

На правах рукописи

Ган Роман Станиславович

Методика оценки тягово-динамических показателей
системы «водитель – автомобиль – окружающая среда»

Специальность 05.05.03 – «Колёсные и гусеничные машины»

Автореферат диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2003

Работа выполнена на кафедре колёсных и гусеничных машин Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор

Проскураков Владимир Борисович

Официальные оппоненты:

– засл. деятель науки РФ, доктор технических наук, профессор

Степанов Юрий Александрович

– кандидат технических наук

Дубинин Сергей Георгиевич

Ведущая организация – Открытое акционерное общество «Всероссийский научно-исследовательский институт транспортного машиностроения» (Санкт-Петербург)

Защита состоится 17 июня 2003 г. в 16 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.24 при Санкт-Петербургском государственном политехническом университете по адресу: 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, кор. I, ауд. 41.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке СПбГПУ.

Автореферат разослан «__» _____ 2003 г.

Учёный секретарь диссертационного совета

Смирнов В.Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В последние десятилетия мировые производители легковых автомобилей массового спроса столкнулись с довольно сложной дилеммой. С одной стороны, идёт постоянная борьба за повышение экономичности автомобиля. Необходимость снижения расхода топлива обусловлена целым рядом причин, среди которых – желание потребителя снизить расходы на эксплуатацию автомобиля, нестабильность цен на нефтяном рынке и обострившиеся экологические проблемы. С другой стороны, тот же потребитель традиционно предъявляет высокие требования к динамике автомобиля. Модели с хорошими разгонными характеристиками всегда пользуются большей популярностью.

Таким образом, при проектировании автомобиля одной из важнейших задач является выбор мощности двигателя и параметров трансмиссии, которые позволят добиться сочетания топливной экономичности с хорошими динамическими показателями машины. Учёт активной управляющей роли водителя при движении автомобиля является важным моментом при решении этой задачи. Такие аспекты, как контроль направления движения и торможение достаточно хорошо изучены и описаны в литературе. В то же время особенности управления при разгоне, связанные с воздействием на педаль акселератора и переключением передач, как правило, остаются за кадром. Стандартный тягово-динамический расчёт (ТДР) автомобиля не учитывает таких факторов, как неполная подача топлива и переключение на следующую передачу до достижения номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя n_N , в то время как в реальных условиях движения преобладают именно такие режимы разгона. Учёт этих обстоятельств, более глубокое исследование процесса разгона и совершенствование методов оценки тягово-динамических показателей автомобиля позволят более обоснованно выбирать двигатель, число ступеней и значения передаточных отношений трансмиссии при проектировании современных транспортных средств.

Цель диссертационного исследования – разработка и совершенствование

методов оценки тягово-динамических показателей системы «водитель – автомобиль – окружающая среда».

Задачи исследования:

- изучить особенности процесса управления автомобилем при разгоне, связанные с воздействием на педаль акселератора и переключением передач;
- проанализировать использование мощности двигателя при разгоне и при движении в городском цикле;
- опираясь на аналитический метод ТДР, ввести в него поправки, позволяющие учесть активную управляющую роль водителя в процессе разгона автомобиля;
- исследовать влияние особенностей выбора числа ступеней и значений передаточных отношений трансмиссии на динамические качества автомобиля.

В данном исследовании в качестве *объекта* рассматривается система «водитель – автомобиль – окружающая среда» и, в частности, особенности управления скоростью движения автомобиля при разгоне. Речь идёт в первую очередь о классе легковых автомобилей, поскольку именно для них динамические качества при разгоне являются одними из приоритетных показателей. Основной рассматриваемый режим движения – разгон на прямом горизонтальном участке дороги с асфальтобетонным покрытием с места до 60 км/ч и до 100 км/ч. Также рассматривается движение автомобиля в городском цикле.

Методы исследования включают в себя аналитическое решение дифференциального уравнения второго порядка, аппроксимацию экспериментально полученных данных аналитическими зависимостями по методу наименьших квадратов, методы математической статистики, динамическое моделирование, а также эксперимент, в ходе которого определяются динамические характеристики и управляющее воздействие при разгоне автомобиля.

Научная новизна диссертационной работы заключается в следующем:

- разработана методика ТДР автомобиля с учётом активной управляющей роли водителя в процессе разгона и динамическая модель, описывающая этот процесс;
- для оценки тягово-динамических характеристик автомобилей предложена диаграмма «удельная мощность – время разгона»;

- в результате экспериментальных исследований получены важные сведения о процессе разгона с учётом активной управляющей роли водителя;
- предложена аналитическая зависимость, описывающая влияние центробежных сил, действующих на вращающееся колесо, на коэффициент сопротивления качению при возрастании скорости, а также способ снижения сопротивления качению на высоких скоростях путём увеличения распределённой массы беговой дорожки шины;
- исследовано влияние значений передаточных отношений и числа ступеней трансмиссии на динамику разгона автомобиля; для проектирования трансмиссии сформулированы соответствующие рекомендации.

Достоверность и обоснованность положений, выводов и рекомендаций, содержащихся в работе, базируется на проведённых автором теоретических и экспериментальных исследованиях; использовании апробированных методов обработки результатов экспериментов, соответствующих законов математики и данных статистики, а также применении соответствующего программного обеспечения.

Теоретическая значимость работы заключается во введении в классическую теорию движения автомобиля методов, позволяющих учесть активную управляющую роль водителя при разгоне. Подходы, предложенные в работе, могут быть использованы при компьютерном моделировании системы «водитель – автомобиль – окружающая среда».

Практическая ценность работы. Разработанные методики и рекомендации позволят ещё на стадии проектирования автомобиля более обоснованно выбрать двигатель, число ступеней и значения передаточных отношений трансмиссии. Предложенная для трансмиссий с большим числом ступеней схема коробки передач с двумя режимами позволит в наибольшей степени реализовать динамические качества автомобиля, с одной стороны, и избежать частого переключения передач, с другой.

Методики расчётов, приведённые в работе, реализованы в виде программ для ЭВМ и динамических моделей. Результаты диссертационного исследования используются в учебном процессе и научно-исследовательской работе СПбГПУ

на кафедре колёсных и гусеничных машин. Основные результаты работы могут быть использованы при конструировании современных легковых автомобилей.

Научные результаты, выносимые на защиту:

- методика ТДР автомобиля с учётом активной управляющей роли водителя в процессе разгона;
- методика оценки тягово-динамических характеристик автомобиля с помощью диаграммы «удельная мощность – время разгона»;
- аналитическая зависимость, описывающая влияние центробежных сил, действующих на колесо автомобиля, на коэффициент сопротивления качению при увеличении скорости движения;
- рекомендации по выбору удельной мощности двигателя, значений передаточных отношений и числа ступеней трансмиссии легкового автомобиля.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на межвузовской научной конференции, проходившей в рамках XXX Юбилейной Недели науки СПбГТУ в 2001 г., на научно-технической конференции «Фундаментальные исследования в технических университетах» и межвузовской научной конференции в рамках XXXI Недели науки СПбГПУ в 2002 г. Также результаты работы докладывались на выступлениях в Санкт-Петербургском военно-транспортном университете железнодорожных войск РФ в 2002 г. и Военной академии тыла и транспорта в 2003 г.

Публикации. По теме диссертационного исследования опубликовано три статьи в ежемесячном научно-техническом журнале «Автомобильная промышленность» и электронном журнале «Исследовано в России», тезисы докладов на межвузовской научной конференции в рамках XXX Юбилейной Недели науки СПбГТУ в 2001 г. и научно-технической конференции «Фундаментальные исследования в технических университетах» в 2002 г.

Структура и объём диссертации. Текст диссертации состоит из введения, пяти глав основной части, заключения, библиографического списка и приложений. Объём основного текста составляет 124 страницы и содержит 26

рисунков, 19 таблиц и библиографический список из 89 наименований. Объём приложений – 58 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении анализируются проблемы, решению которых посвящена диссертационная работа, обосновывается актуальность темы, приводится краткое содержание глав основной части и основные результаты работы.

В первой главе вводятся основные показатели оценки тягово-динамических качеств транспортных средств. Определяются приоритетные динамические показатели для легковых автомобилей – максимальная скорость движения v_{\max} и время разгона до заданной скорости (чаще всего – до 100 км/ч T_{100} и до v_{\max} $T_{v_{\max}}$).

Анализируются существующие методы ТДР автомобиля, описанные в работах Е.А. Чудакова, Я.Е. Фаробина, Н.А. Забавникова, А.С. Антонова, Д.Е. Вохминова и др. – аналитический и графоаналитический. Рекомендуется для использования и применяется в дальнейшем первый метод, который позволяет, преобразуя дифференциальное уравнение прямолинейного движения машины $m\delta_{\text{вп}j} dv/dt = N_{\text{к}} - \sum N_{\text{R}}$, получить аналитическое выражение для времени разгона автомобиля на j -ой передаче:

$$t_j = m\delta_{\text{вп}j} \int_{v_{\text{н}j}}^{v_{\text{к}j}} \frac{v dv}{N_{\text{к}} - \sum N_{\text{R}}}, \quad (1)$$

где m – масса автомобиля, $\delta_{\text{вп}j}$ – коэффициент учёта вращающихся масс, $v_{\text{н}j}$ и $v_{\text{к}j}$ – начальная и конечная скорость разгона на j -ой передаче, $N_{\text{к}}$ – мощность, расходуемая на движение автомобиля, $\sum N_{\text{R}}$ – суммарная мощность сопротивления.

Анализируются возможности использования в качестве исходных данных для решения уравнения (1) зависимостей эффективной мощности N_e , момента двигателя M_e и динамического фактора D от частоты вращения коленчатого вала n . Рекомендуется проводить анализ с использованием мощности, поскольку это упрощает дальнейшее описание управляющей роли водителя при разгоне.

Проводится обзор описанных в отечественной и зарубежной литературе (А.А. Хачатуров, М. Беккер, Дж. Вонг и др.) исследований различных вариантов системы «водитель – автомобиль – дорога».

Предлагается обобщённый термин – система «водитель – автомобиль – окружающая среда», где в третью составляющую включается не только дорога и дорожное сопротивление, но также аэродинамическое сопротивление и другие условия движения, например, плотность транспортного потока.

Определяются аспекты управления, исследованные недостаточно, в частности, управление изменением скорости автомобиля при разгоне. Формулируются цель и задачи исследования, определяются объект и методы исследования.

Во второй главе сравниваются различные варианты аппроксимации внешней характеристики двигателя $N_e(n)$ аналитическими зависимостями, необходимой для нахождения времени разгона по формуле (1). Выбирается аппроксимация полиномом второго порядка вида $an^2 + bn + c$, которая обеспечивает достаточную точность во всём диапазоне изменения n для внешних характеристик различных автомобильных двигателей.

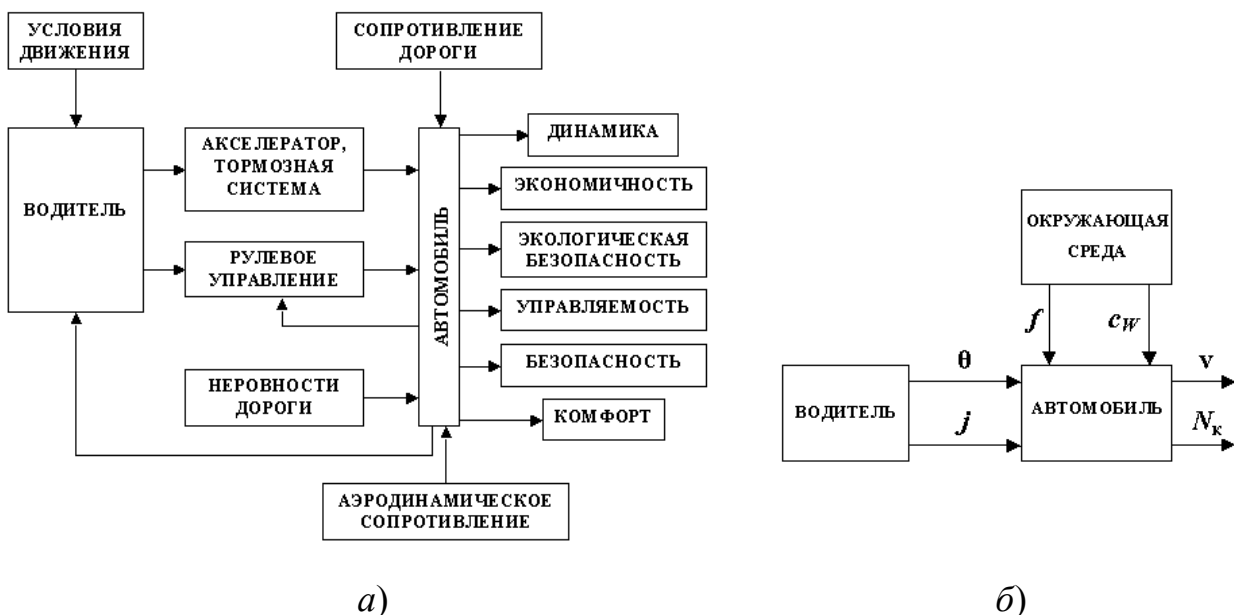


Рис.1. Система «водитель – автомобиль – окружающая среда»: *а* – общая схема; *б* – движение по прямому горизонтальному участку дороги (θ – угол положения дроссельной заслонки, j – номер передачи, f – коэффициент сопротивления качению, c_w – коэффициент сопротивления воздуха).

Предлагается аналитическая зависимость, описывающая изменение коэффициента сопротивления качению при возрастании скорости с учётом действия на вращающееся колесо центробежных сил, создающих дополнительное давление на поверхность дороги и уменьшающих пятно контакта: $f = f_1 \sqrt{p_0 r_k / (p_0 r_k + m_F v^2)}$, где f_1 – коэффициент сопротивления качению без учёта действия центробежных сил, p_0 – давление воздуха в шине, Па, r_k – радиус колеса, м, m_F – распределённая масса беговой дорожки шины (масса беговой дорожки шины, приходящаяся на единицу её поверхности), кг/м², v – скорость движения автомобиля, м/с. Исходя из этой зависимости, предлагается способ снижения сопротивления качению на высоких скоростях путём увеличения распределённой массы беговой дорожки шины.

Приводится алгоритм расчёта времени разгона до определённой скорости. В качестве исходных данных используется зависимость $N_e(n)$, которая аппроксимируется полиномом $N_e = a_N n^2 + b_N n + c_N$. Используя известное соотношение $v = \pi r_k n / (30 i_{трj})$, где $i_{трj}$ – передаточное число трансмиссии на j -ой передаче, и зная значения КПД моторной установки и трансмиссии $\eta_{мy}$ и $\eta_{тр}$, зависимость $N_e(n)$ преобразуется в зависимость $N_k(v)$ для каждой передачи: $N_k = a_{Nj} v^2 + b_{Nj} v + c_{Nj}$, где $a_{Nj} = 91,17 a_N \eta_{мy} \eta_{тр} i_{трj}^2 / r_k^2$, $b_{Nj} = 9,55 b_N \eta_{мy} \eta_{тр} i_{трj} / r_k$, $c_{Nj} = c_N \eta_{мy} \eta_{тр}$. Зависимость $\sum N_R(v)$ аппроксимируется полиномом второй степени $\sum N_R = a_R v^2 + b_R v + c_R$. Это необходимо для того, чтобы избавиться от слагаемого с третьей степенью скорости, описывающего мощность сопротивления воздуха и привести интеграл в формуле (1) к табличному виду. Формула для нахождения времени разгона на j -ой передаче получается при подстановке зависимостей $N_k(v)$ и $\sum N_R(v)$ в выражение (1):

$$t_j = m \delta_{впj} \int_{v_{hj}}^{v_{kj}} \frac{v dv}{a_j v^2 + b_j v + c_j} = \frac{m \delta_{впj}}{2a_j} \left(\ln |a_j v^2 + b_j v + c_j| - \frac{b}{\sqrt{\Delta_j}} \ln \left| \frac{2a_j v + b_j - \sqrt{\Delta_j}}{2a_j v + b_j + \sqrt{\Delta_j}} \right| \right) \Bigg|_{v_{hj}}^{v_{kj}}, \quad (2)$$

где $\Delta_j = b_j^2 - 4a_j c_j$, $a_j = a_{Nj} - a_R$, $b_j = b_{Nj} - b_R$, $c_j = c_{Nj} - c_R$.

Находя конечные скорости движения на каждой передаче по формуле $v_{kj} = \pi r_k n_N / (30 i_{трj})$, и принимая $v_{kj} = v_{н(j+1)}$, поскольку, как показывают расчёты и результаты эксперимента, снижением скорости за время переключения передач можно пренебречь, вычисляем время движения на каждой передаче. Запишем формулу для нахождения суммарного времени разгона автомобиля до определённой скорости:

$$T = \sum_{j=1}^p t_j + (n-1)t_{пер}, \quad (3)$$

где p – число передач, на которых осуществляется разгон, $t_{пер}$ – время, затрачиваемое на переключение передач.

В третьей главе в ТДР вводится коэффициент использования мощности C , который представляет собой отношение фактической мощности, расходуемой на движение автомобиля на данном режиме работы двигателя к базовой, определяемой по внешней характеристике стандартного двигателя. Значение $C = 0$ соответствует движению по инерции с двигателем, отключённым от ведущих колёс, $C = 1$ – внешней характеристике двигателя, $C < 1$ – частичным характеристикам, $C > 1$ – форсированию либо установке более мощного двигателя. С учётом C полином мощности на ведущих колёсах автомобиля для j -ой передачи примет вид $N_k = C a_{Nj} v^2 + C b_{Nj} v + C c_{Nj}$, а формула (2) –

$$t_j = \frac{m \delta_{впрj}}{2(C a_{Nj} - a_{Rj})} \left[\ln \left| (C a_{Nj} - a_{Rj}) v^2 + (C b_{Nj} - b_{Rj}) v + (C c_{Nj} - c_{Rj}) \right| - \frac{C b_{Nj} - b_{Rj}}{\sqrt{\Delta_j}} \ln \left| \frac{2(C a_{Nj} - a_{Rj}) v + (C b_{Nj} - b_{Rj}) - \sqrt{\Delta_j}}{2(C a_{Nj} - a_{Rj}) v + (C b_{Nj} - b_{Rj}) + \sqrt{\Delta_j}} \right| \right]_{v_{нj}}^{v_{кj}}, \quad (4)$$

где $\Delta_j = (C b_{Nj} - b_{Rj})^2 - 4(C c_{Nj} - c_{Rj}) \times (C a_{Nj} - a_{Rj})$. Теперь, задавая значения C , можно вычислить время разгона на каждой передаче и суммарное время разгона до определённой скорости при использовании режимов работы двигателя, отличных от режима с полной подачей топлива.

Далее на основании результатов эксперимента, в ходе которого измерялся угол открытия дроссельной заслонки θ , анализируется использование мощности при движении в городском цикле. Среднее значение θ в данном режиме движения составило 0,22 (полностью открытое положение дроссельной заслонки соответствует $\theta = 1$), что показывает, как далеки реальные режимы работы двигателя от его внешней характеристики.

Следующим этапом работы стал статистический анализ удельной мощности $N_{уд}$ (отношение N_e двигателя к снаряжённой массе автомобиля) и времени разгона до 100 км/ч T_{100} ста современных легковых автомобилей (рис.2). Математическое ожидание $N_{уд}$ составляет 78,6 Вт/кг, а T_{100} – 11,4 с. Точка с соответствующими координатами показана на диаграмме и характеризует среднестатистический современный легковой автомобиль. По результатам анализа в качестве диапазона наиболее распространённых удельных мощностей двигателей легковых автомобилей среднего класса можно назвать интервал [50 Вт/кг; 107 Вт/кг], в который попадает $N_{уд}$ 80% всех рассмотренных автомобилей.

Множество точек на диаграмме аппроксимируется гиперболой $T_{100}(N_{уд}) = (679,4 / N_{уд}) + 1,67$. Сходный характер имеет и зависимость $T_{100}(C)$, что позволяет с высокой степенью уверенности говорить о нелинейном характере

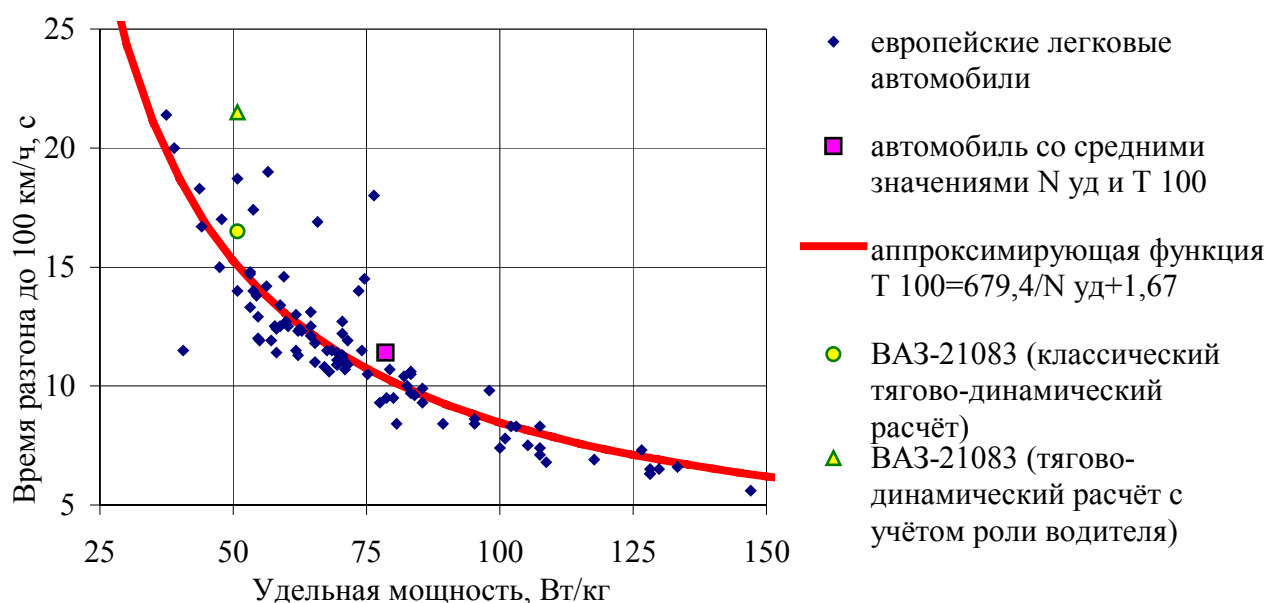


Рис.2 Диаграмма «удельная мощность – время разгона до 100 км/ч»

убывающей функции «время разгона – мощность двигателя». Это означает, что по мере возрастания $N_{уд}$ время разгона снижается всё менее интенсивно и может быть установлен предел, после которого увеличение $N_{уд}$ практически не имеет смысла. Этот предел будет различным для автомобилей разных классов. В общем случае на основании статистического анализа для автомобилей среднего класса можно рекомендовать верхний предел удельной мощности 110 Вт/кг. При полной массе автомобиля в 1500 кг это соответствует мощности двигателя 165 кВт, или 225 л. с.

Построены диаграммы «удельная мощность – время разгона до 100 км/ч» и «удельная мощность – удельный расход топлива (отношение расхода топлива в л/100 км к снаряжённой массе автомобиля)» для трёх групп легковых автомобилей –малого, среднего и большого класса. Диаграммы могут быть использованы для сравнения динамических качеств и показателей топливной экономичности уже существующих автомобилей, и при проектировании новых. С их помощью можно быстро, не производя расчёт, приблизительно оценить характеристики будущего автомобиля.

Для характеристики легковых автомобилей с точки зрения динамики разгона предлагается классификация по удельной мощности: с умеренными, высокими и особо высокими динамическими качествами – с удельной мощностью двигателя до 70 Вт/кг, от 70 до 110 Вт/кг и свыше 110 Вт/кг соответственно.

Четвёртая глава представляет собой отчёт о проведении экспериментальных исследований процесса разгона автомобиля ВАЗ-21083 с учётом управляющей роли водителя и анализ результатов, полученных в ходе эксперимента. Испытания проводились в режиме разгона автомобиля на прямом горизонтальном участке дороги с асфальтобетонным покрытием с места до 60 км/ч с использованием двух и трёх передач и до 100 км/ч с использованием трёх и четырёх передач (в интенсивном и плавном режиме). Было проведено десять заездов – по два заезда с одинаковыми условиями эксперимента. При этом датчики фиксировали изменение ускорения a и угла положения дроссельной заслонки θ во времени. В результате интегрирования

зависимости $a(t)$ получена зависимость $v(t)$ (рис.3). Анализируя эти зависимости, можно сделать некоторые важные выводы:

- изменение скорости при разгоне в пределах каждой передачи можно считать линейным, а ускорение, соответственно, постоянным;
- снижением скорости за время переключения передач можно пренебречь (на графике изменения скорости во времени отчётливо видны горизонтальные участки, соответствующие времени, затрачиваемому на переключение передач);
- конечные скорости разгона на каждой передаче ниже, чем скорости, соответствующие номинальным оборотам двигателя;
- при разгоне на каждой передаче двигатель работает при неполной подаче топлива ($C < 1$); чем выше передача, тем более полно используется мощность двигателя; управляющее воздействие водителя на педаль акселератора выглядит следующим образом: сначала подача топлива наращивается интенсивно, затем удерживается практически постоянной, затем происходит резкое снижение подачи топлива. Этот процесс можно описать серией прямоугольных импульсов, высота которых соответствует среднему C на участке, где он близок к постоянному, ширина – времени движения на передаче, а расстояние между соседними импульсами – времени переключения передач.

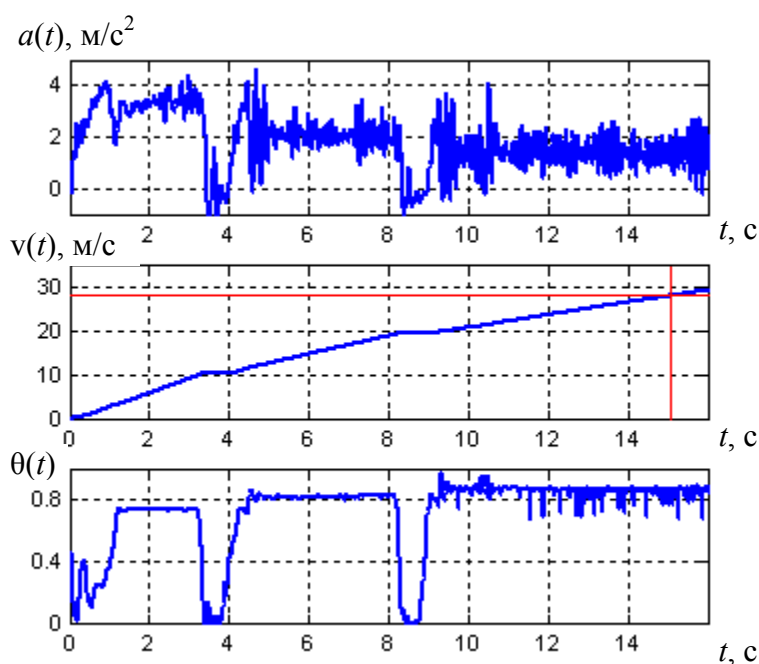


Рис.3. Экспериментально полученные зависимости $a(t)$, $v(t)$ и $\theta(t)$ для случая разгона до 100 км/ч с использованием трёх передач

Определив скорости переключения передач по зависимости $v(t)$ (рис.3), можно найти значения n , при которых осуществляются переключения передач в реальных условиях движения. Для случая интенсивного разгона до 100 км/ч на четырёх передачах эти значения составляют (в % от n_N) 90, 80 и 75 для переключения с первой передачи на вторую, со второй на третью и с третьей на четвёртую соответственно. Найдены средние значения C для передач с первой по четвёртую – 0,7, 0,8, 0,85, 0,9. В случае плавного разгона аналогичные значения составляют: n – 80, 75 и 70 % от n_N , C – 0,4, 0,45, 0,55, 0,6.

Используем полученные данные для нахождения T_{100} по формулам (3), (4). Сравнение полученного результата ($T_{100} = 21,5$ с) с результатом расчёта по внешней характеристике двигателя ($T_{100} = 16,5$ с, на 23 % ниже) показывает, что отличие реального режима управления от принимаемого в классическом ТДР сильно влияет на результаты расчёта.

В пятой главе рассматриваются вопросы выбора значений передаточных отношений и числа ступеней трансмиссии. В соответствии с существующими методами рекомендуется принимать передаточное отношение коробки передач (КП) на высшей передаче $i_{кпв} = 1$, определять передаточное отношение главной передачи $i_{гп}$ из условия достижения v_{max} при движении на прямой передаче, а $i_{кп1}$ – из условия преодоления необходимого подъёма или отсутствия буксования при трогании с места. Ряд передаточных чисел рекомендуется выполнять по геометрической прогрессии.

Проанализируем влияние особенностей выбора параметров трансмиссии на динамику разгона. В качестве расчётного режима выбирается разгон до 100 км/ч, а также до v_{max} , поскольку необходимо обеспечить высокие динамические качества во всём скоростном диапазоне автомобиля. Время разгона рассчитывается в соответствии с изложенной выше методикой для разного числа ступеней в КП p при разбиении диапазона передаточных чисел по геометрической и арифметической прогрессии. Во всех случаях при увеличении p до некоторого значения время разгона сокращается. При

дальнейшем росте p время, затрачиваемое на переключение передач, начинает превалировать над выигрышем во времени разгона за счёт введения дополнительных ступеней. Анализ результатов расчёта показывает, что увеличение p в области значений $p > 4$ не приводит к значительному улучшению динамических показателей автомобиля. Так, в случае с геометрической прогрессией, $T_{v \max}$ при разбиении диапазона $i_{\text{тр}}$ на шесть ступеней ниже $T_{v \max}$ при разбиении на три ступени лишь на 4 %. Из этого можно сделать вывод о том, что для большинства легковых автомобилей малого и среднего класса введение дополнительных ступеней трансмиссии из соображений повышения динамических качеств практически не имеет смысла.

Сравнивая результаты расчёта при разбиении диапазона передаточных чисел по геометрической и арифметической прогрессии, отметим, что оба варианта позволяют получить близкие значения времени разгона (расхождение результатов не превышает 2 %). Из этого можно сделать важный вывод о том, что характер разбиения диапазона передаточных чисел, т.е. ряд, в соответствии с которым выбираются значения $i_{\text{кп}j}$, не оказывает заметного влияния на динамику разгона автомобиля, и при проектировании КП вполне допустимы отступления от геометрической прогрессии. В то же время расчёты показывают, что выбор $i_{\text{гп}}$, $i_{\text{кп}1}$ и $i_{\text{кп}n}$ может сильно повлиять на динамические качества автомобиля. Таким образом, принципиально важным является выбор границ диапазона $i_{\text{тр}}$, а характер разбиения внутри этого диапазона может варьироваться, исходя из конструктивных соображений.

В практике автомобилестроения встречаются конструкции КП, где диапазон от низшей передачи до прямой разбит на пять ступеней. Такие КП устанавливаются на автомобили с высокими $N_{\text{уд}}$ и v_{max} , например, *Ferrari 360 Modena* ($N_{\text{уд}} = 173$ Вт/кг, $v_{\text{max}} = 295$ км/ч). Для автомобилей данного класса предлагается вариант конструктивного исполнения КП с двумя «регистрами». Диапазон передаточных отношений разбивается на пять ступеней. В «верхнем регистре» используются все ступени, что позволяет в наибольшей степени реализовать динамические качества автомобиля. В

«нижнем регистре» используются только нечётные ступени. Динамика разгона в этом случае будет ниже, однако водитель будет избавлен от необходимости частого переключения передач, скажем, при движении в городском цикле. При этом важно, чтобы в обоих «регистрах» последовательное переключение передач происходило по одной и той же схеме, а переключение «регистров» осуществлялось независимо от переключения передач, скажем, смещением рычага коробки в вертикальном направлении. Это позволит сделать алгоритм переключения скоростей при разгоне простым и удобным для водителя.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. На основе аналитического метода ТДР с использованием в качестве исходных данных зависимости $N_e(n)$ разработан метод ТДР с учётом активной управляющей роли водителя. Введение в расчёт коэффициента использования мощности C позволяет учесть режимы работы двигателя с частичной подачей топлива. Скорости v_H и v_K предлагается вычислять, исходя из того, что в реальных условиях движения переключения передач, как правило, осуществляются при частоте вращения коленчатого вала $n < n_N$.
2. Предложена аналитическая зависимость, описывающая изменение коэффициента сопротивления качению при возрастании скорости с учётом действия на вращающееся колесо центробежных сил, и способ снижения сопротивления качению на высоких скоростях путём увеличения распределённой массы беговой дорожки шины.
3. В результате статистического анализа ста современных легковых автомобилей найдены мат. ожидание $N_{уд}$ и T_{100} (78,6 Вт/кг и 11,4 с соответственно) и диапазон наиболее распространённых $N_{уд}$ для легковых автомобилей – [50 Вт/кг; 107 Вт/кг]. Эти показатели могут быть использованы при выборе двигателя на стадии проектирования автомобиля.
4. Для оценки динамических качеств и показателей топливной экономичности автомобилей предложены диаграммы «удельная мощность – время разгона до 100 км/ч» и «удельная мощность – удельный расход топлива».

5. Показано, что зависимость $T_{100}(N_{уд})$ представляет собой нелинейную убывающую функцию, что говорит о существовании разумного предела $N_{уд}$, после которого дальнейшее её увеличение становится неэффективным. Для автомобилей среднего класса приводится рекомендуемый верхний предел $N_{уд\max} = 110$ Вт/кг, что при полной массе автомобиля в 1500 кг соответствует мощности двигателя в 165 кВт, или 225 л. с.

6. В результате экспериментальных исследований процесса разгона установлено, что изменение скорости при разгоне в пределах каждой передачи можно считать линейным, ускорение – постоянным, а потерей скорости при переключении передач можно пренебречь.

7. Проанализировано влияние способа разбиения диапазона передаточных отношений и числа ступеней трансмиссии на динамику разгона автомобиля. Установлено, что увеличение числа ступеней в области $p > 4$ и способ разбиения (ряд, в соответствии с которым выбираются $i_{кпj}$) не оказывают заметного влияния на динамические качества автомобиля, тогда как выбор $i_{гп}$, $i_{кп I}$ и $i_{кп V}$ серьёзно влияет на динамику разгона. Таким образом, принципиально важным является выбор границ диапазона передаточных отношений, а характер разбиения внутри этого диапазона может варьироваться, исходя из конструктивных соображений.

8. Предложен вариант исполнения коробки передач с большим числом ступеней, позволяющий избежать частого переключения передач при движении в городском цикле. Данная схема предполагает возможность использования коробки передач в двух режимах. В первом режиме используются все ступени, а во втором передачи включаются через одну.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ

1. Ган Р.С., Проскуряков В.Б. Анализ процесса управляемого разгона автомобиля. Электронный журнал «Исследовано в России», 4, стр. 35-40, 2003.
<http://zhurnal.ape.relarn.ru/articles/2003/004.pdf>
2. Ган Р.С., Проскуряков В.Б. Влияние особенностей выбора параметров трансмиссии на динамику разгона автомобиля. Электронный журнал «Исследовано в России», 5, стр. 41-46, 2003.
<http://zhurnal.ape.relarn.ru/articles/2003/005.pdf>
3. Ган Р.С., Проскуряков В.Б. Динамические качества автомобиля и мощность двигателя// Автомобильная промышленность. – 2002. – № 8. – С.14–15
4. Ган Р.С., Проскуряков В.Б. Статистический анализ мощности двигателей современных легковых автомобилей// XXX Юбилейная неделя науки СПбГТУ: Материалы межвузовской научной конференции. Тез. докл. – Санкт-Петербург, 2002. – С.38–40
5. Ган Р.С., Проскуряков В.Б., Семёнов А.Г. Влияние динамического коэффициента сопротивления качению на разгон автомобиля// Фундаментальные исследования в технических университетах: Материалы научно-технической конференции. Тез. докл. – Санкт-Петербург, 2002.