{c2} – левая и правая площади поршня соответственно, м²; p_1 , p_2 – давление рабочей жидкости в левой и правой полостях силового цилиндра соответственно, Па; c_2 – жесткость привода управляемых колес, приведенная к правому шкворню управляемого колеса, Н·м/рад; r_p – длина поворотного рычага управляемого колеса, м; θ_c – угол поворота цапфы управляемого колеса, рад; P_{tc} – сила трения поршня о стенки силового цилиндра.

дра, Н; J_k – момент инерции управляемых колес в горизонтальной плоскости, приведенный к правому шкворню, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; M_t – момент трения в рулевом приводе, приведенный к правому шкворню, Н·м; Q_{r1} , Q_{r2} – расходы жидкости, протекающей через распределитель в левую и правую полости силового цилиндра, $\text{м}^3/\text{с}$; V_1 , V_2 – объемы рабочей жидкости в левой и правой полостях силового цилиндра соответственно; V'_1 , V'_2 – объемы жидкости в левой и правой гидролиниях, соединяющих распределитель с соответствующими полостями силового цилиндра, м^3 ; l_o , l_r – геометрические параметры рулевого привода.

Для определения закономерностей регулирования реактивного действия рулевого усилителя изменение усилия на рулевом колесе, обеспечиваемое гидроусилителем рулевого управления, при моделировании разделялось на три стадии:

1. Увеличение усилия на рулевом колесе до включения усилителя в работу.
2. Увеличение усилия на рулевом колесе за счет реактивных элементов.
3. Увеличение усилия на рулевом колесе за счет суммирования физического усилия водителя и усилия, развиваемого реактивными элементами.

Условия, ограничивающие максимальные значения переменных:

1. Регулируемый расход насоса гидроусилителя, $Q_{r1} \leq Q_{\max}$.
2. Регулируемое давление, создаваемое насосом гидроусилителя, $p_p \leq p_{\max}$.
3. Давление слива рабочей жидкости больше или равно давлению насыщенных паров, $p_e \geq p_{\min}$.
4. Перемещение золотника, $x_r \leq x_{\max}$.

Для описания процесса функционирования гидравлического рулевого усилителя, обеспечивающего переменное реактивное действие, введен коэффициент k_u , учитывающий изменение регулируемого фактора в зависимости от момента сопротивления повороту управляемых колес, на основе которого введены дополнительные уравнения:

- регулирование расхода насоса:

$$Q_{\max} = k_u \cdot Q_r;$$

- регулирование давления на входе в распределитель:

$$p_{\max} = k_u \cdot p_p;$$

- регулирование площади реактивных устройств:

$$F_{p \max} = k_u \cdot F_p.$$

Третья глава посвящена оценке адекватности разработанной математической модели движения АМН.

В качестве объектов экспериментальных исследований при оценке эффективности мероприятий по модернизации трансмиссий использовались АМН УАЗ-3151, Урал-4320, КАМАЗ-5350 и АМН Урал-4320 при исследовании рулевого управления.

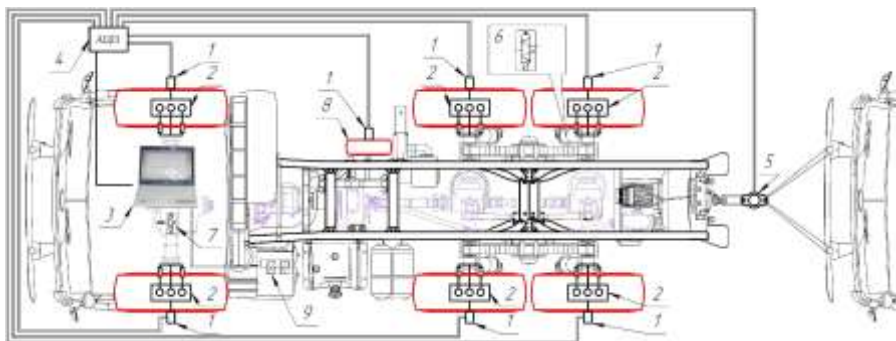


Рисунок 3 – Схема измерительно-регистрирующего управляющего комплекса и установка его элементов на автомобиле КАМАЗ-5350:

- 1 – торцевые токосъемники ТРАК-4 с индукционными датчиками числа оборотов;
- 2 – тензометрические датчики ФКРА-20-10ГВ; 3 – ПЭВМ; 4 – аналогово-цифровой преобразователь L-Card E14-140; 5 – тензометрическое звено; 6 – электропневмоклапаны ограничения буксования; 7 – электропневмоклапан ограничения подачи топлива; 8 – измерительное («пятое») колесо; 9 – две аккумуляторные батареи 6 СТ-190 ТРМ

Экспериментальное исследование прямолинейного движения проводилось на автомобиле КАМАЗ-5350, который был оснащен измерительно-регистрирующим комплексом (рисунок 3). Для проведения экспериментального исследования криволинейного движения использовался серийный АМН Урал-4320 с кузовом-фургоном КМ-375.

Измерительно-регистрирующий комплекс позволял осуществлять непрерывное измерение и регистрацию следующих параметров: пройденного пути, времени, скорости движения, углов поворота рулевого колеса (РК) и управляемых колес (УК), курсового угла, угловой скорости, крена кузова, бокового ускорения.

Проверка адекватности математической модели проводилась сравнением теоретически полученных характеристик с экспериментально полученными в сопоставимых условиях движения (рисунок 4). Как было установлено, относительная погрешность моделирования в данном случае не превышает 15 %, что позволяет сделать вывод о том, что математическая модель движения АМН с доверительной вероятностью 0,95 хорошо описывает исследуемые процессы в указанных пределах варьирования факторов для решения практических задач по модернизации АМН.

В работе показаны примеры использования математических моделей при оценке конструктивных решений, принимаемых при модернизации автомобилей.

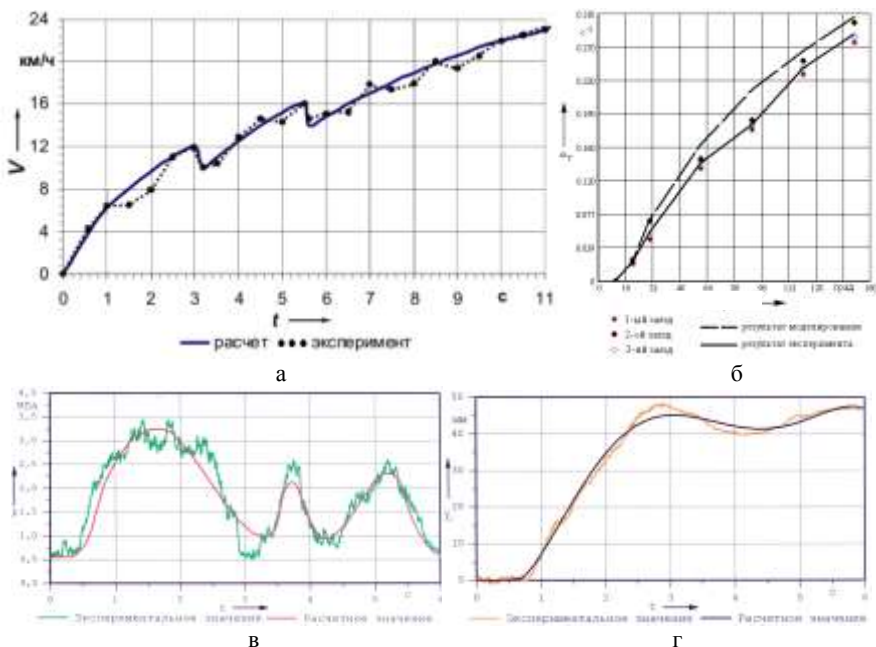


Рисунок 4 – Оценка адекватности системы математических моделей:
 а - характеристика разгона на обледенелой дороге; б - зависимости угловой скорости АМН от поворота РК, полученные в результате моделирования и эксперимента;
 в – изменение давления в усилителе по времени в процессе поворота;
 г – перемещение поршня силового цилиндра при повороте

В четвертой главе обосновываются направления модернизации трансмиссий АМН. На основании разработанного комплекса математических моделей движения АМН для оценки потерь мощности вследствие нерационального распределения мощности межосевым дифференциалом найдены зависимости для определения дополнительных затрат мощности $N_{дон}$ вследствие неравномерного распределения сил тяги по ведущим колесам, возникающие при движении АМН с межосевым дифференциалом:

АМН типа 4×4:

$$N_{дон4x4} = \gamma \cdot \varpi \cdot \left[2P_{\Sigma вл} (f \cdot G_a - u \cdot f_1 R_{z1}) \frac{1 - u^2}{(u + 1)^3} + \frac{(f \cdot G_a - u \cdot f_1 R_{z1})^2}{(u + 1)^2} \right];$$

АМН типа 6×6:

$$N_{дон6x6} = \frac{1}{2} \gamma \cdot \varpi \cdot \left[2P_{\Sigma вл} (f \cdot G_a - u \cdot f_1 R_{z1}) \frac{2 - u^2}{(u + 1)^3} + \frac{(f \cdot G_a - u \cdot f_1 R_{z1})^2}{(u + 1)^2} \right]; \quad (9)$$

АМН типа 8×8:

$$N_{дон8x8} = \frac{1}{4} \gamma \cdot \varpi \cdot \left[2P_{\Sigma en} (f \cdot G_a - u \cdot f_1 R_{z1}) \frac{2 - 2u^2}{(u+1)^3} + \frac{(f \cdot G_a - u \cdot f_1 R_{z1})^2}{(u+1)^2} \right];$$

АМН типа 10×10:

$$N_{дон10x10} = \frac{1}{6} \gamma \cdot \varpi \cdot \left[2P_{\Sigma en} (f \cdot G_a - u \cdot f_1 R_{z1}) \frac{3 - 2u^2}{(u+1)^3} + \frac{5(f \cdot G_a - u \cdot f_1 R_{z1})^2}{(u+1)^2} \right],$$

где γ – коэффициент тангенциальной эластичности колеса; ω – угловая скорость вращения колеса; f_a – обобщенный коэффициент сопротивления качению колеса; G_a – полный вес автомобиля; u – передаточное отношение межосевого дифференциала; R_{z1} – вертикальная нагрузка на колеса переднего моста; f_1 – коэффициент сопротивления качению колес переднего моста; $P_{\Sigma en}$ – сила внешних сопротивлений.

При движении по твердым опорным поверхностям эти потери мощности могут достигать 3–8 % от общей мощности, необходимой для движения АМН. Имеется зона минимума потерь мощности, которая может быть обеспечена оптимальным передаточным отношением межосевого дифференциала.

Так как создать механический дифференциальный механизм с автоматическим изменением передаточного отношения на сегодняшний день невозможно, то снизить потери мощности и повысить тягово-скоростные свойства АМН можно, применив в межосевом приводе дифференциальный механизм с рациональным передаточным отношением.

Методика включает в себя:

1. Сбор статистической информации об условиях движения и нагружения АМН.

2. Определение передаточного отношения межосевого дифференциала в конкретных дорожных условиях с конкретной нагрузкой, обеспечивающего минимум потерь мощности в заданных условиях движения:

АМН типа 4×4:

$$u_{\text{МОД4x4}} = \frac{f_1 \cdot R_{z1} \cdot P_{\Sigma en} + 3 f_a \cdot G_a \cdot P_{\Sigma en} + 2 f_1 \cdot R_{z1} \cdot f_a \cdot G_a + 2 f_a^2 \cdot G_a^2}{f_a \cdot G_a \cdot P_{\Sigma en} + 3 f_1 \cdot R_{z1} \cdot P_{\Sigma en} + 2 f_1 \cdot R_{z1} \cdot f_a \cdot G_a + 2 f_1^2 \cdot R_{z1}^2};$$

АМН типа 6×6:

$$u_{\text{МОД6x6}} = \frac{-4 \cdot f_1 \cdot R_{z1} \cdot P_{\Sigma en} + 2 f_a \cdot G_a \cdot P_{\Sigma en} + 3 f_1^2 \cdot R_{z1}^2 + 3 f_a^2 \cdot G_a^2 + B}{2(f_a \cdot G_a \cdot P_{\Sigma en} + 3 f_1 \cdot R_{z1} \cdot P_{\Sigma en} + 3 f_1 \cdot R_{z1} \cdot f_a \cdot G_a + 3 f_1^2 \cdot R_{z1}^2)}; \quad (10)$$

АМН типа 8×8:

$$u_{\text{МОД8x8}} = \frac{f_1 \cdot R_{z1} \cdot P_{\Sigma en} + 3 f_a \cdot G_a \cdot P_{\Sigma en} + 2 f_1 \cdot R_{z1} \cdot f_a \cdot G_a + 2 f_a^2 \cdot G_a^2}{f_a \cdot G_a \cdot P_{\Sigma en} + 3 f_1 \cdot R_{z1} \cdot P_{\Sigma en} + 2 f_1 \cdot R_{z1} \cdot f_a \cdot G_a + 2 f_1^2 \cdot R_{z1}^2};$$

АМН типа 10×10:

$$u_{\text{МОД}10 \times 10} = \frac{-6 \cdot f_1 \cdot R_{z1} \cdot P_{\Sigma \text{вн}} + 4 f_a \cdot G_a \cdot P_{\Sigma \text{вн}} + 5 f_1^2 \cdot R_{z1}^2 + 5 f_a^2 \cdot G_a^2 + C}{2(2 f_a \cdot G_a \cdot P_{\Sigma \text{вн}} + 6 f_1 \cdot R_{z1} \cdot P_{\Sigma \text{вн}} + 5 f_1 \cdot R_{z1} \cdot f_a \cdot G_a + 5 f_1^2 \cdot R_{z1}^2)}.$$

3. Определение рационального передаточного отношения применительно ко всем вероятным дорожным условиям и видам оборудования, обеспечивающего требуемый уровень производительности и проходимости АМН:

$$u_{\text{МОД}} = \frac{1}{\sum_{j=1}^s p_j} \left\{ \sum_{j=1}^s p_j \cdot \frac{1}{\sum_{i=1}^n p_j} \sum_{i=1}^n p_j \cdot u_{\text{МОД}ij} \right\}, \quad (11)$$

где p_i – вероятность движения АМН в i -х дорожных условиях; p_j – вероятность монтажа на АМН j -го типа оборудования; $u_{\text{МОД}ij}$ – рациональное передаточное отношение межосевого дифференциала в i -х дорожных условиях с j -м типом оборудования; n – число разновидностей дорожных условий; s – число разновидностей оборудования, монтируемого на АМН.

На основании разработанной методики найдены следующие передаточные отношения межосевых дифференциалов: АМН УАЗ-3151 (4×4) – 1,2; ГАЗ-3308 (4×4) – 1,3; ЗИЛ-131 (6×6) – 2,4; КАМАЗ-4326 (4×4) – 1,3; КАМАЗ-43114 (6×6) – 2,8; КАМАЗ-6350 (8×8) – 1,2.

Для оценки эффективности применения предлагаемых решений проводилось моделирование движения АМН по типовому маршруту с серийной трансмиссией, АМН с рекомендованным передаточным отношением межосевого дифференциала (рисунок 5).

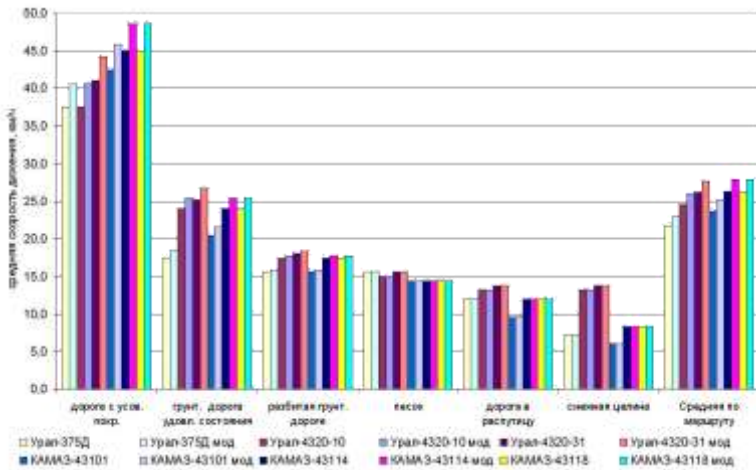


Рисунок 5 – Оценка скоростных свойств АМН с различными передаточными отношениями межосевого дифференциала

Моделирование показывает, что оснащение АМН межосевым дифференциалом с рекомендованным передаточным отношением позволяет повысить на 5–9 % среднюю скорость движения по твердым опорным поверхностям и снизить на 6–8 % расход топлива по сравнению с серийным АМН.

В работе подтверждена целесообразность и эффективность отключения части ведущих мостов АМН.

Граничным условием включения ведущего моста в работу является превышение суммы потерь мощности в n ведущих мостах и на проскальзывание $2n$ ведущих колес над суммой потерь мощности в $n+1$ ведущих мостах и на проскальзывание $2(n+1)$ ведущих колес:

$$N_{мпn} + N_{букс\ 2n} \leq N_{мп(n+1)} + N_{букс\ 2(n+1)} \quad (12)$$

Для определения закона управления включением в работу ведущего моста в качестве информационной переменной предложено использовать значение коэффициента буксования ведущих колес. Граничное значение буксования ведущих колес, при котором целесообразно включение в работу полного привода, может быть определено из следующего выражения:

$$\delta_{сп} = \left[\frac{1}{2} \gamma \cdot r_k \cdot (fG_a + P_{\Sigma_{ав}}) + \frac{P_{мп}}{fG_a + P_{\Sigma_{ав}}} \right] \cdot 100 \% \quad (13)$$

На основе выражения (13) определены режимы рационального включения переднего моста АМН типа 4×4 (Урал-43206), 6×6 (Урал-4320-31), 8×8 (Урал-5323-01). В ходе моделирования установлено, что включение в работу переднего моста целесообразно при движении с буксованием более 3 %.

Для минимизации затрат мощности предложена трансмиссия, представленная на рисунке 6, обеспечивающая отключение переднего моста в раздаточной коробке и у ведущих колес.

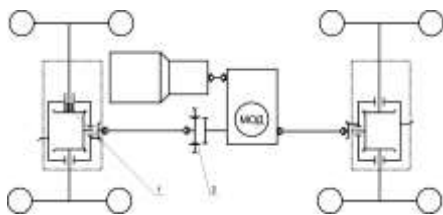


Рисунок 6 – Трансмиссия АМН (патент РФ на полезную модель № 83231);

- 1 – муфта свободного хода;
- 2 – муфта отключения

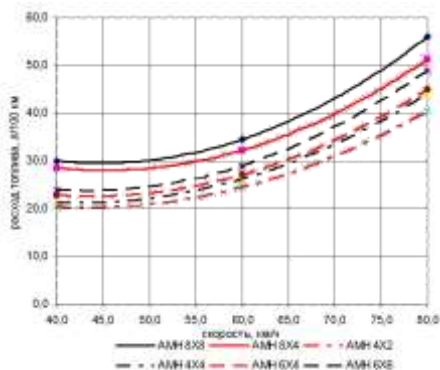


Рисунок 7 – Топливная характеристика установившегося движения АМН «Урал» с различными типами привода

В работе проведено экспериментальное исследование топливной экономичности АМН типа 4×4 (Урал-43206), типа 6×6 (Урал-4320-31) и типа 8×8 (Урал-5323-01) с имитацией максимальной нагрузки (4, 6 и 10 т соответственно) при движении по асфальтированной дороге с полным приводом и отключенными передними мостами [АМН типа 4×2 (на базе Урал-43206), типа 6×4 (на базе Урал-4320-31) и типа 8×4 (на базе Урал-5323-01)].

Результаты экспериментального исследования (рисунок 7) показали, что при своевременном переходе от полноприводной схемы к неполноприводной и отключении потока мощности в двух точках (у раздаточной коробки и ведущих колес) снижение расхода топлива составляет 5–7 %. Причем увеличение скорости движения приводит к повышению экономической эффективности отключения передних мостов, что связано с зависимостью гидравлических потерь в ведущем мосту от скорости движения.

Для обеспечения возможности блокирования межосевых и (или) межколесных дифференциалов в процессе движения АМН в работе предложен метод предварительного выравнивания угловых скоростей буксующих колес путем приложения тормозного момента к буксующим колесам и (или) уменьшения подачи топлива и предложены конструкции систем управления блокировкой межосевого и межколесного дифференциалов (рисунок 8).

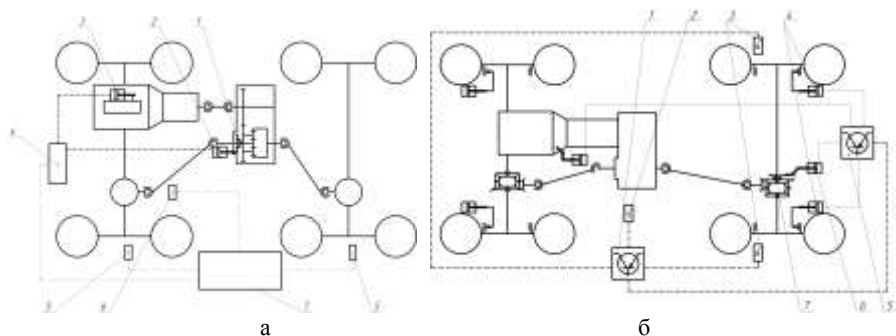


Рисунок 8 – Технические решения по блокированию дифференциалов в трансмиссии АМН:

а – система управления блокировкой межосевого дифференциала транспортного средства (патент РФ на полезную модель № 83043): 1 – муфта блокировки; 2 – пневмоцилиндр управления блокировкой; 3 – пневмоцилиндр управления подачей топлива двигателя; 4 – модулятор давления; 5 – датчики частот вращения ведущих колёс;

б – блок управления; 7 – датчик угла поворота рулевого колеса;

б – система управления блокировкой межколесного дифференциала (патент РФ на полезную модель № 96407): 1 – блок управления; 2 – датчик угла поворота рулевого колеса; 3 – датчики частот вращения ведущих колёс; 4 – тормозные камеры; 5 – модулятор давления; 6 – пневмоцилиндр управления блокировкой; 7 – муфта блокировки

Существенное влияние на эффективность блокирования межколесных и межосевых связей оказывает наличие кинематического несоответствия между мостами АМН. В работе предложено корректировать кинематическое несоответствие, возникающее при прямолинейном движении между ведущими мостами АМН, путем изменения давления воздуха в шинах.

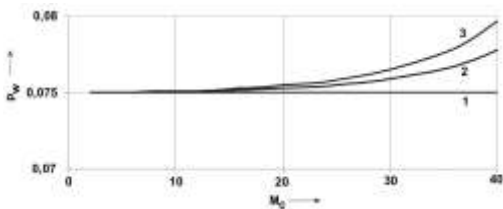


Рисунок 9 – Рациональный характер соотношения давления воздуха в шинах АМН 6×6:

- 1 – давление воздуха в шинах первого моста;
- 2 – давление воздуха в шинах второго моста;
- 3 – давление воздуха в шинах третьего моста

Рациональный характер соотношения давления воздуха в шинах автомобиля с колесной формулой 6×6 при движении по сулинку представлен на рисунке 9.

Для корректировки кинематического несоответствия необходимо существенное повышение быстродействия системы регулирования давления воздуха в шинах (СРДВШ), которое можно обеспечить применением корректирующих устройств эжекторного типа.

Оснащение АМН предложенными средствами блокирования межколесных и межосевых связей с корректировкой кинематического несоответствия посредством СРДВШ (рисунок 10) позволяет повысить на 6–8 % среднюю скорость движения по размокшим грунтовым дорогам и бездорожью и снизить на 10–15 % расход топлива по сравнению с серийным АМН.

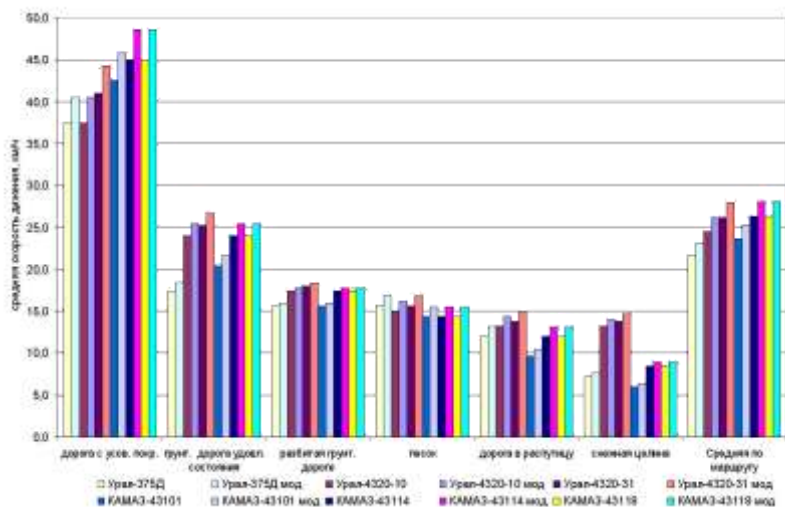


Рисунок 10 – Сравнительная оценка скоростных свойств АМН, реализующих предложенные методы совершенствования трансмиссии

В целом рациональное передаточное отношение межосевого дифференциала в комплексе с блокированием межколесных и межосевых связей позволяет на типовом маршруте повысить на 6–10 % среднюю скорость движения и снизить на 5–10 % расход топлива.

В работе рассматривается один из методов совершенствования АМН при модернизации - управление буксованием ведущих колес путем уменьшения подачи топлива и (или) торможения буксующего колеса.

В работе показано, что управление буксованием путем регулирования крутящего момента двигателя с одновременным блокированием межколесных и межосевых связей является наиболее рациональным способом повышения эффективности АМН в условиях уплотняемых и сыпучих грунтов. Проведенное экспериментальное исследование (рисунки 11, 12) показало существенное увеличение тягово-скоростных свойств АМН при реализации метода управления буксованием ведущих колес.

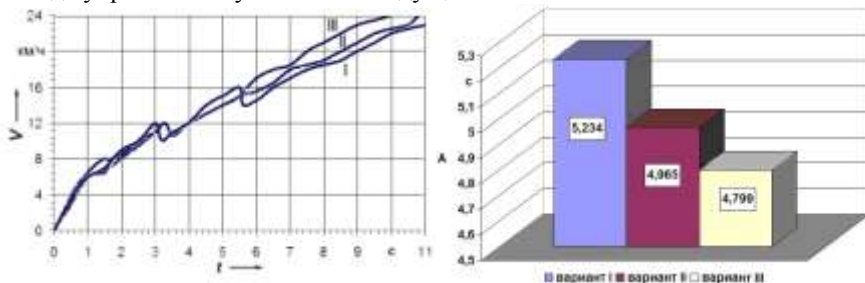


Рисунок 11 – Характеристика разгона на обледенелой дороге: вариант I – АМН с разблокированными дифференциалами; вариант II – АМН с заблокированными дифференциалами; вариант III – АМН с разблокированными дифференциалами и ограничением буксования ведущих колес; А – комплексный критерий эффективности, предложенный МАДИ

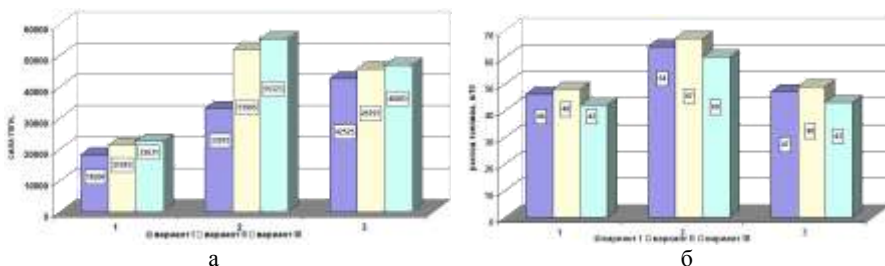


Рисунок 12 – Максимальная сила тяги на крюке (а) и расход топлива (б)

АМН КАМАЗ-5350 в различных условиях движения:

1 – движение по обледенелой дороге; 2 – движение по песку; 3 – движение по «миксту»; вариант I – АМН с разблокированными дифференциалами; вариант II – АМН с заблокированными дифференциалами; вариант III – АМН с разблокированными дифференциалами и ограничением буксования ведущих колес

В пятой главе обосновываются направления модернизации рулевого управления АМН.

Для устранения недостатков, присущих транспортным средствам с передними и задними УК, необходимо, чтобы угловая скорость поворота задних колес была меньше угловой скорости поворота автомобиля и боковая реакция на задней оси не меняла свой знак. Установлено, что для обеспечения необходимого соотношения угловой скорости поворота задних УК и угловой скорости автомобиля угол поворота задних колес должен изменяться по следующему закону:

$$y = a \cdot x^b \cdot e^{cx}, \quad (14)$$

где a, b, c - постоянные коэффициенты. При этом $c < 0$, $b > 0$.

В работе получены формулы для расчета значений коэффициентов a, b и c в зависимости от максимального угла поворота передних колес и угла запаздывания, выбираемого для конкретного автомобиля:

$$c = \frac{b - \sqrt{b}}{\theta_\alpha}, \quad b = \left(\frac{2}{3} \cdot \frac{q}{p} \right)^2, \quad a = \theta_{1\max}^{1-b} \cdot e^{-c \cdot \theta_{1\max}}, \quad (15)$$

где

$$q = \frac{\theta_{1\max}^2}{3 \cdot (\theta_\alpha - \theta_{1\max})} \cdot \left(\frac{\theta_{1\max}}{9 \cdot (\theta_\alpha - \theta_{1\max})^2} + 1 \right).$$

Численные значения коэффициентов для угла запаздывания $\theta_\alpha = 0,07$ рад и максимального угла поворота управляемых колес $\theta_{1\max} = 0,3$ рад равны: $a = 383,6$; $b = 2,55$; $c = -13,5$.

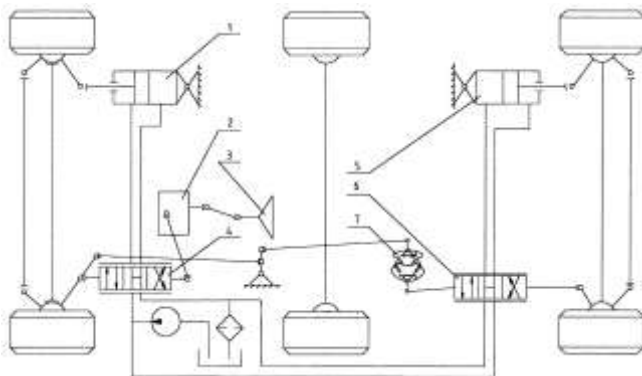


Рисунок 13 – Рулевое управление с передними и задними управляемыми колесами (патент РФ на изобретение № 2160205):

1 – гидроцилиндр; 2 – рулевой механизм; 3 – рулевое колесо; 4 – распределитель; 5 – исполнительный гидроцилиндр; 6 – корпус распределителя задних управляемых колес; 7 – кривошип мальтийского механизма

В работе разработано рулевое управление (РУ) транспортного средства с передними и задними УК (рисунок 13), реализующее обоснованный выше закон изменения угла поворота задних колес.

Оценка эффективности рулевого управления с усилителем гидравлического типа с переменным реактивным действием

Для обеспечения безопасности движения АМН при увеличивающихся скоростях движения, обусловленных реализацией мероприятий по совершенствованию силовой установки и системы подвода и распределения мощности, необходимо совершенствование рабочего процесса рулевого усилителя.

Для оценки качества силового слежения в работе предложен коэффициент информативности K_i :

$$K_i = \frac{j_y}{\frac{P_r - P_{fr}}{k_p \cdot P_{r \max}}}, \quad (16)$$

где k_p – дифференциальный порог ощущения усилия; P_r – усилие на руле, Н; P_{fr} – силы трения в приводе распределителя, Н; $P_{r \max}$ – максимальное усилие на РК при установившемся движении с боковым ускорением j_y .

Необходимое качество управления может быть достигнуто, если величина коэффициента информативности меньше дифференциального порога ощущения водителем боковых ускорений.

В работе проведена сравнительная оценка возможности модернизации гидравлического усилителя рулевого управления обеспечением переменного реактивного действия путем регулирования расхода насоса, давления на входе в распределитель и площади реактивных устройств.

Установлено, что изменение реактивного действия регулированием расхода насоса приводит к значительному увеличению усилия на РК при больших скоростях его поворота. Зависимость усилия на РК от расхода насоса явно нелинейная и определяется не только расходом, но и конструкцией распределителя и трубопроводов. Это затрудняет выработку алгоритма управления усилием на РК в зависимости от момента сопротивления повороту колес регулированием расхода насоса. Кроме того, увеличение усилия на РК при больших скоростях его поворота недопустимо, что предъявляет повышенные требования к быстродействию системы регулирования.

Управление реактивным действием путем регулирования площади реактивных устройств теоретически наиболее предпочтительно по сравнению с остальными способами регулирования. Однако конструктивная реализация этого решения ведет к значительному увеличению размеров распределителя и усложнению его конструкции.

На основании выполненного анализа в работе предлагается при модернизации АМН использовать метод управления реактивным действием путем регулирования давления рабочей жидкости, что позволяет обеспечить плавное изменение усилия на РК. Кроме того, регулирование давления более

предпочтительно, поскольку его изменение практически прямо пропорционально показателю эффективности усилителя.

Установлена зависимость изменения коэффициента информативности РУ от бокового ускорения и коэффициента сцепления с опорной поверхностью (рисунок 14). Установлено, что величина коэффициента информативности выше дифференциального порога ощущения ускорений при уменьшении коэффициента сцепления и значениях боковых ускорений до $0,8 \text{ м/с}^2$ и больше $2,2 \text{ м/с}^2$. Улучшение «чувства дороги» с ростом бокового ускорения может быть достигнуто путем увеличения усилия на РК.

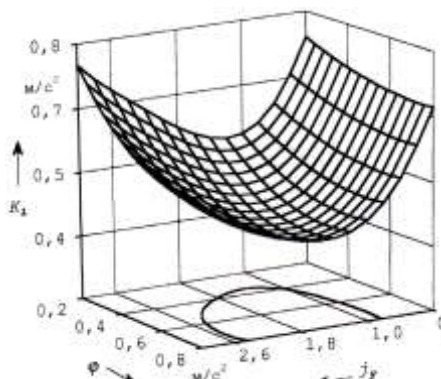


Рисунок 14 – Зависимость коэффициента информативности от коэффициента сцепления и бокового ускорения

Однако увеличение усилия на РК на дорогах с высоким коэффициентом сцепления нежелательно, так как это может привести к затруднению управления автомобилем из-за повышенного усилия на РК. Поэтому, в первую очередь, необходимо повышение информативности РУ в зоне небольших ускорений и малого коэффициента сцепления.

Это может быть обеспечено путем увеличения показателя реактивного действия в зоне малых значений момента сопротивления повороту УК и снижением потерь на трение в РУ.

Установлен закон управления системой регулирования усилия на РК путем управления давлением рабочей жидкости в зависимости от требуемого угла наклона силовой характеристики k_g :

$$P_{\max} = \frac{M_c \cdot \left(1 - \frac{k_m}{k_g}\right)}{F_{c1} \cdot r_c \cdot u_{rp} \cdot \eta_{rp}}. \quad (17)$$

По результатам моделирования установлена зависимость требуемого угла наклона силовой статической характеристики k_g от момента сопротивления повороту УК:

$$k_g = a \cdot \left(1 - e^{-\frac{M_c}{b}}\right), \quad (18)$$

где a и b – постоянные коэффициенты.

Для использования полученной зависимости при модернизации существующих автомобилей проведена оценка влияния конструкционных факторов на

параметры предложенной зависимости (18). Выбор факторов проведен на основе оценки их значимости по результатам моделирования. К исследованию приняты: передаточное отношение рулевого механизма; площадь поршня силового цилиндра; коэффициент сопротивления уводу; полная масса автомобиля.

На основе регрессионного анализа получены зависимости для расчета рациональных значений коэффициентов a и b уравнения (18). При этом критерием рациональности служила максимальная площадь на зависимости $j_y - \varphi$ (см. рисунок 14), ограниченная кривой $K_i = 0,4$.

Коэффициенты a и b представлены в виде полиномов первого порядка:

$$a = 0,24 \cdot K + 0,67 \cdot m_a - 0,29 \cdot i_{rm} - 0,11 \cdot F_c + 4,87, \quad (19)$$

$$b = 1017 - 0,81 \cdot K - 2,86 \cdot m_a - 1,69 \cdot i_{rm} - 0,94 \cdot F_c. \quad (20)$$

Погрешность полученных зависимостей не превышает 7 % при уровне доверительной вероятности 90 %. Установлены рациональные значения коэффициентов a и b для трехосных полноприводных автомобилей полной массой 7–15 т: $a = 18–30$ и $b = 670–915$.

Изменение коэффициента информативности предлагаемого РУ для автомобиля Урал-4320 ($a = 26$, $b = 750$) в зависимости от коэффициента сцепления и бокового ускорения представлено на рисунке 15.

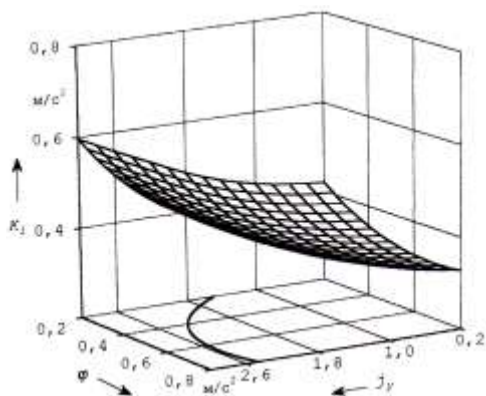


Рисунок 15 – Зависимость коэффициента информативности предлагаемого РУ для автомобиля Урал-4320 от коэффициента сцепления и бокового ускорения

ующим регулирование давления рабочей жидкости.

Экспериментально подтверждено, что регулирование давления рабочей жидкости на входе в гидроусилитель дает возможность увеличить максимальную скорость выполнения маневра «вход в поворот» на 10,4 % по сравнению с серийным РУ.

Анализ рисунка 15 показывает, что РУ с регулированием реактивного действия обеспечивает улучшение информативности РУ по усилию на РК при малых величинах бокового ускорения и низком коэффициенте сцепления шины с опорной поверхностью. При этом диапазон значений коэффициента сцепления, обеспечивающий информативность РУ по усилию на РК, увеличился в среднем на 32 %, а диапазон боковых ускорений в среднем на 48 %. Разработано РУ с гидравлическим усилителем с переменным реактивным действием (рисунок 16), обеспечива-

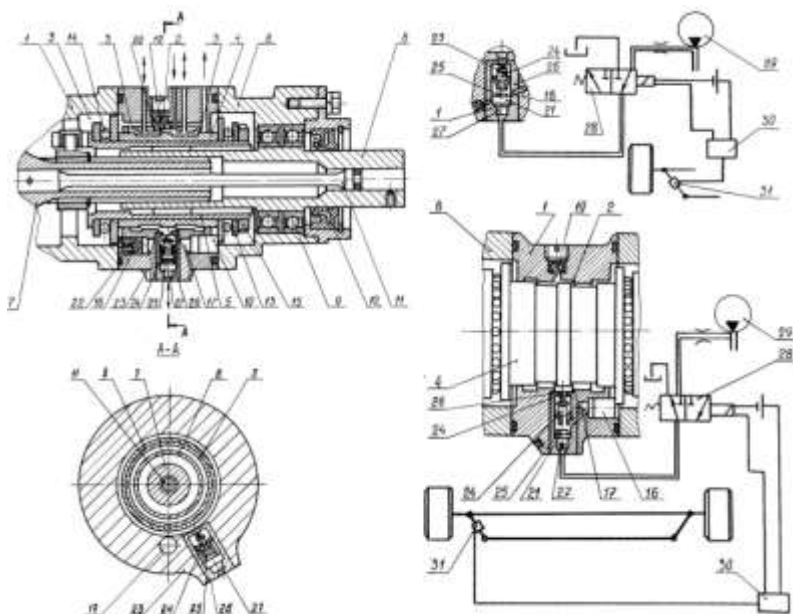


Рисунок 16 – Рулевое управления с переменным реактивным действием (патент РФ на изобретение № 2106995):

16 – плунжер; 17 – реактивные камеры; 19 – обратный клапан; 20 – жиклер;
21, 22 – редукционный клапан; 27 – камера переменного объема;
28 – двухпозиционный трехлинейный клапан; 29 – насос; 30 – электронный блок; 31 – тензорезисторный датчик

При давлении 2 МПа обеспечивается максимальная скорость 13,3 м/с. Уменьшение скорости выполнения маневра при давлении рабочей жидкости на входе в распределитель менее 2 МПа объясняется повышенным усилием на РК, а при увеличении давления выше 2 МПа – низкой информативностью РУ для водителя по усилию на РК.

В шестой главе на основе методики, разработанной НИИЦ АТ 3 ЦНИИ МО РФ, проведена оценка технического уровня (ТУ) АМН, реализующих предложенные технические решения. Реализация предложенных методов совершенствования трансмиссии и рулевого управления при модернизации АМН обеспечивает прирост показателя технического уровня $\Pi_{\text{ту}}$ на 5–11 % (рисунок 17). Годовой экономический эффект от модернизации АМН путем реализации предлагаемой системы технических решений составляет от 134 до 313 тыс. рублей на один автомобиль в год.

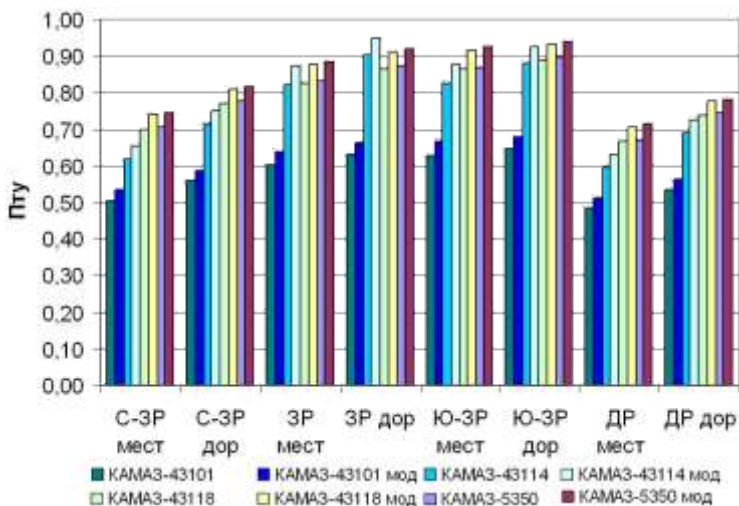


Рисунок 17 – Показатель технического уровня P_{ty} серийных и модернизированных АМН

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ, ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

В диссертации разработаны научные методы совершенствования автомобилей многоцелевого назначения, предложены научно обоснованные технические решения для трансмиссий и рулевых управлений, широкое внедрение которых обеспечит соответствие технического уровня парка автомобилей многоцелевого назначения постоянно растущим требованиям к нему при наличии ограниченных финансовых ресурсов на обновление парка, что вносит существенный вклад в развитие экономики страны и повышение ее обороноспособности.

1. Разработан комплекс математических моделей для исследования автомобиля многоцелевого назначения, учитывающий особенности работы двигателя, межосевых и межколесных механизмов распределения мощности, балансирной подвески и колесных движителей, рулевого управления с гидравлическим усилителем и тормозного управления с АБС. Особенности математических моделей являются: описание межосевых и межколесных связей в силовом приводе с учетом одновременного действия крутящего и тормозного моментов, процессов рулевого управления с гидравлическим усилителем с переменным реактивным действием. Математические модели позволяют исследовать взаимосвязанные процессы в двигателе, трансмиссии, системе поддрессирования, рулевым и тормозным управлением АМН, проводить оценку эффективности конструктивных изменений при модернизации.

Разработанные математические модели межосевых и межколесных связей в силовом приводе, рулевого управления с гидравлическим усилителем,

тормозного управления с АБС содержат базовые конструктивные параметры этих элементов динамической системы автомобиля. На основе функционального или дискретного задания этих параметров в общей модели автомобиля может осуществляться их оптимизационный синтез и оценка эффективности функционирования подсистемы в целом, с точки зрения эффективности движения автомобиля.

Сравнением результатов моделирования и натурных экспериментов доказана адекватность разработанной математической модели с относительной погрешностью не более 15 %.

2. Разработанная методика позволила определить рациональные передаточные отношения межосевого дифференциала АМН. Новизной методики является сбор статистической информации об условиях движения и нагружения АМН, определение передаточного отношения межосевого дифференциала в конкретных дорожных условиях с конкретной нагрузкой, определение рационального передаточного отношения применительно ко всем вероятным дорожным условиям и видам оборудования, обеспечивающего требуемый уровень производительности и проходимости АМН. Впервые получены зависимости для определения передаточного отношения межосевого дифференциала, обеспечивающие минимум потерь мощности в заданных условиях движения, и рационального передаточного отношения межосевого дифференциала, соответствующего математическому ожиданию для всей совокупности вероятных условий эксплуатации. Рекомендованы следующие рациональные передаточные отношения межосевых дифференциалов при модернизации: АМН УАЗ-3151 (4×4) – 1,2; ГАЗ-3308 (4×4) – 1,3; ЗИЛ-131 (6×6) – 2,4; КАМАЗ-4326 (4×4) – 1,3; КАМАЗ-43114 (6×6) – 2,8; КАМАЗ-6350 (8×8) – 1,2.

Доказано, что оснащение АМН межосевым дифференциалом с рекомендованным передаточным отношением позволяет повысить на 5–9 % среднюю скорость движения по твердым опорным поверхностям и снизить на 6–8 % расход топлива по сравнению с серийным АМН.

3. Установлено новое граничное условие использования полного привода: превышение суммы потерь мощности в ведущих мостах и на проскальзывание ведущих колес при отключенном полном приводе над суммой потерь мощности в ведущих мостах и на проскальзывание ведущих колес при включенном полном приводе. Дополнительным условием является отключение ведущего моста у раздаточной коробки и у ведущих колес. Установлено, что включение в работу переднего моста целесообразно при движении с буксованием более 3 %. Для отключения части ведущих мостов предложено техническое решение по обеспечению отключения силового потока у раздаточной коробки и ведущих колес.

Экспериментально доказано, что при равномерном движении по асфальтобетонному шоссе без значительных дополнительных сил сопротивления движению (разгона, подъема, буксирования) АМН с отключенными передними мостами имеют лучшие показатели топливной экономичности.

Снижение расхода топлива составляет при переходе от полноприводной схемы к неполноприводной 5–7 %. Причем с увеличением скорости движения эффективность отключения передних мостов увеличивается.

4. Обоснован метод предварительного выравнивания угловых скоростей буксующих колес путем приложения тормозного момента к буксующим колесам и (или) уменьшения подачи топлива и разработаны средства его реализации, что обеспечивает возможность блокировки межосевых и (или) межколесных дифференциалов в процессе движения АМН.

Кинематическое несоответствие, возникающее при прямолинейном движении между ведущими мостами АМН, корректируется путем изменения давления воздуха. В зоне низких давлений воздуха в шинах (ниже 0,15 МПа) эффективно применение корректирующих устройств эжекторного типа. Установлено, что предложенные средства блокирования силового привода и корректировки кинематического несоответствия позволяют повысить на 6–8 % среднюю скорость движения по размокшим грунтовым дорогам и бездорожью и снизить на 10–15 % расход топлива по сравнению с серийным АМН.

5. Обоснованы параметры закона регулирования угловой скорости поворота задних управляемых колес для автомобилей с передними и задними управляемыми колесами. Применение механического рулевого привода, реализующего предложенный закон регулирования угловой скорости поворота задних управляемых колес, позволяет повысить критическую скорость выполнения маневра «рывок РК» на 10–15 %. Рулевой привод с переменным передаточным числом по сравнению с приводом с устройством запаздывания обеспечивает более высокую чувствительность к повороту РК при небольших углах его поворота. Плавное изменение чувствительности рулевого управления при повороте рулевого колеса и более высокая жесткость привода обеспечивают лучшие эргономические характеристики рулевого привода с переменным передаточным числом.

6. Установлено, что наиболее рациональным средством регулирования реактивного действия гидравлического усилителя рулевого управления является регулирование давления нагнетания жидкости на входе в распределитель.

Обоснованы параметры регулирования реактивного действия гидравлического усилителя рулевого управления. Предложен новый критерий качества функционирования рулевого управления с гидравлическим усилителем – коэффициент информативности, позволяющий оценить влияние конструктивных факторов автомобиля на информативность рулевого управления по усилию на рулевом колесе. Предложен закон управления переменным реактивным действием, обеспечивающий повышение управляемости АМН. При рулевом управлении, работающем по предложенному закону, диапазон значений коэффициента сцепления, обеспечивающий информативность рулевого управления по усилию на рулевом колесе, увеличился в среднем на 32 %, а диапазон боковых ускорений в среднем на 48 %.

Моделирование позволило провести оценку влияния конструктивных факторов на силовую характеристику РУ и разработать аналитические зависимости для расчета параметров закона регулирования переменного реактивного действия. Погрешность полученных зависимостей не превышает 7 % при уровне доверительной вероятности 90 %.

Разработана новая система регулирования реактивного действия рулевого управления с усилителем гидравлического типа, защищенная патентом РФ, разработан макетный образец нового РУ и проведена его оценка экспериментальным путем. Новое РУ позволяет повысить максимальную скорость выполнения маневра «вход в поворот» автомобиля Урал-4320 в среднем на 10 % по сравнению с серийным РУ при движении с низким коэффициентом сцепления.

7. Реализация предложенной системы технических решений в АМН обеспечивает прирост показателя технического уровня на 5–11 %, что связано с соответствующим приростом средней скорости движения АМН и снижением расхода топлива.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ:

Монографии:

1. **Келлер А.В.** Принципы и методы распределения мощности между ведущими колесами полноприводных армейских автомобилей: монография / А.В. Келлер, **И.А. Мурог**. - Челябинск: Изд-во ЧВВАКИУ, 2009. - 218 с.
2. **Мурог И.А.** Математическое моделирование процессов в автомобилях и их двигателях при проектировании и модернизации: монография / И.А. Мурог, Г.Д. Драгунов. - Челябинск: Изд-во ЧВВАКИУ, 2010. - 192 с.

В ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях:

3. **Мурог И.А.** Математическая модель движения автомобиля многоцелевого назначения с регулируемой стабилизацией управляемых колес / И.А. Мурог // Вестник Академии военных наук. - 2009. - № 3 (28). - С. 361-373.
4. **Мурог И.А.** Математическая модель рулевого управления с усилителем гидравлического типа / И.А. Мурог // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». - 2009. - Вып. 14. - № 33 (166). - С. 45-50.
5. **Мурог И.А.** Обоснование новых тактико-технических требований к военной автомобильной технике / И.А. Мурог // Вестник Академии военных наук. - 2010. - № 1 (30). - С. 131-138.
6. **Драгунов Г.Д.** Математическое представление скоростных характеристик автомобильных двигателей / Г.Д. Драгунов, А.А. Юсупов, **И.А. Мурог** // Двигателестроение. - 2010. - № 1 (239). - С. 23-25.
7. **Драгунов Г.Д.** Эффективность отключения части цилиндров для повышения топливной экономичности дизеля КАМАЗ-740.10 / Г.Д. Драгунов, **И.А. Мурог**, А.Н. Медведев // Двигателестроение. - 2010. - № 2 (240). - С. 34-36.
8. **Мурог И.А.** Необходимость и возможность модернизации существующего парка автомобилей многоцелевого назначения / И.А. Мурог // Вестник Академии военных наук. - 2010. - № 3 (32). - С. 110-115.

9. **Мурог И.А.** О модернизации существующего парка автомобилей многоцелевого назначения / И.А. Мурог // Вестник Академии военных наук. - 2011. - № 2 (35). - С. 244-248.

10. **Мурог И.А.** Оценка эффективности путей модернизации трансмиссии автомобилей многоцелевого назначения / И.А. Мурог // Вестник Академии военных наук. - 2011. - № 2 (35). - С. 249-254.

11. **Мурог И.А.** Обоснование параметров конструкции рулевого привода задних управляемых колес трехосных машин [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2012. Выпуск 7, DOI:10.7463/0712.0544251 - Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/544251.html>, свободный.

12. **Мурог И.А.** Характеристика регулирования реактивного действия рулевого усилителя [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2012. Выпуск 8, DOI:10.7463/0812.0431301 - Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/431301.html>, свободный.

13. **Мурог И.А.** Алгоритм работы объединенной системы блокировки дифференциалов / И.А. Мурог // Известия Международной академии аграрного образования. - 2013. - Т. 4. - № 16. - С. 186-189.

14. **Мурог И.А.** Оценка эффективности управления буксованием ведущих колес автомобилей многоцелевого назначения / И.А. Мурог, С.В. Ушнурцев // Известия Международной академии аграрного образования. - 2013. - Т. 4. - № 16. - С. 189-193.

15. **Мурог И.А.** Определение рационального передаточного отношения межосевого дифференциала при модернизации трансмиссии автомобиля многоцелевого назначения / И.А. Мурог // Известия МАМИ. - 2013. - № 1 (15). - С. 85-90.

16. **Мурог И.А.** Автоматический блокиратор шестеренчатого дифференциала / И.А. Мурог, Ю.Б. Четыркин, И.С. Житенко // Автомобильная промышленность. - 2013. - № 3. - С. 11-13.

17. **Мурог И.А.** Математическая модель движения автомобиля / И.А. Мурог // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». - 2013. - Т. 13. - № 1. - С. 17-21.

18. **Мурог И.А.** Решение математической модели рулевого управления с усилителем гидравлического типа / И.А. Мурог, А.С. Заболотников // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». - 2013. - Т. 13. - № 1. - С. 22-27.

19. **Гричанюк М.В.** Экспериментальная оценка тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля при трехрежимном управлении / М.В. Гричанюк, И.А. Мурог, Н.А. Карпов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». - 2013. - Т. 13. - № 1. - С. 97-101.

20. **Мурог И.А.** Метод снижения буксования колесного пневматического движителя / И.А. Мурог, А.А. Калугин // М. Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2013. - № 4. - С. 36-38.

21. **Мурог И.А.** Разработка закона управления для устройства обеспечения переменного реактивного действия рулевого усилителя / И.А. Мурог, В.А. Горячев // Сборник рефератов депонированных рукописей. - Сер. В. - Вып. № 42. - М.: ЦВНИ МО РФ, 1997.

22. **Келлер А.В.** Методология оптимизации распределения мощности в трансмиссиях автомобилей многоцелевого назначения / А.В. Келлер, А.Н. Торопов, И.А. Мурог, А.Ю. Кокшин // Сборник рефератов депонированных рукописей. - Сер. А. - Вып. № 2 (103). - М.: ЦВНИ МО РФ, 2009.

***По результатам работы получено 7 патентов и свидетельств РФ
на изобретения и полезные модели:***

23. Патент 2105964 Российская Федерация, МПК⁷ G 01 М 17/06. Стенд для испытания рулевого управления автомобиля / **Мурог И.А.**, Горячев В.А. [и др.], 1998.
24. Патент 2106995 Российская Федерация, МПК⁷ В 62 D5/083. Распределитель гидравлического усилителя рулевого управления / **Мурог И.А.**, Трач С.И., Чубцов А.В., 1998.
25. Патент 2160205 Российская Федерация, МПК⁷ C2 GB 12. Рулевое управление транспортного средства с передними и задними управляемыми колесами / Трач С.И., **Мурог И.А.**, 1999.
26. Патент 2200888 Российская Федерация, МПК⁷ F1 6Н 48/30. Система автоматической блокировки межосевого дифференциала транспортного средства / Невдах М.А., Лупанов П.Б., **Мурог И.А.** [и др.], 2001.
27. Патент 83043 Российская Федерация, МПК⁷ В 61 С 15/00. Устройство управления блокировкой межосевого дифференциала транспортного средства / Келлер А.В., **Мурог И.А.**, Хмара Р.Ю. [и др.]; - РОСПАТЕНТ; опубл. 20.05.09, Бюл. № 14.
28. Патент 83231 Российская Федерация, МПК⁷ В 62 D 59/02. Трансмиссия транспортного средства / Келлер А.В., **Мурог И.А.**, Хмара Р.Ю. [и др.]; - РОСПАТЕНТ; опубл. 27.05.09, Бюл. № 15.
29. Патент 96407 Российская Федерация, МПК⁷ В 61 С 15/00. Устройство управления блокировкой межколесного дифференциала транспортного средства / Келлер А.В., **Мурог И.А.**, Торопов А.Н., Бакин Д.Н. [и др.]; - РОСПАТЕНТ; опубл. 27.07.2010, Бюл. № 21.

***В материалах конференций, симпозиумов,
других научных журналах и изданиях:***

30. **Мурог И.А.** Особенности механизмов рулевых управлений большегрузных машин / И.А. Мурог // Материалы XXIII науч.-метод. конф. военного автомобильного училища. - Рязань: РВВАИУ, 1993. - С. 172-174.
31. **Васильченков В.Ф.** Системы управления длиннобазных колесных шасси / В.Ф. Васильченков, **И.А. Мурог** // Материалы XXIV науч.-метод. конф. военного автомобильного училища. - Рязань: РВВАИУ, 1994. - С. 293-295.
32. **Трач С.И.** Стенд для исследования эргономических свойств рулевого управления / С.И. Трач, **И.А. Мурог**, Ю.В. Конотоп // Материалы XXV науч.-метод. конф. военного автомобильного ин-та. - Рязань: ВАИ, 1996. - С. 152-153.
33. **Трач С.И.** Рулевые управления с гидравлическим усилителем переменного реактивного действия / С.И. Трач, **И.А. Мурог** // Материалы XXVI науч.-метод. конф. военного автомобильного ин-та. - Рязань: ВАИ, 1996. - С. 105-106.
34. **Трач С.И.** К вопросу о необходимости регулирования реактивного действия усилителя рулевого управления военных автомобилей / С.И. Трач, **И.А. Мурог** // Науч.-техн. сб. № 7. - Рязань: ВАИ, 1997. - С. 22-27.
35. **Мурог И.А.** Оценка чувствительности автомобиля к повороту рулевого колеса / И.А. Мурог // Деп. в Центр. военно-науч. инф. МО РФ. – Сер. В. - Вып. № 43. - М., 1998.
36. **Трач С.И.** Методика проведения экспериментальных исследований на стенде для испытания рулевых управлений / С.И. Трач, **И.А. Мурог**, С.В. Шувиков //

Материалы XXVII науч.-метод. конф. военного автомобильного ин-та. - Рязань: ВАИ, 1998. - С. 124-125.

37. **Трач С.И.** Методика расчета параметров рулевого управления с переменным реактивным действием / С.И. Трач, **И.А. Мурог** // Материалы XXVIII науч.-метод. конф. военного автомобильного ин-та. - Рязань: ВАИ, 1999. - С. 111-114.

38. **Аксенов П.В.** Что такое прикладная наука автомобильной техники? / П.В. Аксенов, В.Ф. Васильченков, **И.А. Мурог** // Материалы XXIX науч.-метод. конф. военного автомобильного ин-та. - Рязань: ВАИ, 2000. - С. 185-190.

39. **Мурог И.А.** Распределитель гидравлического усилителя рулевого управления / И.А. Мурог // Деп. в ЦНТИ № 91-116-00. - Рязань, 2001.

40. **Мурог И.А.** Стенд для испытания рулевого управления автомобиля (информационный листок) / И.А. Мурог, С.И. Трач, В.А. Горячев [и др.] // Деп. в ЦНТИ № 61-100-00. - Рязань, 2000.

41. **Аксенов П.В.** Теория автомобильной техники (ВАТ) как абстрактная сложная система / П.В. Аксенов, В.Ф. Васильченков, **И.А. Мурог** // Материалы XXX науч.-метод. конф. военного автомобильного ин-та. - Рязань: ВАИ, 2002. - С. 151-152.

42. **Васильченков В.Ф.** К вопросу о концепции развития ВАТ в составе прикладной науки ВАТ / В.Ф. Васильченков, **И.А. Мурог** // Материалы XXX науч.-метод. конф. военного автомобильного ин-та. - Рязань: ВАИ, 2002. - С. 153-154.

43. **Келлер А.В.** Методика оптимизации распределения мощности в трансмиссиях автомобилей многоцелевого назначения / А.В. Келлер, А.Н. Торопов, **И.А. Мурог** // Многоцелевые гусеничные и колесные машины: актуальные проблемы и пути их решения: Материалы международной науч.-техн. конф., посвященной 100-летию со дня рождения М.Ф. Балжи / ЮУрГУ. - Челябинск, 2008. - С. 79-85.

44. **Торопов А.Н.** Алгоритм управления распределением мощности между ведущими колесами автомобилей многоцелевого назначения / А.Н. Торопов, **И.А. Мурог**, А.В. Келлер и др. // Материалы 65-й Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров» Международного науч. симпозиума «Автотракторостроение - 2009». - Книга 1. - М.: МГТУ «МАМИ», 2009. - С. 300-304.

45. **Келлер А.В.** Повышение эффективности колесных машин на основе принципа комбинированного управления распределением мощности / А.В. Келлер, **И.А. Мурог**, А.Ю. Кокшин и др. // Проектирование колесных машин: Материалы всерос. науч.-техн. конф., посвященной 70-летию факультета «Специальное машиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. - С. 309-314.

46. **Марченко С.Н.** Оценка эффективности метода ограничения избыточного действия при распределении мощности между ведущими колесами / С.Н. Марченко, **И.А. Мурог**, А.В. Келлер и др. // Материалы 69-й Международной науч.-техн. конф. Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) «Какой автомобиль нужен России?» - Омск: СибАДИ, 2010. - С. 94-99.

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 01.04.2013. Формат 60×84 1/16. Печать цифровая.

Усл.-печ. л. 2,0. Тираж 100 экз. Заказ № 56/249.

Отпечатано в типографии Издательского центра ЮУрГУ

454080, Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76