

М 481138

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи

ФИЛЬКИН НИКОЛАЙ МИХАЙЛОВИЧ

ОПТИМИЗАЦИЯ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ И КОЛИЧЕСТВА СТУПЕНЕЙ
ТРАНСМИССИИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

05.05.03 Автомобили и тракторы

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1990 год

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель

— доктор технических наук,
профессор Смирнов Г.А.

Официальные оппоненты

— доктор технических наук
Токарев А.А.
— кандидат технических наук
Плужников Б.И.

Ведущая организация

— Ульяновский автомобильный завод

Защита состоится "11" июня 1990г. в "16³⁰" часов
в аудитории 501-10 на заседании специализированного совета
К 053.15.10 в Московском государственном техническом универ-
ситете им Н.Э. Баумана: 107005, г. Москва, 2-я Бауманская,
дом 5.

библиотеке Московс-
кого университета им. Н.Э. Ба-

1990г.

Цыбин В.С.

М 481138

ГТУ им. Н.Э. Ба-
13.04.90г.

Актуальность проблемы. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986-1990 годы и на период до 2000 года" поставлены важные задачи существенного повышения топливной экономичности автомобилей. Экономия бензина и дизельного топлива к 1990 году должна составить в сравнении с 1985 годом 18-20 процентов при одновременном повышении производительности автомобильного транспорта.

Поэтому проблемы повышения топливной экономичности и тягово-скоростных свойств выпускаемых и вновь проектируемых автомобилей являются одними из основных задач в автостроении.

Одним из резервов улучшения указанных эксплуатационных свойств является, как известно, реализация в конструкциях автомобилей оптимальных параметров трансмиссии (передаточных чисел и количества ступеней). Однако до настоящего времени практически отсутствует методика, позволяющая при расчете данных конструктивных параметров одновременно учитывать топливную экономичность и тягово-скоростные свойства автомобилей.

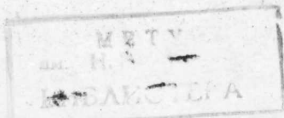
Поэтому на практике приходится проводить ряд дорогостоящих исследований, которые заключаются в разработке и испытании автомобилей, оборудованных опытными образцами трансмиссий. При этом всегда отсутствует полная уверенность в правильности выбора ряда передаточных чисел, т.к. практически невозможно провести изготовление и испытание достаточного количества трансмиссий для выявления оптимального решения.

Исходя из этого, работа, в которой разработана методика оптимизации передаточных чисел и количества ступеней трансмиссии легкового автомобиля на стадии проектирования, является актуальной.

Цель работы. Основной целью настоящей работы является разработка и реализация в виде комплекса программных средств на ЭВМ принципиально новой многокритериальной методики расчета параметров трансмиссии (передаточных чисел и количества ступеней), обеспечивающих оптимальные тягово-скоростные и топливно-экономические свойства проектируемому легковому автомобилю.

Для достижения указанной цели были поставлены и решены следующие задачи:

- разработать математическую модель движения автомобиля в различных условиях эксплуатации, позволяющую наиболее точно



рассчитывать показатели топливной экономичности и тягово-скоростных свойств;

- на основе предложенной математической модели разработать универсальную методику расчета оптимальных передаточных чисел и количества ступеней трансмиссии, позволяющую определять указанные конструктивные параметры в зависимости от требований, предъявляемых к топливной экономичности и тягово-скоростным свойствам проектируемого автомобиля;

- реализовать разработанную методику оптимизации параметров трансмиссии в виде комплекса программных средств на ЭВМ;

- доказать адекватность программных средств движению реального автомобиля;

- для перспективного легкового автомобиля п.о. Ижмаш провести исследование по разработанной методике с целью обоснования рационального числа ступеней и оптимальных передаточных чисел трансмиссии;

- внедрить разработанную методику в практику проектирования на соответствующих предприятиях отрасли.

Научная новизна. Основным научным результатом диссертационной работы является созданная методика оптимизации передаточных чисел и количества ступеней трансмиссии, позволяющая проводить расчет указанных конструктивных параметров, обеспечивающих наиболее высокие показатели тягово-скоростных и топливно-экономических свойств легковых автомобилей.

В процессе разработки методики получены следующие новые теоретические результаты:

- обоснован и реализован в разработанной методике многокритериальный подход к расчету оптимальных передаточных чисел и количества ступеней трансмиссии;

- разработана методика построения обобщенного критерия оптимальности топливной экономичности и тягово-скоростных свойств автомобиля;

- решен ряд вопросов связанных с процессом поиска указанных оптимальных параметров трансмиссии, построены штрафные функции учета критериальных ограничений и ограничений на независимые переменные, обоснован наиболее эффективный метод поиска оптимального решения для данной задачи, проведено исследование условий существования и устойчивости решения зада-

чи поиска оптимальных параметров трансмиссии и другие;

- разработаны математические модели движения в ездовых циклах, основанные на пятимассовой модели автомобиля, т.е. учитывающие влияние динамических процессов, проходящих в агрегатах трансмиссии автомобиля, на его топливно-скоростные свойства;

- разработанные методики реализованы в виде комплекса программных средств на ЭЕМ, работающего в диалоговом режиме.

Практическая ценность. Внедрение разработанного комплекса программных средств в практику проектирования автомобилей позволит, во-первых, существенно улучшить топливно-скоростные свойства за счет оптимизации и реализации в конструкциях оптимальных передаточных чисел и количества ступеней трансмиссии.

Во-вторых, возможность проведения исследований влияния различных конструктивных параметров и характеристик на топливную экономичность и тягово-скоростные свойства позволит сократить сроки разработки и объем доводочных испытаний автомобилей за счет выбора наиболее эффективных путей улучшения указанных свойств (проведение технико-экономического анализа), причем сделать это еще на ранней стадии проектирования.

Абстракция полученных результатов и практической ценности работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались: на научно-технической конференции "Автоматизированное проектирование механоэлектронных систем" (г. Устинов, 1985 г.); на Всесоюзном семинаре по топливной экономичности двигателей внутреннего сгорания (г. Уфа, 1986 г.); на втором Всесоюзном научно-техническом совещании "Динамика и прочность автомобиля" (г. Москва, 1986 г.); на Всесоюзном семинаре "Проблемы совершенствования автомобильной техники" (г. Москва, 1986 г.); на республиканской научно-практической конференции "Молодежь Удмуртии - ускорению научно-технического прогресса" (г. Ижевск, 1987 г.); на научно-техническом семинаре "Автоматизированное проектирование элементов трансмиссий" (г. Ижевск, 1987 г.); на научно-технической конференции "Программно-методические и программно-технические комплексы САПР и АСТПП" (г. Ижевск, 1988 г.).

Диссертация неоднократно докладывалась и обсуждалась на заседаниях кафедры "Колесные машины" МГТУ им. Н.Э. Баумана течение 1986-1989 г.г., а также на производственно-технических

совещаниях п.о. Ижмаш.

По теме диссертации опубликовано 12 работ.

Разработанные методики оптимизации передаточных чисел и количества ступеней трансмиссии, реализованные в виде комплекса программных средств, внедрены в практику проектирования и применяются при разработке новых и модернизации выпускаемых моделей автомобилей и мотоциклов на п.о. Ижмаш им. Д.Ф.Устинова, на Ульяновском автомобильном заводе, на Ковровском заводе им. В.А.Дегтярева и на Тульском машиностроительном заводе им. В.М.Рябикова.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы (133 наименования) и приложений.

Общее количество страниц в диссертационной работе 193. Основная часть содержит 118 страниц текста, 26 рисунков и 8 таблиц. Приложения включают 6 рисунков и 2 таблицы на 11 страницах, а также акты внедрения и расчеты экономической эффективности результатов работы на 18 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность исследований, постановки цели и практической ценности настоящей диссертационной работы.

В первой главе рассмотрено современное состояние вопросов расчета передаточных чисел трансмиссий автомобилей, и проведен общий обзор и критический анализ существующих методик расчета.

Рассмотрены работы Е.А.Чудакова, Ф.Л.Хлыстова, Н.К.Куликова, А.А.Токарева, А.Н.Нарбута, А.И.Гришкевича, Д.А.Чудакова, М.И.Лурье, Г.Б.Безбородовой, А.Г.Шмидта, М.А.Петрова, И.К.Даченко, Л.Г.Анискина, Р.П.Лахно и других авторов по вопросам расчета передаточных чисел трансмиссий.

Проведенный обзор и общий анализ литературы позволили построить схему процесса развития методик расчета передаточных чисел трансмиссии, которая дает возможность проследить, как и в какой последовательности разрабатывались методики расчета передаточных чисел трансмиссий. Это позволяет выявить взаимосвязи между ними, позволяющие проводить классификацию методик по определенным признакам.

Анализ существующих методик расчета передаточных чисел

трансмиссий показал, что в настоящее время отсутствует универсальная методика расчета, позволяющая обоснованно выбирать конструктивное решение (передаточные числа трансмиссии) в зависимости от типа автомобиля и требований, предъявляемых к его топливной экономичности и тягово-скоростным свойствам.

Все рассмотренные методики основаны на однокритериальном подходе к расчету передаточных чисел трансмиссии, для чего выбирается один критерий оптимальности и рассчитываются передаточные числа трансмиссии, соответствующие наилучшему значению выбранного критерия. Однако одним критерием невозможно описать все тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля. Поэтому необходимо при расчете передаточных чисел трансмиссии вводить в рассмотрение множество критериев, которые характеризуют топливную экономичность и тягово-скоростные свойства автомобиля в различных условиях его эксплуатации. Чем больше критериев вводится в рассмотрение, тем с большей достоверностью мы можем судить о достоинствах и недостатках рассчитанных передаточных чисел трансмиссии. Поэтому к расчету передаточных чисел трансмиссии автомобиля необходим многокритериальный подход, который возможен только с применением современных методов вычислений и средств вычислительной техники.

В данной главе также выполнена постановка цели и основных задач работы. Отмечено, что в разрабатываемой методике необходимо использовать математическую модель движения автомобиля, обладающую высокой степенью адекватности движению проектируемого автомобиля, которая позволит определять с достаточно высокой степенью точности показатели топливной экономичности и тягово-скоростных свойств.

Другой параметр трансмиссий, существенно влияющий на топливно-скоростные показатели автомобиля, — количество ступеней трансмиссии. Практически с выбора данного параметра и должен начинаться расчет и обоснование оптимального ряда передаточных чисел трансмиссии. В настоящее время теоретические методы исследования по этому вопросу практически отсутствуют и также требуют своего решения.

Вторая глава посвящена разработке математической модели движения автомобиля, процесса взаимодействия ведущих колес с опорной поверхностью и моделированию топливно-скоростных показателей.

Построение математической модели движения автомобиля начинается с выбора и обоснования схемы динамической модели движения. При моделировании движения автомобиля в городских и магистральных ездовых циклах, а также разгона с переключением передач, необходимо учитывать влияние процесса переключения передач на показатели топливной экономичности и скоростных свойств данных режимов движения автомобиля. При переключении передач происходит разрыв потока крутящего момента, передаваемого от двигателя к ведущим колесам, в двух местах: сцепление отключает двигатель от других агрегатов трансмиссии и шестерни соответствующей передачи в коробке передач выводятся из зацепления. При включении сцепления, трогании автомобиля с места, а также при превышении упругого момента трансмиссии статического момента трения в сцепление, крутящий момент двигателя передается на первичный вал коробки передач частично (сцепление буксует). Поэтому берется пятимассовая модель движения автомобиля, схема которой изображена на рисунке.

Обозначения на рисунке: $M_{дв}$ – крутящий момент двигателя; $M_{сопр}$ – суммарный момент сопротивления движению автомобиля; $J_{дв}$, $J_{сч}$, $J_{кл}$, J_r , J_a – соответственно моменты инерции вращающихся деталей двигателя, маховика и ведущих деталей сцепления, ведомых деталей сцепления, деталей коробки передач от первичного вала до синхронизатора включенной передачи, участка трансмиссии от синхронизатора включенной передачи до ведущих колес и суммарный момент инерции поступательно движущейся массы автомобиля и колес, приведенный к оси ведущих колес; Δ_1 , Δ_2 , $C_{тр1}$, $C_{тр2}$, $K_{тр1}$, $K_{тр2}$ – соответственно суммарные зазоры, коэффициенты угловой жесткости и демпфирования участков трансмиссии.

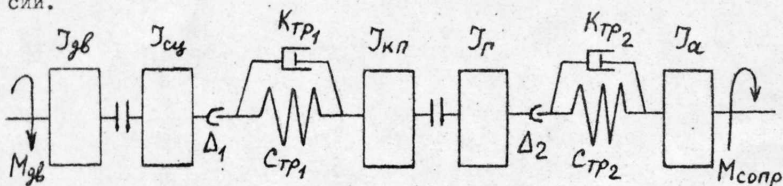


Рис. Пятимассовая схема динамической модели движения автомобиля для исследования топливно-скоростных свойств и оптимизации параметров трансмиссии

Задача моделирования движения автомобиля многоструктурная, т.е. каждый режим движения описывается своей системой дифференциальных уравнений. Вывод систем дифференциальных уравнений движения автомобиля для каждого режима движения проведен при помощи уравнения Лагранжа второго рода. Системы уравнений, описывающие различные режимы движения, следующие:

процесс трогания с места (автомобиль стоит, сцепление буксует):

$$\begin{cases} J_{дв} \ddot{\varphi}_{дв} = M_{дв1} \\ J_{сч} \ddot{\varphi}_{сч} = M_{сч1} - \partial \Pi / \partial \varphi_{сч} - \partial \Phi / \partial \dot{\varphi}_{сч} \\ (J_{кп} \dot{L}_K^2 + J_r) \ddot{\varphi}_r = M_{r1} - (\partial \Pi / \partial \varphi_{кп} + \partial \Phi / \partial \dot{\varphi}_{кп}) \dot{L}_K - \partial \Pi / \partial \varphi_r - \partial \Phi / \partial \dot{\varphi}_r \\ \ddot{\varphi}_{кп} = \ddot{\varphi}_r \dot{L}_K, \ddot{\varphi}_K = 0; \end{cases} \quad (1)$$

движение с буксующим сцеплением ($\dot{\varphi}_{дв} > \dot{\varphi}_{сч}$):

$$\begin{cases} J_{дв} \ddot{\varphi}_{дв} = M_{дв1} \\ J_{сч} \ddot{\varphi}_{сч} = M_{сч1} - \partial \Pi / \partial \varphi_{сч} - \partial \Phi / \partial \dot{\varphi}_{сч} \\ (J_{кп} \dot{L}_K^2 + J_r) \ddot{\varphi}_r = M_{r1} - (\partial \Pi / \partial \varphi_{кп} + \partial \Phi / \partial \dot{\varphi}_{кп}) \dot{L}_K - \partial \Pi / \partial \varphi_r - \partial \Phi / \partial \dot{\varphi}_r \\ \ddot{\varphi}_{кп} = \ddot{\varphi}_r \dot{L}_K \\ J_a \ddot{\varphi}_K = M_{K2} - \partial \Pi / \partial \varphi_K - \partial \Phi / \partial \dot{\varphi}_K; \end{cases} \quad (2)$$

движение с заблокированным сцеплением ($\dot{\varphi}_{дв} = \dot{\varphi}_{сч}$):

$$\begin{cases} (J_{дв} + J_{сч}) \ddot{\varphi}_{дв} = M_{дв3} - \partial \Pi / \partial \varphi_{сч} - \partial \Phi / \partial \dot{\varphi}_{сч} \\ \varphi_{сч} = \varphi_{дв} \\ (J_{кп} \dot{L}_K^2 + J_r) \ddot{\varphi}_r = M_{r1} - (\partial \Pi / \partial \varphi_{кп} + \partial \Phi / \partial \dot{\varphi}_{кп}) \dot{L}_K - \partial \Pi / \partial \varphi_r - \partial \Phi / \partial \dot{\varphi}_r \\ \ddot{\varphi}_{кп} = \ddot{\varphi}_r \dot{L}_K \\ J_a \ddot{\varphi}_K = M_{K2} - \partial \Pi / \partial \varphi_K - \partial \Phi / \partial \dot{\varphi}_K; \end{cases} \quad (3)$$

движение при переключении передач:

$$\begin{cases} J_{дв} \ddot{\varphi}_{дв} = M_{дв4} \\ J_{сч} \ddot{\varphi}_{сч} = M_{сч4} - \partial \Pi / \partial \varphi_{сч} - \partial \Phi / \partial \dot{\varphi}_{сч} \\ J_{кп} \ddot{\varphi}_{кп} = M_{кп4} - \partial \Pi / \partial \varphi_{кп} - \partial \Phi / \partial \dot{\varphi}_{кп} \\ J_r \ddot{\varphi}_r = M_{r4} - \partial \Pi / \partial \varphi_r - \partial \Phi / \partial \dot{\varphi}_r \\ J_a \ddot{\varphi}_K = M_{K2} - \partial \Pi / \partial \varphi_K - \partial \Phi / \partial \dot{\varphi}_K. \end{cases} \quad (4)$$

Здесь: $\varphi_{зв}$, $\varphi_{сч}$, $\varphi_{кп}$, $\varphi_{п}$, $\varphi_{к}$ — углы поворота вращающихся масс с моментами инерции соответственно $J_{зв}$, $J_{сч}$, $J_{кп}$, $J_{п}$, $J_{к}$; i_k — передаточное число коробки включенной передачи; $M_{зв1} = M_{зв} - M_{всп} - M_{сч}^{вкл}$ ($M_{всп}$ — крутящий момент, затрачиваемый на привод вспомогательного оборудования, $M_{сч}^{вм}$ — момент трения в сцеплении при включении); $M_{зв3} = M_{зв} - M_{всп} - M_{тр1}^0$ ($M_{тр1}^0$ — крутящий момент, затрачиваемый на преодоление сил трения на первом участке трансмиссии); $M_{зв4} = -M_{всп} - M_{зв}^{top}$ ($M_{зв}^{top}$ — крутящий момент, затрачиваемый на механические потери в двигателе); $M_{сч1} = M_{сч}^{вкл} - M_{тр1}^0$; $M_{сч4} = -M_{тр1}^0$; $M_{кп4} = -M_{сч} \text{Sign}(\dot{\varphi}_{кп}/i_k - \dot{\varphi}_{п})/i_k$ ($M_{сч}$ — момент трения в синхронизаторе); $M_{п1} = -M_{тр2}^0$ ($M_{тр2}^0$ — крутящий момент, затрачиваемый на преодоление сил трения на втором участке трансмиссии); $M_{п4} = -M_{тр2}^0 + M_{сч} \text{Sign}(\dot{\varphi}_{кп}/i_k - \dot{\varphi}_{п})$; $M_{к2} = -M_{счop}$; $P = P_{тр1} + P_{тр2}$ — потенциальная энергия автомобиля; $\Phi = \Phi_{тр1} + \Phi_{тр2}$ — диссипативная функция, характеризующая уменьшение энергии с течением времени;

$$P_{тр1} = \begin{cases} 0.5 c_{тр1} ((\varphi_{сч} - \varphi_{кп}) - 0.5 \Delta_1)^2 & \text{при } \varphi_{сч} - \varphi_{кп} > 0.5 \Delta_1 \\ 0 & \text{при } |\varphi_{сч} - \varphi_{кп}| \leq 0.5 \Delta_1 \\ 0.5 c_{тр1} ((\varphi_{сч} - \varphi_{кп}) + 0.5 \Delta_1)^2 & \text{при } \varphi_{сч} - \varphi_{кп} < -0.5 \Delta_1; \end{cases}$$

$$P_{тр2} = \begin{cases} 0.5 c_{тр2} ((\varphi_{п} - \varphi_{к} i_0) - 0.5 \Delta_2)^2 & \text{при } \varphi_{п} - \varphi_{к} i_0 > 0.5 \Delta_2 \\ 0 & \text{при } |\varphi_{п} - \varphi_{к} i_0| \leq 0.5 \Delta_2 \\ 0.5 c_{тр2} ((\varphi_{п} - \varphi_{к} i_0) + 0.5 \Delta_2)^2 & \text{при } \varphi_{п} - \varphi_{к} i_0 < -0.5 \Delta_2; \end{cases}$$

(i_0 — передаточное число главной передачи);

$$\Phi_{тр1} = \begin{cases} 0.5 k_{тр1} (\dot{\varphi}_{сч} - \dot{\varphi}_{кп})^2 & \text{при } |\varphi_{сч} - \varphi_{кп}| > 0.5 \Delta_1 \\ 0 & \text{при } |\varphi_{сч} - \varphi_{кп}| \leq 0.5 \Delta_1; \end{cases}$$

$$\Phi_{тр2} = \begin{cases} 0.5 k_{тр2} (\dot{\varphi}_{п} - \dot{\varphi}_{к} i_0)^2 & \text{при } |\varphi_{п} - \varphi_{к} i_0| > 0.5 \Delta_2 \\ 0 & \text{при } |\varphi_{п} - \varphi_{к} i_0| \leq 0.5 \Delta_2. \end{cases}$$

При взаимодействии колес с опорной поверхностью происходит деформация шины в площадке контакта. С увеличением крутящего момента, подводимого к колесу, деформация шины увеличивается, что приводит к уменьшению возможной скорости поступательного движения автомобиля. Более того, возможен случай одновре-

менного скольжения всех точек ведущих колес, находящихся в контакте, относительно опорной поверхности. Поэтому от качества моделирования процесса взаимодействия колеса с опорной поверхностью зависит точность расчета показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности, т.е. качество разрабатываемой математической модели.

При крутящем моменте, подводимом к ведущим колесам, $M_K \leq \varphi G_K z_K$ (φ - коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью, G_K - нагрузка на ведущие колеса, z_K - радиус качения колеса) считаем, что радиус качения уменьшается линейно по формуле $z_K = z_K^0 - \lambda_K M_K$ (z_K^0 - радиус качения колеса в ведомом режиме, λ_K - коэффициент тангенциальной эластичности шины), а коэффициент буксования $S_s = 0$ (упругое скольжение). Если $M_K > \varphi G_K z_K$, то колесо начинает буксовать и поступательная скорость движения автомобиля вычисляется по формуле $V_a = z_K \dot{\varphi}_K (1 - S_s)$.

При $M_K > \varphi G_K z_K$ расчет скорости поступательного движения по системам дифференциальных уравнений (1), (2) или (3) (в зависимости от режима движения) проводится два раза: расчет с реальным значением M_K , подводимым к ведущим колесам (без учета буксования), и расчет с $M_K = \varphi G_K z_K$ (предполагаем, что на колесе реализуется предельная сила по условию сцепления). Соответственно получаем теоретическую скорость движения V_T , соответствующую реальному значению частоты вращения колеса $\dot{\varphi}_K$, и теоретическое значение $\dot{\varphi}_K^T$, соответствующее реальной скорости движения автомобиля V_p . Тогда $S_s = (V_T - V_p) / V_T$.

Во второй главе также рассматриваются вопросы, связанные с моделированием показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности. В частности разработаны алгоритмы моделирования движения в ездовых циклах, в основу которых положены системы дифференциальных уравнений (1)-(4).

Третья глава посвящена разработке методики и проведению исследований по расчету оптимальных передаточных чисел и количества ступеней трансмиссии автомобиля.

При постановке задачи оптимизации передаточных чисел трансмиссии одним из основных вопросов является выбор критерия оптимальности. От критерия требуется, чтобы он как можно полнее характеризовал топливную экономичность и тягово-скоростные свойства автомобиля.

Из-за большого количества требований, которые предъявляются к топливной экономичности и тягово-скоростным свойствам,

расчет оптимальных передаточных чисел трансмиссии автомобиля предлагается рассматривать как задачу многокритериальной оптимизации.

В качестве частных критериев оптимальности берутся показатели, характеризующие топливную экономичность и тягово-скоростные свойства автомобиля. Для оценки топливной экономичности такими критериями являются: расход топлива в городских ездовых циклах, расход топлива в магистральном ездовом цикле, расход топлива при заданных установившихся скоростях движения автомобиля. Частными критериями тягово-скоростных свойств автомобиля являются: максимальный преодолеваемый подъем, максимальная скорость на горизонтальном участке пути, время разгона с места с переключением передач до заданных конечных скоростей разгона, время разгона с места с переключением передач на заданных мерных участках пути и другие.

Одновременно улучшать частные критерии топливной экономичности и тягово-скоростных свойств автомобиля в общем случае невозможно, так как многие частные критерии противоречат друг другу. Предлагается брать обобщенный критерий оптимальности, который представляет из себя комбинацию частных критериев оптимальности с соответствующими коэффициентами важности:

$$K(i_1^{TP}, \dots, i_B^{TP}) = \sum_{e_1=1}^{n_1} A_{e_1} Q_{e_1}(i_1^{TP}, \dots, i_B^{TP}) + \sum_{e_2=1}^{n_2} \gamma_{e_2}^V B_{e_2} G_{e_2}(i_1^{TP}, \dots, i_B^{TP}),$$

где Q_{e_1} , G_{e_2} — частные критерии оптимальности соответственно топливной экономичности и тягово-скоростных свойств;

$i_1^{TP}, \dots, i_B^{TP}$ — передаточные числа трансмиссии;

n_1 , n_2 — число частных критериев соответственно топливной экономичности и тягово-скоростных свойств автомобиля, принятых в рассмотрение при построении обобщенного критерия оптимальности;

A_{e_1} — весовые коэффициенты важности частных критериев топливной экономичности;

B_{e_2} — весовые коэффициенты важности частных критериев тягово-скоростных свойств;

$\gamma_{e_2}^V = 1$ — для частных критериев, которые необходимо минимизировать. В противном случае $\gamma_{e_2}^V = -1$.

При минимизации обобщенного критерия оптимальности необходимо вводить ограничения на частные критерии оптимальности,

т.е. задавать наихудшие, но еще приемлемые значения частных критериев оптимальности. На независимые переменные (передаточные числа трансмиссии) необходимо вводить ограничения в виде неравенств:

$$i_1^H \leq i_1^{TP} \leq i_1^B, \dots, i_B^H \leq i_B^{TP} \leq i_B^B.$$

Кроме того, в процессе оптимизации передаточных чисел трансмиссии автомобиля на ЭВМ необходимо контролировать выполненные соотношения: $i_1^{TP} > i_2^{TP} > \dots > i_B^{TP}$.

Для учета критериальных ограничений и ограничений на независимые переменные строятся штрафные функции, которые позволяют преобразовать исходную задачу с ограничениями в задачу без ограничений. Из обобщенного критерия оптимальности и штрафных функций предлагается строить новую функцию $H(i_1^{TP}, \dots, i_B^{TP})$ (целевая функция), в которой нарушение ограничений приводит к резкому росту этой функции.

В качестве оптимального решения принимаются передаточные числа, соответствующие минимуму целевой функции. Поиск минимума проводится методами нелинейного программирования.

Из множества частных критериев (в настоящее время реализовано 24 частных критерия) можно формировать различные обобщенные критерии оптимальности передаточных чисел трансмиссии в зависимости от требований, предъявляемых к топливной экономичности и тягово-скоростным свойствам проектируемого автомобиля. Для этого разработан пакет прикладных программ.

Искомые значения весовых коэффициентов важности рассматриваются как компоненты некоторого вектора: $\vec{d} = (d_1, \dots, d_m)$ (m — количество частных критериев, принятых в рассмотрение).

Проводится групповая экспертиза, в которой участвует n экспертов. По результатам проведенной экспертизы строится матрица экспертных оценок частных критериев оптимальности:

$$D = \begin{pmatrix} d_{11} & d_{12} & \dots & d_{1n} \\ d_{21} & d_{22} & \dots & d_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ d_{m1} & d_{m2} & \dots & d_{mn} \end{pmatrix},$$

где d_{ij} — экспертная оценка значения относительной важности i -го частного критерия, предложенная j -ым экспертом.

Вычисление вектора $\vec{d}$ (коэффициентов важности) для матрицы проводится по рекуррентным формулам:

$$\vec{d}_k = D^* D^T \vec{d}_{k-1} / c_k, \quad \vec{q} = D^T D^* \vec{q}_{k-1} / c_k,$$

где D^T - матрица, транспонированная по отношению к матрице D ;

$\vec{q} = (q_1, \dots, q_n)$ - вектор коэффициентов компетентности экспертов;

$$c_k = \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m d_{ij} \left(\sum_{e=1}^n d_{ie} q_e \right).$$

На первом шаге итерации ($k=1$) предполагается, что коэффициенты компетентности всех экспертов равны $1/n$, т.е. $\vec{q}_0 = (1/n, \dots, 1/n)$, а компоненты вектора $\vec{d}_0 = (d_1^0, \dots, d_m^0)$ определяются по формулам

$$d_i^0 = 1/n \sum_{j=1}^n d_{ij} \quad (i = \overline{1, m}).$$

По рассмотренному методу экспертных оценок проведено исследование для легкового автомобиля, и построен обобщенный критерий оптимальности топливной экономичности и тягово-скоростных свойств.

С целью выбора наиболее эффективного метода оптимизации для решения задачи оптимизации передаточных чисел трансмиссии было опробовано три метода нелинейного программирования, хорошо зарекомендовавших себя на практике и входящих в программное обеспечение ЭВМ типа ЕС (пакет научных программ): покоординатный и наискорейший спуски и квазиньютоновский.

Методы нелинейного программирования сводятся к построению минимизирующих последовательностей передаточных чисел трансмиссии:

$$i_m^{n+1} = i_m^n + L_{n+1} \Delta S_m^{n+1},$$

где ΔS_m^{n+1} - длина шага изменения передаточного числа m -ой передачи на $(n+1)$ -ой итерации поиска оптимального решения;

L_{n+1} - одномерный параметр учета знака и масштабирования шага поиска оптимального решения, влияющий на скорость сходимости и точность определения оптимальных передаточных чисел трансмиссии.

Задача определения оптимального числа ступеней трансмиссии неразрывна от задачи расчета оптимальных передаточных чисел. Однако решение этой задачи осложняет наличие целочисленной независимой переменной (число ступеней трансмиссии), влияющей на

количество независимых переменных. Упростить решение задачи можно, воспользовавшись принципом декомпозиции, позволяющим исходную задачу разложить на совокупность подзадач.

Предлагается проводить перебор целочисленной переменной, определяя (для каждого значения целочисленной переменной) оптимальные значения передаточных чисел трансмиссии по методике, рассмотренной выше и реализованной в виде пакета прикладных программ на ЭВМ. При решении каждой подзадачи получаем ряд оптимальных значений передаточных чисел трансмиссии и соответствующее минимальное значение обобщенного критерия оптимальности.

Решив все подзадачи, из множества минимальных значений обобщенного критерия оптимальности выбираем наименьшее. Число ступеней и передаточные числа трансмиссии, соответствующие наименьшему значению обобщенного критерия оптимальности, берутся в качестве оптимальных параметров. При этом необходимо учитывать, что с увеличением числа ступеней трансмиссии возрастает как стоимость коробки передач, так и сложность ее управления.

В данной главе представлены также результаты расчетного исследования влияния числа ступеней трансмиссии на топливно-скоростные показатели легкового автомобиля для различных типов рядов передаточных чисел (арифметический, геометрический и гармонический). Исследование проводилось для 3, 4, 5, 6 и 7-ми ступенчатых коробок передач (высшая передача прямая).

Расчеты показали, что топливно-скоростные показатели существенно зависят от времени переключения передач. Это справедливо для коробок передач с передаточными числами рассчитанными по любому из рассматриваемых законов. При этом с увеличением числа ступеней трансмиссии влияние времени переключения передач становится более ощутимым.

В четвертой главе доказывається адекватность математической модели реальному автомобилю.

Разработанная математическая модель реализована на ЭВМ. Поэтому применительно к данной работе более правильно говорить об адекватности не математической модели, а разработанных на ее основе программных средств.

Проверка адекватности разработанных программных средств проводилась методом сопоставления топливно-скоростных показателей проектируемого автомобиля ИЖ-2126 "Орбита" с данными,

полученными расчетным путем на ЭВМ.

Экспериментальные исследования скоростных свойств проведены с помощью "пятого" испытательного колеса "PEISELER R-S" (ФРГ). Для исследования топливной экономичности использован прибор "FLOWTRONIC 204" (Австрия).

По всем рассмотренным экспериментальным топливно-скоростным показателям погрешность расчета составила не более 5%. Поэтому сделан вывод о достаточно высокой степени адекватности разработанных программных средств, а следовательно и математической модели движению реального автомобиля.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ВЫВОДЫ

1. По настоящего времени практически отсутствует методика определения оптимальных значений параметров трансмиссии (передаточных чисел и количества ступеней), позволяющая при расчете этих конструктивных параметров одновременно учитывать топливную экономичность и тягово-скоростные свойства легкового автомобиля.

2. Разработанная в диссертации и реализованная в виде комплекса программных средств на ЭВМ методика позволяет определить значения указанных конструктивных параметров, обеспечивающих проектируемому автомобилю оптимальные показатели тягово-скоростных и топливно-экономических свойств.

3. Расчет оптимальных передаточных чисел и количества ступеней трансмиссии легкового автомобиля является задачей многокритериальной оптимизации для решения которой необходимо:

- обоснованно выбрать частные критерии оптимальности передаточных чисел трансмиссии, т.е. показатели топливной экономичности и тягово-скоростных свойств проектируемого автомобиля;

- провести анализ априорной информации для обоснования критериальных ограничений и ограничений на передаточные числа трансмиссии. Эти ограничения в процессе поиска оптимального решения необходимо учитывать методом штрафных функций;

- определить методом экспертных оценок весовые коэффициенты важности частных критериев оптимальности, принятых в рассмотрение при решении задачи;

- построить обобщенный критерий оптимальности (учитывающий одновременно топливную экономичность и тягово-скоростные свойства), который представляет собой свертку частных критериев, характеризующих с учетом весовых коэффициентов важности

топливную экономичность и тягово-скоростные свойства, и является нелинейной многоэкстремальной функцией передаточных чисел трансмиссии при фиксированных других конструктивных параметрах и характеристиках проектируемого автомобиля;

- обосновать выбор исходной точки поиска оптимального решения для гарантированного определения глобального экстремума обобщенного критерия оптимальности;

- провести расчет оптимальных передаточных чисел методами нелинейного программирования для различного количества ступеней трансмиссии с целью определения оптимальных значений указанных конструктивных параметров. При этом для легкового автомобиля при минимизации обобщенного критерия оптимальности наиболее эффективен градиентный метод поиска оптимального решения - метод наискорейшего спуска.

4. Разработанные математические модели, реализованные в виде комплекса программных средств на ЭВМ, позволяют проводить как расчет оптимальных параметров трансмиссии, так и исследование влияния различных конструктивных параметров и характеристик автомобиля и установленного на нем двигателя на топливную экономичность и тягово-скоростные свойства.

5. Разработанная методика оптимизации передаточных чисел и количества ступеней трансмиссии внедрена в практику проектирования и применяется при разработке новых и модернизации выпускаемых моделей автомобилей и мотоциклов на п.о. Ижмаш им. Д.Ф. Устинова, на Ульяновском автомобильном заводе, на Ковровском заводе им. В.А. Дегтярева и на Тульском машиностроительном заводе им. В.М. Яковлева. В частности для автомобиля ИЖ-2126 определены число передач и передаточные числа трансмиссии, которые позволяют улучшить топливную экономичность (ГОСТ 27059 - 86) более чем на 8,5% в сравнении с автомобилем с первоначально спроектированной трансмиссией. При этом скоростные свойства автомобиля практически сохраняются.

Список опубликованных работ по теме диссертации:

1. Кондрашкин А.С., Умняшкин В.А., Филькин Н.М. Пакет прикладных программ расчета оптимальных передаточных чисел трансмиссий транспортных средств // Автоматизированное проектирование в машиностроении: Тез. докл. Республ. науч.-техн. конф. - 1985 г. - Устинов, 1985. - С. 53-54.

2. Кондрашкин А.С., Умняшкин В.А., Филькин Н.М. Методика расчета передаточных чисел трансмиссии легкового автомобиля

// Автомобильная промышленность. - 1986. - № 2. - С. 16-17.

3. Кондрашкин А.С., Умняшкин В.А., Филькин Н.М. К вопросу о построении обобщенного критерия оптимальности при оптимизации передаточных чисел трансмиссии транспортного средства // Динамика и прочность автомобиля: Тез. докл. Второго Всесоюзного науч.-техн. совещания. - М., 1986. - С. 143-145.

4. Кондрашкин А.С., Умняшкин В.А., Филькин Н.М. Оптимизация параметров транспортных средств в условиях многокритериальности // Проблемы совершенствования автомобильной техники: Тез. докл. Всесоюзного семинара. - М., 1986. - С. 56-57.

5. Кондрашкин А.С., Умняшкин В.А., Филькин Н.М. Для улучшения топливно-скоростных показателей легкового автомобиля // Автомобильная промышленность. - 1987. - № 1. - С. 11-13.

6. Кондрашкин А.С., Умняшкин В.А., Филькин Н.М. Оптимизация числа ступеней трансмиссии легкового автомобиля // Автомобильная промышленность. - 1987. - № 12. - С. 16-17.

7. Филькин Н.М. Многокритериальный подход к оптимизации передаточных чисел трансмиссий транспортных средств // Автоматизированное проектирование элементов трансмиссий: Тез. докл. Респуб. науч.-техн. конф. - Ижевск, 1987. - С. 86-90.

8. Филькин Н.М. Система автоматизированного исследования и оптимизации топливной экономичности и тягово-скоростных свойств транспортных средств // Молодежь Удмуртии - ускорению науч.-техн. прогресса: Тез. докл. Республиканской науч.-практ. конференции. - Ижевск, 1987. - С. 116-117.

9. Кондрашкин А.С., Умняшкин В.А., Филькин Н.М. Оптимизация законов переключения передач // Автомобильная промышленность, - 1988. - № 10. - С. 19-20.

10. Филькин Н.М. Пакет прикладных программ расчета оптимальных законов переключения передач при разгоне транспортного средства с механической трансмиссией // Программно-методические и программно-технические комплексы САПР и АСПИ: Тез. докл. Респуб. науч.-техн. конф. - Ижевск, 1988. - С. 125-126.

11. Кондрашкин А.С., Филькин Н.М. К вопросу построения критерия оптимальности моментов переключения передач при разгоне АТС // ЭВМ в исследованиях работы АТС: Межвузовский сборник научных трудов. - М.: МИИ, 1988. - С. 41-44.

12. Кондрашкин А.С., Филькин Н.М. Расчет оптимальных моментов переключения передач при разгоне // ЭВМ в исследованиях работы АТС: Межвузовский сборник научных трудов. - М.: МИИ, 1988. - С. 45-48.