

05.05.03
С 301

ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ЧЕЛЯБИНСКИЙ ВОЕННЫЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Семендяев Константин Николаевич

**ПОВЫШЕНИЕ ПРОХОДИМОСТИ ПОЛНОПРИВОДНОГО
АВТОМОБИЛЯ ВЫБОРОМ РЕЖИМОВ УПРАВЛЕНИЯ
РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКОЙ**

Специальность 05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины».

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

ЧЕЛЯБИНСК 2003

Работа выполнена на кафедре «Автомобили» Южно-Уральского государственного университета и в Челябинском военном автомобильном институте.

Научный руководитель: заслуженный работник высшей школы
доктор технических наук, профессор
Драгунов Геннадий Дмитриевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Кычев Валерий Николаевич
кандидат технических наук, доцент
Андреев Валентин Ефимович

Ведущая организация: ОАО «Автомобильный завод «Урал», г. Миасс

Защита состоится 9 апреля 2003 г. в 15.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.289.09 ВАК России при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080 г. Челябинск, пр. Ленина, 76.

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

Автореферат разослан 7 марта 2003 г.

Ваши отзывы в двух экземплярах с подписью, заверенной печатью, просим выслать по указанному адресу.

Ученый секретарь диссертационного совета
доктор технических наук, профессор

 Бунов В.М.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования

Проходимость автомобилей в значительной степени определяет экономическую эффективность их эксплуатации в труднодоступных и малонаселенных районах Сибири, Крайнего Севера и Дальнего Востока, где часто приходится решать транспортные задачи на одиночных машинах.

Основными факторами, определяющими проходимость автомобилей, являются степень использования сцепления колес с грунтом и затраты мощности на движение. Решающее значение при оценке наиболее полного использования сцепления колес с грунтом и затрат мощности имеет буксование колес, зависящее от подведенного к колесу крутящего момента, характера связи между колесами и характеристик опорной поверхности (ОП).

Наиболее часто потеря проходимости является следствием недостаточности тягово-сцепных свойств на относительно ровных участках дорог или местности, где несущая способность грунта невелика и низки сцепные свойства колес с ОП. В этом случае проходимость определяется характером взаимодействия колес с грунтом.

Неотъемлемой частью трансмиссии полноприводного автомобиля является раздаточная коробка (РК), совершенство конструкции которой в значительной степени предопределяет технико-экономический уровень машины в целом. Анализ многочисленных принципиальных схем РК позволил сделать вывод об отсутствии среди них варианта, обеспечивающего все целесообразные режимы работы и управления, а также полностью исчерпавшего возможности упрощения конструкции, повышения КПД и технологичности, снижения материалоемкости, расширения унификации.

Необходимость теоретического обоснования и практического решения задачи сохранения подвижности автомобиля в сложных дорожных условиях определяет актуальность темы исследования.

Цель исследования заключается в повышении проходимости полноприводного автомобиля многоцелевого назначения путем выбора режимов управления РК и обосновании новых функциональных свойств для разработки перспективной конструкции РК и системы переключения передач.

Объектом исследования является система привода ведущих колес полноприводного автомобиля многоцелевого назначения с РК, оснащенной межосевым дифференциалом.

Методологическую основу исследования составляют основные положения теории вероятности и математической статистики; современной теории автомобиля; теории качения упругого колеса; теории машин и механизмов; методы математического и физического моделирования; натурные экспериментальные исследования.

Научная новизна заключается в обосновании новых функциональных свойств РК, позволяющих повысить проходимость автомобиля, а также режимов управления РК по условиям проходимости машины и безотказности ее работы. Разработана математическая модель переключения передач в РК движущегося автомобиля и проведен анализ указанного процесса. Установлены закономерности влияния конструктивных параметров РК и характеристик движения полноприводного автомобиля на показатели подвижности транспортного средства. Разработаны функциональная схема, алгоритм работы и конструкция РК с использованием новых принципов функционирования.

Практическая значимость работы заключается в научном обосновании технических разработок, обеспечивающих решение прикладных задач в области создания трансмиссионных агрегатов полноприводного автомобиля.

Разработаны новые, защищенные авторскими свидетельствами СССР и патентами РФ принципиальные схемы РК, которые используются в научно-исследовательских и проектно-конструкторских организациях, занимающихся разработкой перспективных и модернизируемых автомобилей.

Обоснованность и достоверность результатов исследования подтверждаются применением комплекса современных информативных и объективных методов исследования, подбором измерительной аппаратуры, систематической ее проверкой и контролем погрешностей, выполнением рекомендаций соответствующих стандартов и руководящих технических материалов на испытания и корректной статистической обработкой экспериментальных данных с использованием ЭВМ. Научные положения, теоретические выводы и практические рекомендации проверены результатами, полученными в ходе экспериментов.

На защиту выносятся:

1. Методика выбора режимов переключения передач в РК, позволяющих использовать кинетическую энергию автомобиля для повышения его проходимости.
2. Уточненная математическая модель движения автомобиля.
3. Разработанная математическая модель переключения передач в раздаточной коробке без остановки автомобиля.
4. Результаты экспериментальной оценки выбора рациональных параметров системы переключения передач в РК и конструктивных особенностей проектируемой РК.
5. Новые функциональные требования к создаваемым РК.

Апробация работы и внедрение результатов. Основные положения диссертации были доложены и обсуждены на научно-технических конференциях Челябинского военного автомобильного института (1997-2001), Южно-Уральского государственного университета (1999-2002). Межвузовские конкурсные работы (1993-1996), в которых использованы положения диссертации, удостоены высоких оценок и заняли первые места по разделу «Военная автомобильная техника» [8]. Результаты работы внедрены на ОАО «Автомобильный завод «Урал», где используются при проектировании агрегатов автомобилей, а также используются в учебных процессах Южно-Уральского государственного университета и Челябинского военного автомобильного института.

Публикации. По теме диссертации опубликовано тринадцать печатных работ, получено семь авторских свидетельств СССР и пять патентов РФ на изобретения.

Отдельные вопросы исследования более подробно освещены в отчетах о научно-исследовательских работах, выполненных в ЧВАИ при участии автора.

Структура и объем работы. Диссертация содержит 149 страниц, в том числе 44 иллюстрации, 13 таблиц, и состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников, включающего 197 наименований, и приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

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

В первой главе анализируется необходимость обеспечения возможности переключения передач в РК без остановки автомобиля и рассматриваются основные способы обеспечения полной реализации тягово-сцепных возможностей автотранспортных средств.

Вопросам проектирования трансмиссий, повышения проходимости автомобилей и обеспечения полной реализации их тягово-сцепных возможностей посвящено большое количество научных трудов отечественных и зарубежных авторов, таких, как Агейкин Я.С., Аксенов П.В., Антонов А.С., Бабков В.Ф., Бируля Б.Ф., Бочаров Н.Ф., Бурцев С.Е., Ванцевич В.В., Гришкевич А.И., Драгунов Г.Д., Кнороз В.И., Красеньков В.И., Кычев В.Н., Лефаров А.Х., Литвинов А.С., Петров И.П., Петрушов В.А., Пирковский Ю.В., Платонов С.В., Смирнов Г.А., Степанов Ю.А., Фаробин Я.Э., Фрумкин А.К., Цитович И.С., Чистов М.П., Чудаков Е.А., Шелухин А.С., Шухман С.Б., Дж. Вонг, Б. Беккер и др.

Тем не менее выбор типа схем и систем управления трансмиссией является актуальной проблемой, так как в процессе проектирования эти вопросы решаются эвристическим путем и зачастую принимаются технические решения на уровне изобретений.

Проведенный анализ работ этих авторов показал, что наиболее часто потеря проходимости возникает при буксовании ведущих колес, появляющемся вследствие недостаточности тягово-сцепных свойств, в том числе на относительно ровных участках дорог. Для преодоления участков пути, характеризующихся высоким сопротивлением качению, кинематического диапазона коробки передач бывает недостаточно. Поэтому в трансмиссиях автомобилей многоцелевого назначения РК выполняет также роль демальтификатора крутящего момента. Получившие широкое распространение ступенчатые трансформаторы крутящего момента современных РК оснащены для упрощения конструкции зубчатыми муфтами переключения передач. Выход из строя этого узла исключается тем, что заводы-изготовители в категорической форме предписывают осуществлять переход на низшую передачу в РК только после полной остановки автомобиля.

Однако при полной остановке утрачивается запас кинетической энергии, накопленный автомобилем на момент возникновения необходимости переключения передач, который мог быть использован для преодоления сопротивления движению при наличии конструктивной возможности осуществления переключения на низшую передачу в РК в движении [1, 2, 3].

При начале движения и разгоне транспортное средство должно преодолевать сопротивление, которое напрямую зависит в том числе и от величины коэффициента учета вращающихся масс δ . При этом следует учитывать, что δ имеет квадратичную зависимость от общего передаточного числа трансмиссии $U_{\text{ТР}}$: $\delta = 1,04 + 0,001U_{\text{ТР}}^2$.

Вместе с этим общее передаточное число трансмиссии при включении низших передач может достигать больших значений (так, например, для автомобиля Урал-4320 $U_{\text{ТР}} = 88,488$, значит, $\delta = 8,86$). Тогда при начале движения с минимальным ускорением $j = 0,1$ м/с в одних и тех же дорожных условиях необходимо большее (на 0,115, т. е. ориентировочно на 21 %) значение динамического фактора, что далеко не всегда могут обеспечить двигатель и трансмиссия, поэтому машина начать движение не сможет. Еще в большей мере данное обстоятельство усугубляется потребностью в запасе динамического фактора по сцеплению колес с ОП. В этом случае динамический фактор по сцеплению должен превышать либо быть равным динамическому фактору автомобиля.

С учетом сказанного необходимость остановки для включения низшей передачи в РК резко снижает проходимость транспортного средства, вплоть до полной потери его подвижности. Поэтому водители с целью преодоления труднопроходимого

участка пути пытаются осуществить переключение на ходу, что зачастую приводит к отказу РК.

В соответствии с результатами анализа состояния вопроса определены задачи исследования:

1. Провести анализ процесса переключения передач в ступенчатых редукторах трансмиссии движущегося автомобиля.

2. Уточнить математическую модель движения автомобиля описанием процесса переключения передач в ступенчатом редукторе РК.

3. Разработать режимы переключения передач в РК, обеспечивающие автомобилю повышение его проходимости при сохранении высоких тактико-технических свойств.

4. Провести экспериментальную оценку соответствия теоретических положений реальным условиям и возможности повышения проходимости автомобиля путем использования предлагаемых режимов переключения передач в РК.

5. Обосновать новые функциональные требования к проектируемому РК.

Во второй главе уточняется математическая модель движения автомобиля многоцелевого назначения с колесной формулой бхб; разрабатывается математическое описание процесса переключения передач и условий взаимодействия колес с опорной ОП в момент включения понижающей передачи в РК во время движения автомобиля.

При анализе модели были приняты следующие допущения:

– рассматривались трехосные полноприводные автомобили повышенной проходимости с колесной формулой бхб;

– поскольку скорость движения автомобиля в условиях бездорожья относительно невелика, то влиянием аэродинамических сил пренебрегаем;

– влиянием неподрессоренных масс автомобиля пренебрегаем, так как в настоящей работе не ставилась задача исследования колебаний автомобиля;

– грузовую платформу с ее несущими элементами и грузом принимаем твердым телом, имеющим продольную плоскость симметрии;

– угловые жесткости передней подвески и подвески тележки принимаем постоянными;

– характеристики упругих элементов шин, давление воздуха в них принимаем одинаковыми для всех колес, так как на автомобиле используются колеса и шины одного типоразмера совместно с централизованной системой регулирования давления воздуха в шинах;

– колеса статически и динамически сбалансированы. Влияние температуры пневматических шин и степени износа протектора на их жесткостные характеристики не рассматриваем;

– частичное проскальзывание пневматических шин в пятне контакта с ОП при одновременном действии продольных и поперечных сил не учитываем, а абсолютное скольжение шины считаем граничным условием проводимых исследований.

При разработке модели работы механизма переключения передач в РК и его привода приняты следующие допущения:

– трансмиссия автомобиля представляет собой систему, состоящую из вращающихся масс, соединенных упругими связями. Источниками внешних возмущающих воздействий на трансмиссию считаем двигатель автомобиля и силы сопротивления движению;

– исследования крутильных колебаний трансмиссии выполнены независимо от крутильных колебаний коленчатого вала двигателя и поперечных колебаний корпуса машины, так как эти колебания имеют значительную разницу в частотах;

– при выборе уравнений движения системы считаем, что упругие связи в элементах зубчатых зацеплений редукторов машины линейные; во фрикционном сцеплении и сцеплении колес с опорной поверхностью имеются нелинейности, обусловленные трением; зазоры в шлицевых соединениях отсутствуют; связи системы стационарны и голономны;

– автомобиль полностью укомплектован, заправлен и несет на себе 85 % полезной нагрузки, движется без прицепа;

– пневматические шины стандартные. Давление воздуха в шинах соответствует номинальному (соответствующее текущему состоянию ОП);

– поскольку гидродинамические силы и силы внутрижидкостного трения в масле, применяемом для смазывания редукторов трансмиссии, особенно на рассматриваемых (достаточно малых) скоростях движения автомобиля, малы по сравнению с действующими в трансмиссии нагрузками, их влиянием пренебрегаем;

– для исследования возможностей безостановочного переключения передач в РК рассматриваем только нагрузки, возникающие в механизме переключения РК на переходных режимах в различных условиях движения автомобиля.

Движение автомобиля рассматривалось в подвижной системе координат с центром, совпадающим с его центром масс. Расчетная схема автомобиля, полученная с учетом принятых допущений и ограничений, представляет собой одностепенную модель с шестью степенями свободы и описывается системой дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\left. \begin{aligned}
 m_a \cdot \left(\frac{dV_x}{dt} - \frac{d\gamma}{dt} \cdot V_y + \frac{d\varphi}{dt} \cdot V_z \right) &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (R_{ij}^x \cdot \cos \Theta_{ij} - R_{ij}^y \cdot \sin \Theta_{ij} - f \cdot R_{ij}^z \cos \Theta_{ij}); \\
 m_a \cdot \left(\frac{dV_y}{dt} - \frac{d\lambda}{dt} \cdot V_z + \frac{d\gamma}{dt} \cdot V_x \right) &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (R_{ij}^x \cdot \sin \Theta_{ij} + R_{ij}^y \cdot \cos \Theta_{ij} - f \cdot R_{ij}^z \sin \Theta_{ij}); \\
 m_a \cdot \left(\frac{dV_z}{dt} - \frac{d\varphi}{dt} \cdot V_x + \frac{d\lambda}{dt} \cdot V_y \right) &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 R_{ij}^z; \\
 J_x \cdot \frac{d^2 \lambda}{dt^2} - (J_y - J_z) \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{dt} &= h_c \cdot \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (R_{ij}^x \cdot \sin \Theta_{ij} + R_{ij}^y \cdot \cos \Theta_{ij} - \\
 - f \cdot R_{ij}^z \sin \Theta_{ij}) - \frac{B}{2} \sum_{i=1}^n (R_{i2}^x - R_{i1}^x); \\
 J_y \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - (J_z - J_x) \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \frac{d\lambda}{dt} &= h_c \cdot \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (R_{ij}^y \cdot \sin \Theta_{ij} - R_{ij}^x \cdot \cos \Theta_{ij} + \\
 + f \cdot R_{ij}^z \cos \Theta_{ij}) + \sum_{i=1}^n I_i \sum_{j=1}^2 R_{ij}^z; \\
 J_z \cdot \frac{d^2 \gamma}{dt^2} - (J_x - J_y) \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{d\lambda}{dt} &= \frac{B}{2} \left[\sum_{i=1}^n (R_{i2}^x \cdot \cos \Theta_{i2} - R_{i1}^x \cdot \cos \Theta_{i1}) - \right. \\
 \left. - \sum_{i=1}^n (R_{i2}^y \cdot \sin \Theta_{i2} - R_{i1}^y \cdot \sin \Theta_{i1}) - \right. \\
 \left. - f \cdot \sum_{i=1}^n (R_{i2}^z \cdot \cos \Theta_{i2} - R_{i1}^z \cdot \cos \Theta_{i1}) \right] + \\
 \sum_{i=1}^n I_i \cdot \left(\sum_{j=1}^2 R_{ij}^x \cdot \sin \Theta_{ij} + \sum_{j=1}^2 R_{ij}^y \cdot \cos \Theta_{ij} - f \cdot \sum_{j=1}^2 R_{ij}^z \cdot \sin \Theta_{ij} \right) &- \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_{ij}^c.
 \end{aligned} \right\} (1)$$

где $R_{ij}^x, R_{ij}^y, R_{ij}^z$ – продольные, боковые и нормальные реакции колеса i -й оси и j -го борта в пятне контакта с ОП; J_x, J_y, J_z – моменты инерции автомобиля относительно осей X, Y, Z , проходящих через центр масс автомобиля; V_x, V_y, V_z – скорости центра масс автомобиля в направлении координатных осей X, Y, Z ; γ – курсовой угол автомобиля, рад; λ – угол крена автомобиля; φ – угол дифферента автомобиля; h_c – расстояние от ОП до центра масс автомобиля; Θ – угол поворота колеса i -й оси, j -го борта.

Значения крутящего момента M_{ij} на колесах определялись в соответствии со схемой трансмиссии автомобиля с учетом кинематического рассогласования в трансмиссии, вызванного движением автомобиля по неплоскостной ОП. Неравномерность распределения крутящего момента обусловлена движением колес автомобиля по различным траекториям. Крутящий момент двигателя определялся с учетом внешней и регуляторной характеристик по зависимости:

$$M_{\omega} = M_{\omega_0} + \left(K_{\omega} \cdot (n_z - n_{\omega}) - J_M \cdot \frac{dn_{\omega}}{dt} \cdot (1 - e^{-t/T_{\omega}}) \right), \quad (2)$$

где M_{ω_0} – крутящий момент двигателя, необходимый для движения по прямой с заданной скоростью; J_M – момент инерции маховика двигателя; K_{ω} – коэффициент демпфирования; n_z, n_{ω} – частоты вращения коленчатого вала двигателя, соответствующие заданной и фактической скоростям движения; t – время интегрирования; T_{ω} – постоянная времени двигателя.

Для определения динамических нагрузок в механизме переключения передач была разработана разветвленная многомассовая динамическая система. Анализ такой схемы трудоемок и сложен, поэтому она была упрощена без ущерба точности вычислений. В результате упрощения была получена четырехмассовая динамическая система (рис. 1), приведенная к первичному валу РК, собственная частота которой определяется уравнением

$$\omega^4 + b_1 \omega^2 + b_2 \omega = 0, \quad (3)$$

где ω – собственная частота колебаний системы; b_1, b_2 – коэффициенты частотных уравнений.

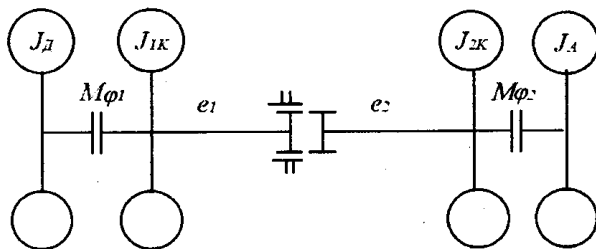


Рис. 1. Приведенная динамическая система

В результате выполненных преобразований моменты инерции деталей трансмиссии и податливости были приведены к ведущему валу РК.

В качестве обобщенных координат системы принимаем углы закрутки масс φ . Все динамические параметры системы приведены к первичному валу РК. Тогда приведенную колебательную систему (см. рис. 1) можно описать системами дифференциальных уравнений:

При включенной передаче в РК

$$\left\{ \begin{array}{l} J_D \ddot{\varphi}_D + K_D \dot{\varphi}_D = M_D(t) - M_{\varphi_1}(t); \\ J_{1k} \ddot{\varphi}_{1k} + K_{1k} \dot{\varphi}_{1k} + e_1(\varphi_{1k} - \varphi_2) = M_{\varphi_1}(t); \\ J_{2k} \ddot{\varphi}_{2k} + K_{2k} \dot{\varphi}_{2k} + M_{\varphi_2} = e_2(\varphi_1 - \varphi_{2k}); \\ J_A \ddot{\varphi}_A + K_A \dot{\varphi}_A + M_A(t) = M_{\varphi_2}, \end{array} \right. \quad \left. \begin{array}{l} \text{При выключенной передаче в РК} \\ \text{(5)} \end{array} \right. \quad (4)$$

На рис. 1 и в формулах (4) и (5) приняты следующие обозначения: J_D – приведенный к оси коленчатого вала момент инерции двигателя с ведущими деталями сцепления; J_A – приведенный к колесам момент инерции поступательно движущегося автомобиля; J_{1k}, J_{2k} – приведенные к первичному валу РК моменты инерции деталей трансмиссии; M_{φ_1} – момент, передаваемый сцеплением автомобиля; $M_{\varphi_{2ij}}$ – момент, использующийся по сцеплению i -го колеса, j -го борта; e_{xy} – податливость соединения указанных элементов.

Система дифференциальных уравнений предусматривает две нелинейности, обусловленные буксованием фрикционного сцепления (нелинейность M_{φ_1}) и колесного движителя автомобиля по опорной поверхности (нелинейность M_{φ_2}). При отсутствии буксования зависимости (4) и (5) преобразуются в следующие уравнения, описывающие условия работы механизма переключения передач РК:

$$(J_D + J_{1k}) \cdot \varphi_1 + (K_D + K_{1k}) \cdot \varphi_1 + e_1(\varphi_1 - \varphi_2) = M_D(t); \quad (6)$$

$$(J_{2k} + J_A) \cdot \varphi_2 + (K_{2k} + K_A) \cdot \varphi_2 - e_2 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_A(t), \quad (7)$$

а при включенной передаче уравнения (6) и (7) решаются как система из двух уравнений.

Для безударного включения передачи необходимо, чтобы угловая скорость шестерни ω_2 снизилась до угловой скорости ω_1 ведущего вала, на котором она установлена, т. е. задача сводится к определению времени t_n или скорости V_K .

Предлагаемая в данной работе методика определения оптимального времени t_n переключения передач в РК в зависимости от конструктивных особенностей и условий движения автомобиля на этапе его проектирования базируется на графоаналитическом и аналитическом методах. Это время зависит от угловых замедлений ε_1 и ε_2 ведущего вала и шестерни нижней передачи соответственно при отключении двигателя от трансмиссии (выключении сцепления) и выключении высшей передачи в РК.

Для определения углового замедления ε_1 используем дифференциальное уравнение вращения твердого тела вокруг неподвижной оси:

$$J_{1k} \cdot \varepsilon_1 = M_Z^e, \quad (8)$$

где J_{1k} – приведенный момент инерции деталей трансмиссии, отключенных от двигателя и от колес автомобиля при переключении передач, относительно оси Z ; M_Z^e – главный момент всех внешних сил относительно оси Z .

Главный момент внешних сил определяем по формуле

$$M_Z^e = -2 \cdot f_1 \frac{m \cdot g}{r^2} \cdot \int_0^r \rho^2 d\rho = -\frac{2}{3} \cdot f_1 \cdot \frac{m \cdot g}{r^2} \cdot r^3 = -\frac{2}{3} \cdot f_1 \cdot m \cdot g \cdot r \quad (9)$$

где f_1 – коэффициент суммарных потерь; $f = f_3 + f_{\Pi} + f_r$. f_3 – коэффициент потерь в зубчатых зацеплениях; f_{Π} – коэффициент потерь в подшипниках; f_r – коэффициент гидравлических потерь; ρ – элементарный радиус трущихся поверхностей.

Отсюда

$$\varepsilon_1 = -\frac{4}{3} \cdot f_1 \cdot \frac{g}{r} \quad (10)$$

Текущие значения угловой скорости ω_1 определяем по формуле

$$\omega_1 = \omega_{H1} - \frac{4}{3} \cdot f_1 \cdot \frac{g}{r} \cdot t_{\Pi} \quad (11)$$

где t_{Π} – время затухания.

Угловое замедление ε_2 определяем с учетом сопротивления движению машины

$$\varepsilon_2 = - \frac{g \cdot \psi \cdot U_p}{\delta_{\Pi} \cdot r_k \cdot (1 - f_2)} \quad (12)$$

где U_p и f_2 – передаточное число и суммарный коэффициент потерь трансмиссии на участке от колес до шестерни нижней передачи соответственно.

$$\omega_2 = \omega_{H2} - \left[\frac{g \cdot \psi \cdot U_p}{\delta_{\Pi} \cdot r_k \cdot (1 - f_2)} \right] \cdot t_{\Pi} \quad (13)$$

Для определения значения времени выравнивания угловых скоростей t_{Π} построим график зависимости ω_1 и ω_2 от времени разомкнутого состояния двигателя и трансмиссии. $f_2 = 0,05 \dots 0,09$ (для трехосных автомобилей $f_2 = 0,09$).

Время, соответствующее точкам пересечения линий угловых скоростей ω_2 и ω_1 данного графика, будет являться наиболее предпочтительным моментом для безударного включения нижней передачи при соответствующих значениях коэффициентов сопротивления движению ψ .

Наиболее удобным для водителя будет отслеживать не время, а скорость V_K , при которой следует произвести включение передачи с учетом скорости V_H машины в момент выключения высшей передачи (при выключении сцепления). Согласно графику (рис. 2) изменение угловой скорости ω_1 за время $t_{\Pi} = 1,5$ с составляет не более 1,5 %, т. е. в этом интервале времени можно считать угловую скорость ω_1 практически постоянной.

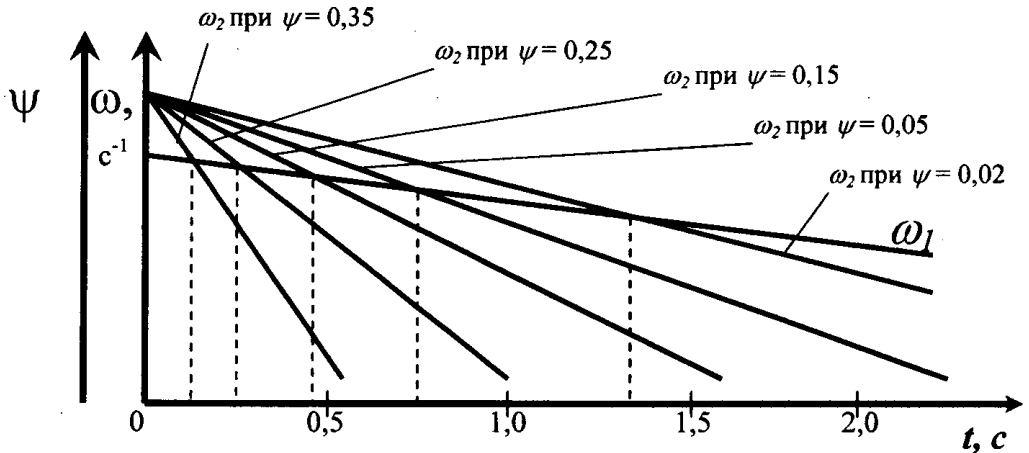


Рис. 2. Определение времени выравнивания угловых скоростей

С учетом данного обстоятельства скорость V_K с достаточной точностью определяется по формуле

$$V_K = V_H - \frac{g \cdot \psi \cdot t_{\Pi}}{\delta_{\Pi} \cdot (1 - f_2)} \quad (14)$$

При переключении передач за короткое время (до 0,1 с) $V_K = V_H / P$. Здесь P – интервал передаточных чисел РК.

Выразив ω_{02} через интервал передаточных чисел: $\omega_{02} = \omega_{01} \cdot P$, получим зависимость времени переключения:

$$t_{\Pi} = \frac{\omega_{01} \cdot (1 - P)}{\varepsilon_i - \psi \cdot g \cdot U_p / \delta_{\Pi} \cdot r_k \cdot (1 - f_2)}$$

Поскольку процесс включения передачи имеет определенную продолжительность $\Delta t_{\Pi\Pi}$, начало включения на управляющем звене механизма управления $t_{уПР}$ должно опережать t_{Π} на это время: $t_{уПР} = t_{\Pi} - \Delta t_{\Pi\Pi}$. Продолжительность $\Delta t_{\Pi\Pi}$ зависит от инерционных характеристик механизма управления РК $m_{прив}$, приложенного усилия на исполнительном органе $P_{упр}$, сил сопротивления переключению (сил трения) $P_{тр}$ и определяется из уравнения динамики

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 X}{dt^2} \cdot m_{прив} &= P_{упр} - P_{тр} \\ 0 \leq t \leq t_{\Pi\Pi} ; 0 \leq X &\leq X_{вкл} \end{aligned} \right\}, \quad (15)$$

где X , $X_{вкл}$ – текущее перемещение и перемещение до полного включения передачи включающей муфты соответственно.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что получен аппарат математического исследования процессов, происходящих в трансмиссии полноприводного автомобиля при переключении передач в РК без остановки.

В третьей главе приводится методика экспериментального исследования и статистической оценки адекватности разработанной модели (рис. 3).

Экспериментальные исследования проводились с целью оценки адекватности разработанной математической модели и возможности повышения проходимости автомобиля путем использования предлагаемых режимов переключения передач в РК.

В качестве объекта экспериментальных исследований использовался серийный автомобиль Урал-4320 с кузовом фургонном КМ-375, полная масса кузова и размещенного в нем оборудования подвижной лаборатории соответствовала 65 % предельной грузоподъемности.

В качестве объективных показателей, характеризующих опорную проходимость автомобиля, выбраны следующие:

1. Наибольшая удельная сила тяги на крюке автомобиля $K_{max} = P_{Катmax} / G_a$, где $P_{Катmax}$ – сила тяги на крюке; G_a – вес автомобиля.
2. Удельная работа сопротивления качению $K_{f\alpha}$ при движении без тяги на крюке. Зависимость, характеризующая энергетические затраты на движение автомобиля в данных дорожных условиях.
3. Коэффициент сопротивления буксированию $f_{\bar{\sigma}} = P_{\bar{\sigma}} / G_a$. Здесь $P_{\bar{\sigma}}$ – сила сопротивления буксированию автомобиля.
4. Коэффициент проходимости Π .

$$\Pi = 1 - M_{\psi} / M_{\varphi}, \quad (16)$$

где M_{ψ} – момент сопротивления движению; M_{φ} – момент, реализуемый на ведущих колесах по сцеплению.

5. Наибольшая скорость движения $V_{a\max} = L_0/T_{vm}$. Здесь T_{vm} – время прохождения мерного отрезка с наибольшей скоростью.

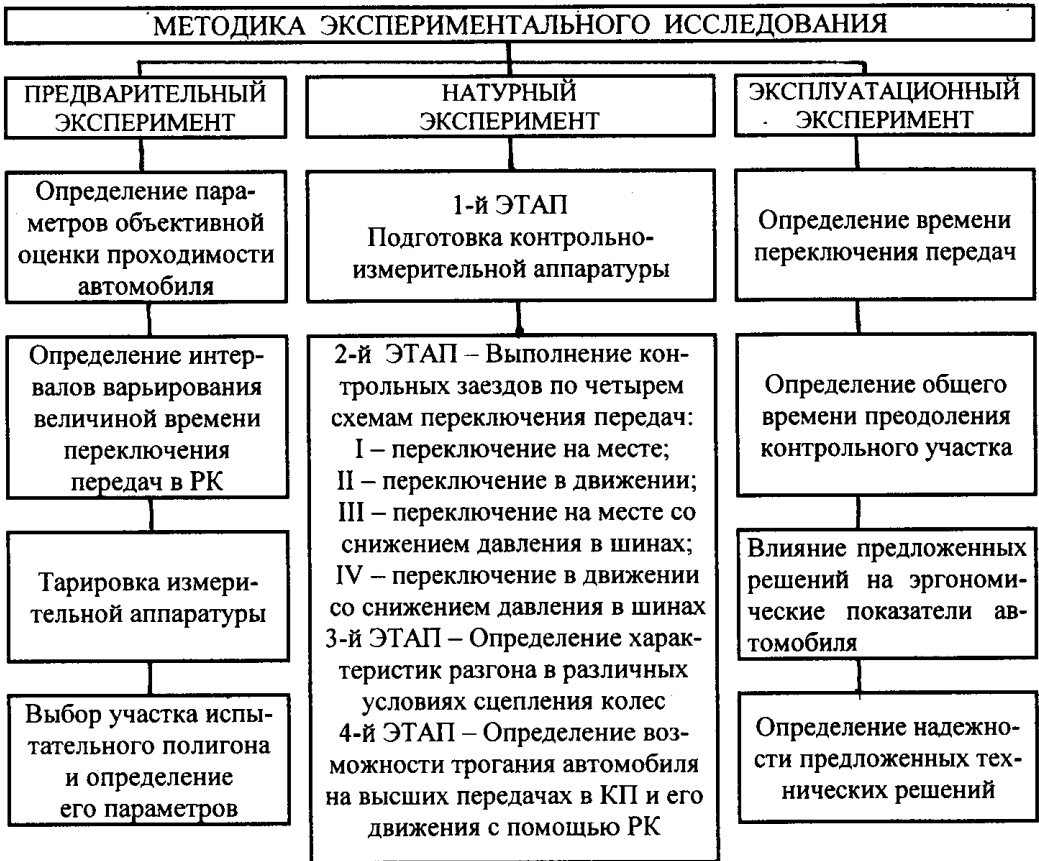


Рис. 3. Методика экспериментального исследования

Для постоянного измерения и регистрации вышеуказанных величин применялся комплект измерительно-регистрающей аппаратуры. В него входили тензометрические датчики, индукционные датчики числа оборотов, тяговое звено, измерительное колесо, торцевые токосъемники, усилитель, осциллограф, блок питания. Осуществлялись проверка их работоспособности и настройка.

В соответствии с задачами исследования методика предусматривает испытание образца в штатной комплектации с различной нагрузкой на крюке по участкам дорог, характеризующихся чередующимися показателями сопротивления качению и сцепления колес с ОП.

Экспериментальные исследования проводились при движении как на горизонтальных, так и на участках пути с продольными наклонами, на асфальтобетонных покрытиях (сухих и мокрых), по сыпучему песку, на гравийной дороге и пересеченной местности.

Экспериментальные исследования подтвердили правильность определения величин замедления и времени выравнивания угловых скоростей блокируемых деталей. Расхождение между экспериментальными и расчетными величинами не превысило 7-11 %, что для инженерных расчетов вполне допустимо.

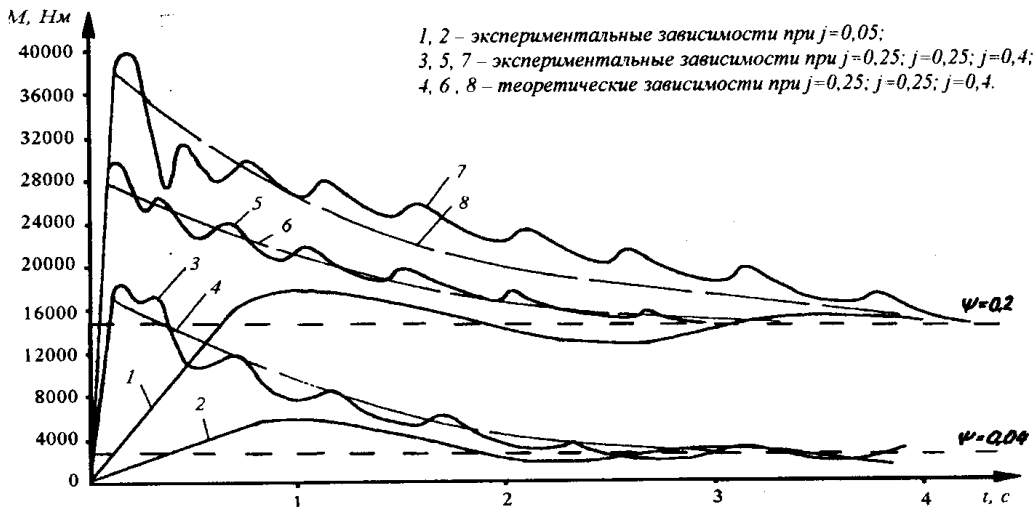


Рис. 4. Суммарный крутящий момент, подведенный к колесам при трогании автомобиля на первой передаче в коробке передач

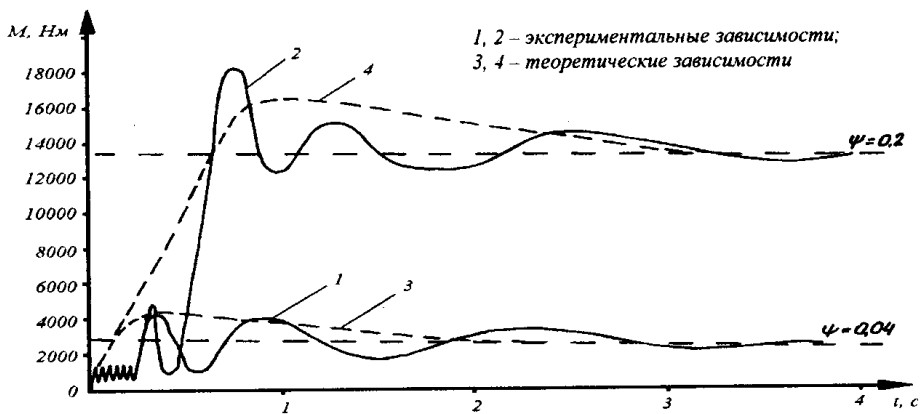


Рис. 5. Суммарный крутящий момент, подведенный к колесам при включении нижней передачи в РК на движущемся автомобиле

В качестве параметра, используемого для сравнительной оценки теоретических и экспериментальных данных, выбрано изменение величины крутящего момента при различных способах управления РК (рис. 4, 5). Как видно из рис. 4 и 5, зависимости, полученные в результате моделирования, довольно близко повторяют характер кривых, полученных в результате эксперимента. Оценка адекватности модели позволила сделать вывод о том, что математическая модель движения автомобиля в различных

условиях хорошо описывает изучаемые процессы. Погрешность моделирования не превысила 8...14 %.

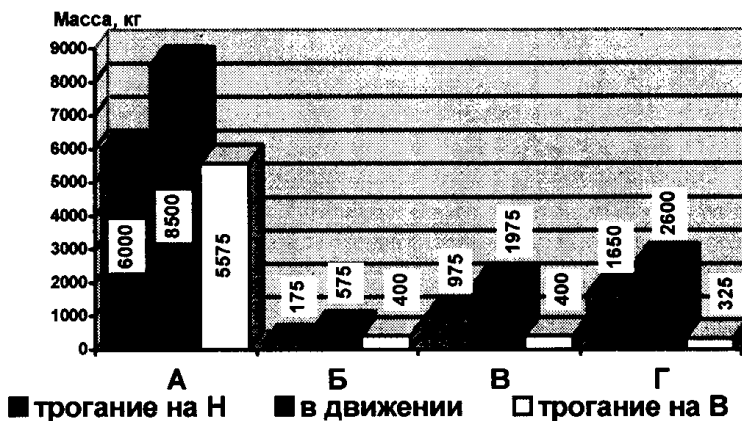


Рис. 6. Масса буксируемой прицепной системы

А – движение по мокрому картофельному полю после сбора урожая, $\varphi = 0,36$; $\psi = 0,20$;
 Б – по сухому песку, $\varphi = 0,28$; $\psi = 0,24$; В – по мокрой гравийной дороге, $\varphi = 0,37$; $\psi = 0,32$; $\alpha = 19^\circ$;
 Г – по мокрому бетонному покрытию, $\varphi = 0,41$; $\psi = 0,31$; $\alpha = 19^\circ$.

Испытания показали (рис. 6), что автомобиль, используя прием переключения передач в движении, способен буксировать большие по массе прицепные системы, развивая при этом меньшую силу тяги на крюке, нежели автомобиль в тех же условиях, который для переключения передач останавливался. Автомобиль с прицепной системой после остановки и переключения передач развивал изначально большее тяговое усилие на крюке (из-за инерционности прицепного звена), но в дальнейшем из-за срыва колес в буксование и изменения при этом исходных показателей ОП терял подвижность.

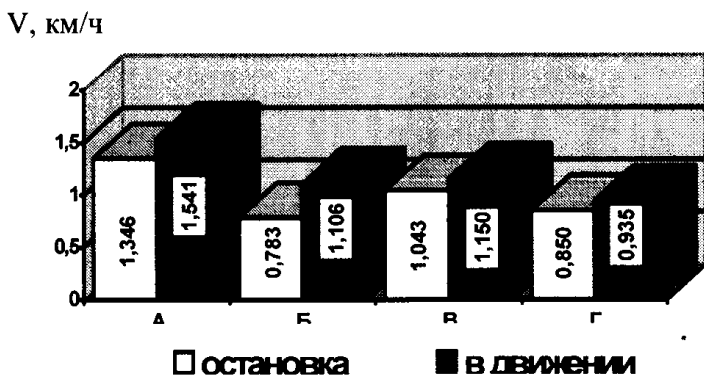


Рис. 7. Средняя скорость прохождения зачетного участка с двумя переключениями в РК

Скорость прохождения зачетного участка (рис. 7) при использовании предлагаемых режимов управления РК возрастает в 1,1 (на мокром бетонном покрытии) ...1,41 (на сухом песке) раза. Ускорение автомобиля на втором участке пути ограни-

чивалось сцеплением колес с дорогой, а на третьем участке для условий А, В и Г – динамичными свойствами автомобиля. Поэтому следует ожидать увеличения скорости автомобиля при переключении передач с низшей на высшую при меньших значениях сопротивления движению.

Значения показателя проходимости, определенные по выражению (16), отражены на рис. 8 и подтверждают целесообразность переключения передач в РК в движении, так как в этом случае автомобиль способен преодолевать в 1,38...2,09 раза большие сопротивления, чем автомобиль, остановившийся для переключения передач. Это достигается за счет использования кинетической энергии поступательного движения автомобиля и инерционности его вращающихся масс (деталей трансмиссии) и в свою очередь приводит к снижению требований по тяговому усилию и сцеплению ведущих колес с ОП [1, 3].

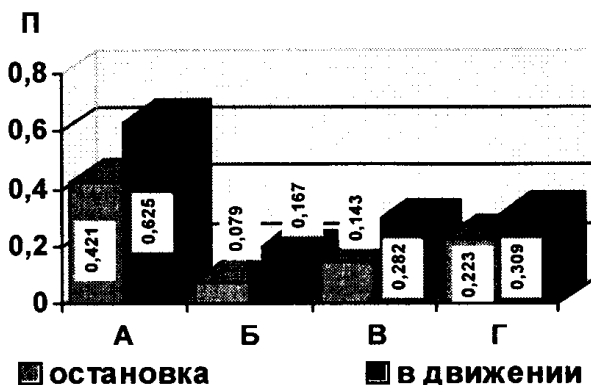


Рис. 8. Показатель проходимости в различных условиях движения

В четвертой главе предлагаются технические решения по модернизации РК и проводится их технико-экономический анализ [1, 2, 5, 6, 25].

Технико-экономический эффект достигается внедрением предлагаемого способа повышения проходимости и разработанной на его основе новой принципиальной схемы РК [6]. Технический эффект обеспечивается:

- повышением тяговых возможностей автомобиля в 1,2...1,6 раза за счет использования кинетической энергии движущегося автомобиля и исключения необходимости преодоления моментов инерции покоя при трогании;

- увеличением максимальной (на 4,2 %) и среднетехнической (на 5,6 %) скоростей движения автомобиля за счет использования «прямой» высшей передачи в РК, а также включения низшей передачи без остановки машины в условиях необходимости, что в ряде случаев позволяет преодолевать отдельные участки пути без снижения давления воздуха в шинах (как на серийном автомобиле) и, следовательно, двигаться с более высокой скоростью.

Экономический эффект обеспечивается:

- повышением производительности автомобиля (на 16-28 %) за счет большей скорости движения и повышенных тяговых возможностей;

- снижением расхода топлива за счет более высокого КПД РК и уменьшения в ней инерционных потерь;

– уменьшением износа шин вследствие снижения продолжительности использования их со сниженным давлением воздуха при преодолении труднопроходимых участков.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты диссертационной работы могут быть сформулированы следующим образом:

1. Включение низшей передачи в РК без остановки автомобиля позволяет исключить буксование колес при его трогании на ОП, имеющих низкий коэффициент сцепления. Тем самым обеспечивается более полное использование сцепления колес с ОП при снижении нагрузки на двигатель и трансмиссию машины. Сохранение кинетической энергии автомобиля при переключении передач в РК обеспечивает более высокие показатели его проходимости, устойчивости и управляемости.

2. Математическая модель движения автомобиля уточнена описанием процесса переключения передач в ступенчатой РК. Выявлены закономерности, позволяющие определить границы наиболее эффективной работы механизмов переключения передач. Дополненная модель движения автомобиля позволяет определить основные параметры устройств, обеспечивающих быстрое и безударное переключение передач. Достоверность математической модели проверена сравнением параметров движения автомобиля Урал-4320, полученных расчетным путем, с экспериментальными данными. Сходимость результатов расчета с экспериментом составила 89...94 %.

3. Определены режимы, наиболее благоприятные для переключения передач в РК, и режимы безаварийного переключения, обеспечивающие автомобилем высокие показатели проходимости при сохранении показателей безотказности.

4. Экспериментально подтверждено существенное улучшение показателей проходимости путем переключения передач в РК движущегося автомобиля. Использование при этом пневматического привода переключения передач (при необходимости частого включения низшей передачи, т. е. более одного раза на 1 км пути) обеспечивает автомобилем сокращение времени прохождения контрольного участка в 1,2...1,3 (для задернованного грунта) и 1,36...1,45 (для сухого сыпучего песка) раза по сравнению с серийным автомобилем.

5. Использование предлагаемой принципиальной схемы РК и пневматического привода переключения передач в трансмиссии автомобиля Урал-4320 обеспечивают в зависимости от разности коэффициентов сцепления ведущих колес в 1,28...1,73 раза большие по сравнению с серийным автомобилем значения реализуемой силы тяги на крюке. При этом автомобиль способен преодолевать в 1,36...1,54 раза большие сопротивления движению.

6. Анализ условий эксплуатации РК, их функциональное назначение и место расположения в трансмиссии позволили систематизировать и обосновать новые требования к ним, а также технические решения по улучшению их принципиальных схем.

Отличительными признаками предлагаемых технических решений по рационализации принципиальных схем РК являются следующие [1, 2, 5, 9, 25]:

межосевой дифференциал размещен соосно ведущему валу и валу привода мостов задней тележки, что обеспечивает подвод мощности непосредственно к его ведущему звену (водилу), т. е. позволяет получить прямую передачу;

переключающие муфты кинематически связаны при поступательном движении и обладают возможностью свободного взаимного вращения. Это упрощает конструкцию привода механизма переключения передач (блокировки дифференциала) и позволяет объединить управляющие воздействия, облегчая управление РК.

7. По результатам оценки технико-экономического эффекта [6] от использования предлагаемых решений прогнозируется повышение производительности автомобиля многоцелевого назначения (особенно при использовании в условиях грунтовых дорог и бездорожья) на 16-28 %, экономия горючих и смазочных материалов составит около 13000 руб. за год эксплуатации.

8. Наиболее эффективно использование предлагаемого способа повышения проходимости на участках местности с близкими по значению показателями удельного сопротивления движению автомобиля и коэффициента сцепления колес с ОП.

Таким образом, в диссертационной работе решена актуальная научная задача, имеющая существенное значение для развития АТ – установлены закономерности влияния процесса переключения передач в РК на показатели проходимости автомобиля. Решение этой задачи позволило сформулировать и обосновать новые требования к проектируемому РК, а также предложить научно обоснованные технические решения, позволяющие обеспечить улучшение эксплуатационных свойств полноприводных автомобилей.

Направлением дальнейших исследований может стать создание автоматизированных систем управления РК и разработка основ их взаимодействия с силовой установкой полноприводных автомобилей.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Драгунов Г.Д., Семендяев К.Н. Новая раздаточная коробка для полноприводных АТС // Автомобильная промышленность. – 2000. – № 8. – С.14-15.

2. Драгунов Г.Д., Семендяев К.Н. Режимы управления раздаточной коробкой как способ повышения проходимости автомобиля / Автомобильная техника: Научный вестник, вып. 10. – Челябинск: ЧВАИ, 2000. – С. 22-27.

3. Драгунов Г.Д., Семендяев К.Н. Способ повышения проходимости переключением передач в раздаточной коробке движущегося автомобиля / Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин: Сборник трудов. – Челябинск: ЮУрГУ, 2002. – С. 9-14.

4. Драгунов Г.Д., Семендяев Н.Н., Семендяев К.Н. Исследование условий и определение рациональных режимов использования раздаточной коробки / Автомобильная техника: Научный вестник, вып. 14. – Челябинск: ЧВАИ, 2002. – С. 26–31.

5. Драгунов Г.Д., Семендяев Н.Н., Семендяев К.Н. Новая раздаточная коробка и проходимость автомобиля / Автомобильная техника: Научный вестник, вып. 14. – Челябинск: ЧВАИ, 2002. – С. 22-25.

6. Семендяев К.Н. Оценка технико-экономической эффективности проектных решений / Автомобильная техника: Научный вестник, вып. 14. – Челябинск: ЧВАИ, 2002. – С. 34-46.

7. Крупицкий С.М., Семендяев К.Н., Цепилов В.А. Тяговый расчет армейских колесных машин. – Челябинск: ЮУрГУ, 1998.

8. Семендяев К.Н. Оптимизация конструкций раздаточных коробок. – Челябинск: ЧВВАИУ, 1996.
9. Семендяев К.Н., Семендяев Н.Н. Оригинальная схема раздаточной коробки // Автомобильная промышленность. – 1994. – № 12. – С. 7-8.
10. Семендяев Н.Н., Семендяев К.Н. Комплексный анализ полноприводных автомобилей с новыми раздаточными коробками / Автомобильная техника: Сборник научных статей, вып. 4. - Челябинск: ЧВВАИУ, 1994. – С.3-21.
11. Семендяев К.Н., Семендяев Н.Н. Полупланетарная раздаточная коробка / Сборник рационализаторских предложений, вып. 33. - Челябинск: ЧВВАИУ, 1993. – С. 10-14.
12. Семендяев Н.Н., Семендяев К.Н. Технические предложения по оптимизации конструкции раздаточной коробки / Сборник рационализаторских предложений, вып. 33. – Челябинск: ЧВВАИУ, 1993. – С. 5-9.
13. Семендяев К.Н. Раздаточная коробка транспортного средства / Информационный листок о научно-техническом достижении № 93-4. – Челябинск: ЦНТИ, 1993.
14. Байдуков А.А., Бирюков О.А., Семендяев Н.Н. Семендяев К.Н. Раздаточная коробка транспортного средства / Авторское свидетельство СССР № 1564012. – Бюл. № 18, 1990.
15. Намазов К.Г, Семендяев К.Н., Семендяев Н.Н.. Раздаточная коробка транспортного средства / Авторское свидетельство СССР № 1659250. – Бюл. № 24, 1991.
16. Семендяев Н.Н., Семендяев К.Н., Гирупкиекс А.А. Раздаточная коробка транспортного средства / Авторское свидетельство СССР № 1620340. – Бюл. № 2, 1991.
17. Семендяев Н.Н., Семендяев К.Н., Тяпин А.Ю. Синхронизированная зубчатая муфта / Авторское свидетельство СССР № 1643210. – Бюл. № 15, 1991.
18. Семендяев Н.Н., Семендяев К.Н. Раздаточная коробка транспортного средства / Авторское свидетельство СССР № 1701577. – Бюл. № 48, 1991.
19. Семендяев К.Н., Семендяев Н.Н. Раздаточная коробка транспортного средства / Авторское свидетельство СССР № 1724488. – Бюл. № 13, 1992.
20. Семендяев К.Н., Семендяев Н.Н. Раздаточная коробка транспортного средства / Авторское свидетельство СССР № 1763254. – Бюл. № 35, 1992.
21. Семендяев К.Н., Семендяев Н.Н. Многоступенчатая коробка передач транспортного средства / Патент РФ № 2063884.– Бюл. № 20, 1996.
22. Семендяев К.Н. Раздаточная коробка транспортного средства / Патент РФ № 2092335. – Бюл. № 28, 1997.
23. Семендяев К.Н., Семендяев Н.Н., Кондрашов К.А. Устройство для комбинированного управления передачей и сцеплением транспортного средства / Патент РФ № 2094249. – Бюл.№30, 1997.
24. Семендяев К.Н., Семендяев Н.Н. Устройство для плавного включения сцепления / Патент РФ № 2082626. – Бюл. № 18, 1997.
25. Драгунов Г.Д., Семендяев К.Н. Раздаточная коробка транспортного средства / Патент РФ № 2171750 от 22.02.2000. – Бюл. № 22, 2001.