

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 621.431

Моделирование работы двигателя при движении колесного транспортного средства по ездовому циклу

Ф.Б. Барченко, А.В. Сячинов, И.Д. Шишко

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

Simulation of the operation of a wheeled vehicle engine in a driving cycle

F.B. Barchenko, A.V. Syachinov, I.D. Shishko

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1



e-mail: barchenco@mail.ru

i Один из наиболее важных вопросов совершенствования двигателей — улучшение экологических параметров. Современные требования к двигателям легковых автомобилей заставляют проводить их испытания в нестационарных условиях, максимально приближенных к условиям эксплуатации. Удобным и эффективным средством совершенствования старых и создания новых образцов техники является математическое моделирование. Большинство программ для расчета рабочего процесса моделируют работу в стационарных условиях. Архитектура и ограничения программ, позволяющих рассчитывать переходные и неустановившиеся режимы работы, не дают возможности вносить новые алгоритмы и методики расчета в разработанные комплексы. Решением проблемы в такой ситуации может быть разработка собственной программы, моделирующей совместную работу двигателя и автомобиля. В статье приводится разработанная математическая модель многоцилиндрового двигателя, трансмиссии и автомобиля, которая позволяет проводить расчет неустановившихся режимов работы двигателя. В настоящее время разработанная математическая модель не позволяет проводить расчет вредных выбросов двигателя. Данная задача будет решена в будущем. Предложенная математическая модель отражает взаимосвязь моделей двигателя и автомобиля и позволяет корректно рассчитывать частоту вращения коленчатого вала двигателя легкового автомобиля при движении по стандартному ездовому испытательному циклу.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, неустановившиеся режимы, трансмиссия, ездовой цикл.

i One of the most important tasks of engine development is improving its environmental parameters. Modern requirements for passenger car engines enforce testing in transient conditions as close as possible to the operating conditions. Mathematical modeling of reciprocating internal combustion engines is a convenient and effective means of improving the old and creating new models of engines. Most programs can only simulate the steady-state operation of the engine. The architecture and limitations of the programs to calculate transient

operating conditions make it impossible to introduce new algorithms and calculation methods in the codes. The solution to this problem may be the development of own program, which simulates a joint operation of the engine and the vehicle. The article describes a mathematical model for simulation of multi-cylinder engine, transmission and vehicle, which allows calculating transient cycles of engine operation. At present, the developed mathematical model does not allow calculating the emission of harmful engine emissions. This problem will be solved in the future. The presented mathematical model reflects the relationship between the engine and vehicle models, and the ability to correctly calculate the speed of the engine crankshaft when the vehicle is tested in a standard driving cycle.

Keywords: internal combustion engine, transient cycle, simulation, vehicle, driving cycle.

Современные и перспективные экологические требования для двигателей легковых автомобилей нормируют вредные выбросы в суммарном показателе г/км, полученном при движении автомобиля по нормированному (нестационарному) ездовому циклу. При таком подходе к сертификации расчет вредных выбросов с отработавшими газами на стационарном режиме работы двигателя дает общее представление об «экологическом потенциале» двигателя, но не дает представления о действительном количестве вредных выбросов во время сертификационных испытаний. Единственный в данном случае обоснованный путь расчета — это моделирование нестационарных режимов работы двигателя в составе транспортного средства с одновременным расчетом вредных выбросов.

Суммируя мгновенные выбросы, можно рассчитать нормируемые выбросы в граммах на километр пути после моделирования движения автомобиля по ездовому циклу.

Крупные иностранные исследовательские центры AVL, RICARDO имеют в своем распоряжении подобные программы: AVL-CRUISE, RICARDO-IGNITE [1]. Данные программы могут рассчитывать динамику движения и располагают различными моделями автомобилей: моноприводными и полноприводными, с гибридной силовой установкой, а также моделью двухколесного транспортного средства. Для расчета поведения таких транспортных средств разработаны модели двигателя, колес, тормоза, сцепления (в том числе автоматического), гидротрансформатора, коробки перемены передач,

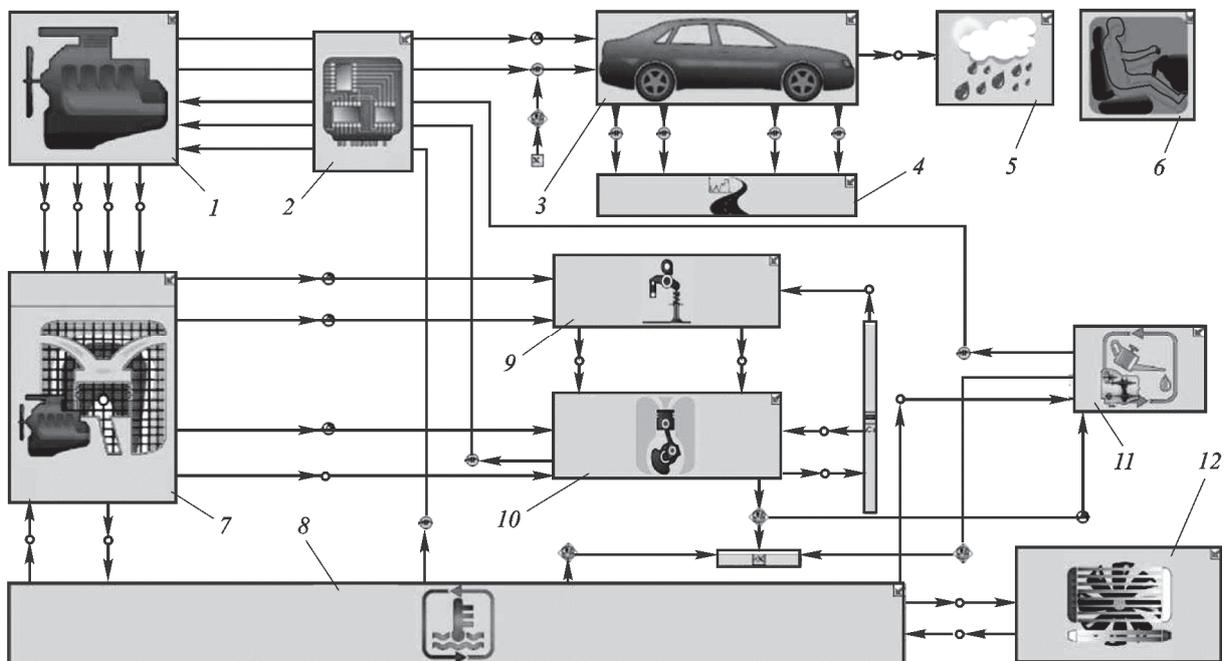


Рис. 1. Модель транспортного средства в программе GT-SUITE:

1 — модель рабочего процесса двигателя; 2 — блок управления двигателем; 3 — модель автомобиля; 4 — опорная поверхность и ездовой цикл; 5 — окружающая среда; 6 — модель поведения водителя; 7 — тепловая модель двигателя; 8 — система охлаждения; 9 — система смазки механизма газораспределения; 10 — система смазки коленчатого вала; 11 — модель масла трансмиссии; 12 — модель радиатора

главной передачи, дифференциала, генератора, электродвигателя, аккумулятора, системы обработки отработавших газов, вариатора, раздаточной коробки, блока управления трансмиссией, а также модель поведения водителя (определяет моменты переключения передач, реакцию на изменения внешних условий) и модель условий окружающей среды и опорной поверхности.

Компания Gamma-Technologies непрерывно совершенствует аналогичный программный комплекс GT-SUITE [2], который направлен на полное моделирование работы автомобиля даже с учетом вспомогательных систем, создающих комфорт в автомобиле (рис. 1).

В программы GT-SUITE, AVL-CRUISE, RICARDO-IGNITE [3] для расчета двигателя входят: полуэмпирические модели сгорания и теплообмена; расчет теплового состояния цилиндро-поршневой группы (ЦПГ); нестационарные модели течения газа во впускной и выпускной системах; модели вспомогательных систем (смазки и охлаждения, включающие радиаторы, насосы, элементы регулирования).

Для моделирования автомобиля разработано несколько моделей, однако без системы управления данные модели были бы не полными. Поэтому в этих программах используются как «встроенные» системы управления, так и возможность подключения программных комплексов типа SIMULINK для моделирования поведения системы управления.

Цель работы — создание математической модели двигателя, работающего на переходных и неуставившихся режимах в составе колесного транспортного средства.

Рабочий процесс в программах моделирования рассчитывается с помощью термодинамических одно- и двухзонных моделей, а тепловыделение и теплообмен — по известным полуэмпирическим формулам. Система уравнений, позволяющая определить параметры состояния газа в цилиндре двигателя, может быть представлена в следующем виде (рис. 2):

$$C_v G \frac{dT}{dt} = C_{pIN} T_{IN} \frac{dG_{IN}}{dt} + C_{pEX} T_{EX} \frac{dG_{EX}}{dt} + \alpha_w (T - T_w) A_w + Hu \cdot q_{ц} \frac{dx}{dt} - C_v T \frac{dG}{dt} - \frac{GRT}{V} \frac{dV}{dt};$$

$$\frac{dG}{dt} = \sum_{i=1}^n \left[\frac{dG_{IN}}{dt} \right]_i + \sum_{j=1}^m \left[\frac{dG_{EX}}{dt} \right]_j;$$

$$pV = GRT,$$

где C_v — изохорная теплоемкость, Дж/(кг·К); G — масса газа в цилиндре, кг; T — температура газа в цилиндре, К; C_{pIN} — изобарная теплоемкость газа, прошедшего через впускные органы, Дж/(кг·К); T_{IN} — температура газа, прошедшего через впускные органы, К; dG_{IN}/dt — расход газа через впускные органы, кг/с; C_{pEX} — изобарная теплоемкость газа, прошедшего через выпускные органы, Дж/(кг·К); T_{EX} — температура газа, прошедшего через выпускные органы, К; dG_{EX}/dt — расход газа через выпускные органы, кг/с; α_w — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² К); T_w — температура (эквивалентная) стенок цилиндра, К; A_w — площадь теплообмена, м²; Hu — низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг; $q_{ц}$ — цикловая подача топлива, кг; dx/dt — скорость тепловыделения, с⁻¹; dG/dt — изменение

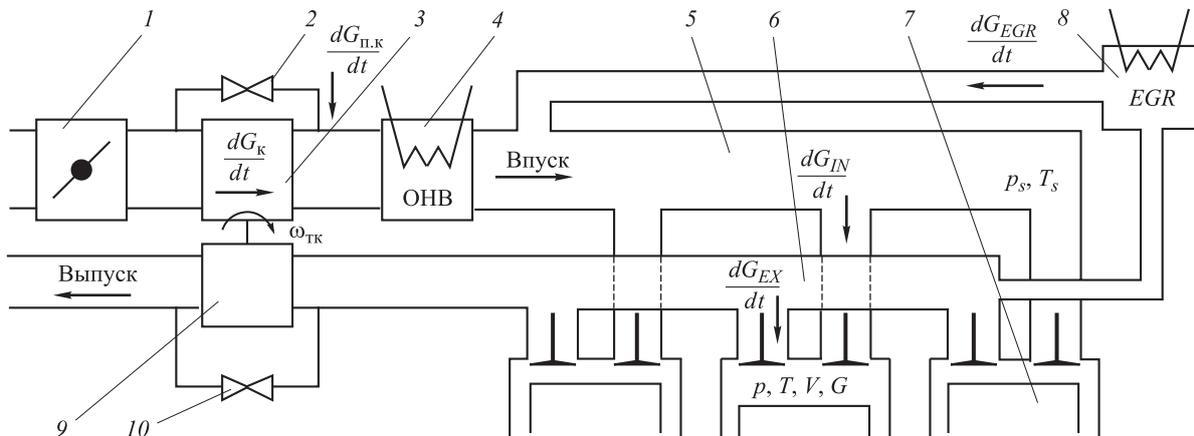


Рис. 2. Расчетная схема параметров состояния газа в цилиндрах двигателя, во впускной и выпускной системах:

- 1 — дроссельная заслонка; 2 — клапан перепуска компрессора; 3 — компрессор; 4 — охладитель наддувочного воздуха;
- 5 — впускной коллектор; 6 — выпускной коллектор; 7 — цилиндр; 8 — система рециркуляции отработавших газов;
- 9 — турбина; 10 — клапан перепуска отработавших газов мимо турбины

массы газа в цилиндре, кг/с; R — газовая постоянная, Дж/(кг·К); V — текущий объем цилиндра, м³; dV/dt — скорость изменения объема цилиндра, м³/с; i — номер впускного органа цилиндра; n — количество впускных органов цилиндра; j — номер выпускного органа; m — количество выпускных органов цилиндра; p — давление газа в цилиндре, Па.

Систему дифференциальных уравнений для определения параметров состояния газа во впускной системе можно представить в следующем виде:

$$C_{v_s} G_s \frac{dT_s}{dt} = - \sum_{ic=1}^{nc} \left[C_{pIN} T_{IN} \frac{dG_{IN}}{dt} \right]_{ic} + C_{pк} T_k \frac{dG_k}{dt} + C_{pEGR} T_{EGR} \frac{dG_{EGR}}{dt} + C_{pп.к} T_{п.к} \frac{dG_{п.к}}{dt} + \alpha_{W_s} (T_s - T_{W_s}) A_{W_s} - C_{v_s} T_s \frac{dG_s}{dt}; \quad (1)$$

$$\frac{dG_s}{dt} = - \sum_{ic=1}^{nc} \left\{ \sum_{i=1}^n \left[\frac{dG_{IN}}{dt} \right]_{i} \right\}_{ic} + \frac{dG_{EGR}}{dt} + \frac{dG_{п.к}}{dt} + \frac{dG_k}{dt};$$

$$p_s V_s = G_s R_s T_s,$$

где C_{v_s} — кажущаяся теплоемкость газа во впускном коллекторе, Дж/(кг·К); G_s — масса газа во впускном коллекторе, кг; T_s — температура газа во впускном коллекторе, К; ic — номер цилиндра; nc — количество цилиндров; $C_{pк}$ — изобарная теплоемкость газа после компрессора, Дж/(кг·К); T_k — температура газа после компрессора, К; dG_k/dt — расход газа через компрессор, кг/с; C_{pEGR} — изобарная теплоемкость газа, прошедшего через систему рециркуляции, Дж/(кг·К); T_{EGR} — температура газа, прошедшего систему рециркуляции, К; dG_{EGR}/dt — расход газа, прошедшего через систему рециркуляции, кг/с; $C_{pп.к}$ — изобарная теплоемкость газа, прошедшего через перепускной клапан компрессора, Дж/(кг·К); $T_{п.к}$ — температура газа, прошедшего через перепускной клапан компрессора, К; $dG_{п.к}/dt$ — расход газа через клапан сброса избыточного давления, кг/с; α_{W_s} — коэффициент теплоотдачи во впускной системе, Вт/(м²·К); T_{W_s} — температура (эквивалентная) стенок впускного коллектора, К; A_{W_s} — площадь теплообмена во впускном коллекторе, м²; p_s — давление во впускном коллекторе, Па; V_s — объем впускного коллектора, м³; R_s — газовая постоянная во впускном коллекторе, Дж/(кг·К).

Система дифференциальных уравнений впускного коллектора аналогична системе (1).

Большинство современных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) имеют систему турбонаддува. Параметры системы наддува оказывают значительное влияние на эффективные показатели двигателя (особенно на неустановившихся режимах работы двигателя), поэтому необходимо проводить моделирование нестационарной работы турбокомпрессора.

Для увеличения скорости расчета процессов в цилиндре поршневого двигателя работу турбины и компрессора моделируют по их характеристикам $\pi(G, n)$, $\eta(G, n)$, где π — степень повышения давления в компрессоре/степень расширения в турбине; η — КПД компрессора/турбины; G — расход газа; n — частота вращения рабочего колеса.

В связи с тем, что характеристики компрессора зависят от частоты вращения ротора турбокомпрессора (ТК), необходимо рассчитать его динамику. Для этого используют уравнение динамики вращательного движения твердого тела:

$$I_{TK} \frac{d\omega_{TK}}{dt} = M_T + M_{\text{э}} - M_k - M_{\text{мех}},$$

где I_{TK} — момент инерции ротора ТК, кг·м²; ω_{TK} — угловая скорость вращения ротора ТК, с⁻¹; M_T — крутящий момент турбины, Н·м; $M_{\text{э}}$ — крутящий момент электродвигателя, Н·м; M_k — момент сопротивления компрессора, Н·м; $M_{\text{мех}}$ — момент сопротивления механических потерь, Н·м.

Крутящий момент турбины и компрессора определяют по следующим формулам:

$$M_T = \frac{N_T}{\omega_{TK}};$$

$$M_k = \frac{N_k}{\omega_{TK}}.$$

Здесь N_T — мощность турбины, Вт; N_k — мощность компрессора, Вт.

Мощность турбины в соответствии с рис. 3, а

$$N_T = G_T \frac{1}{k_T - 1} R_T T_T \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{(k_T - 1)/k_T} \right] \eta_T,$$

где k_T — показатель адиабаты газа, расширяющегося в турбине; η_T — КПД турбины; R_T — газовая постоянная газа, расширяющегося в турбине, Дж/(кг·К); T_T — температура газа перед турбиной, К; π_T — степень расширения газа в турбине; G_T — расход газа через турбину, кг/с.

Мощность компрессора в соответствии с рис. 3, б

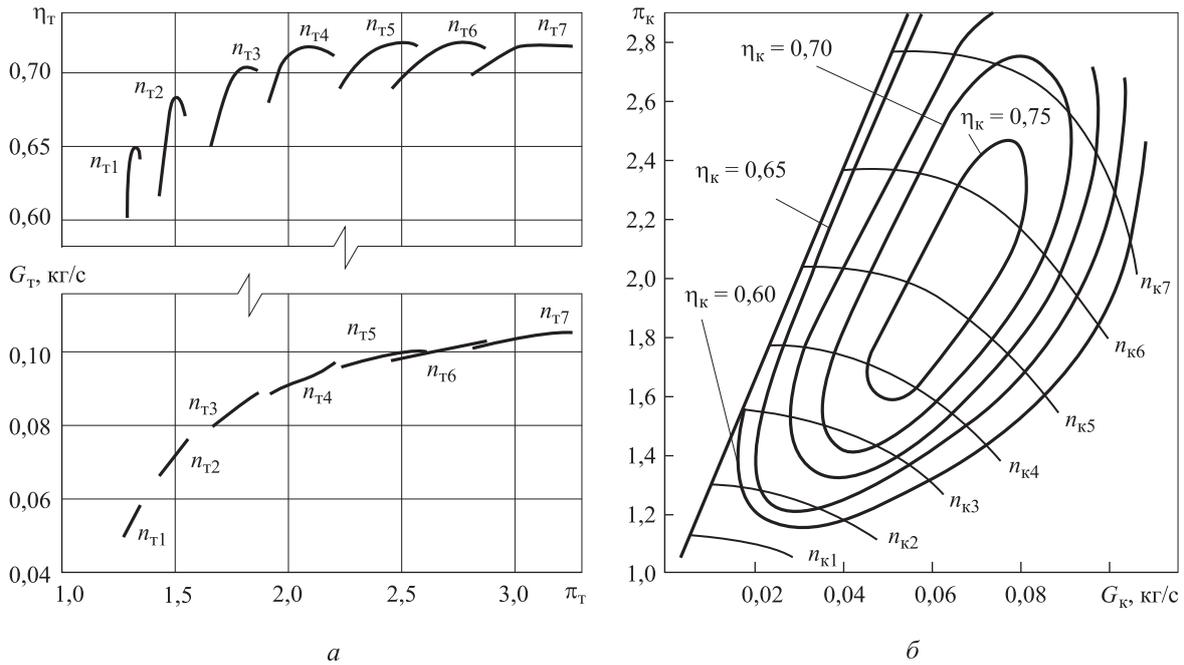


Рис. 3. Типичные характеристики:
 а — турбины; б — компрессора при атмосферном давлении и температуре 293 К; $n_{т1}-n_{т7}$ — изотахи турбины; $n_{к1}-n_{к7}$ — изотахи компрессора; η_k — КПД компрессора

$$N_k = \frac{G_k}{\eta_k} \frac{1}{k-1} RT_0 \left[\pi_k^{(k-1)/k} - 1 \right],$$

где R — газовая постоянная сжимаемого в компрессоре газа, Дж/(кг·К); η_k — КПД компрессора; T_0 — температура газа перед турбиной, К; π_k — степень повышения давления в компрессоре; G_k — расход газа через компрессор, кг/с; k — показатель адиабаты сжатия в компрессоре.

Сгорание рассчитывают по полуэмпирической формуле И.И. Вибера, а коэффициенты изменяются в соответствии с режимом по эмпирическим соотношениям Г. Вошни.

Тепловое состояние двигателя оказывает существенное влияние на его рабочий процесс. Для определения температур деталей двигателя необходимо решить уравнение теплопроводности. В двигателестроении для этого, как правило, используют метод конечных элементов. Данный метод требует много времени и большой вычислительной мощности, но обеспечивает высокую точность распределения температур по камере сгорания двигателя [4]. Однако такая точность для моделирования рабочего процесса зачастую не требуется. Поэтому при моделировании двигателя на нестационарных режимах работы в составе транспортного средства тепловое состояние моделируют в виде сетевой модели, которая и была реализована в программе.

Для моделирования работы двигателя в составе автомобиля необходима математическая

модель динамики автомобиля, учитывающая работу сцепления, коробки передач и сцепление колес с опорной поверхностью.

Согласно правилам [5], испытания автомобиля проводят на горизонтальной дороге по заданной циклограмме движения автомобиля, что позволяет существенно упростить математическую модель динамики автомобиля, расчетная схема которой представлена на рис. 4.

Приведем краткий обзор соответствующих математических моделей, на основе анализа которых была составлена модель взаимодействия автомобиля и работы элементов трансмиссии, использованные в программе расчета.

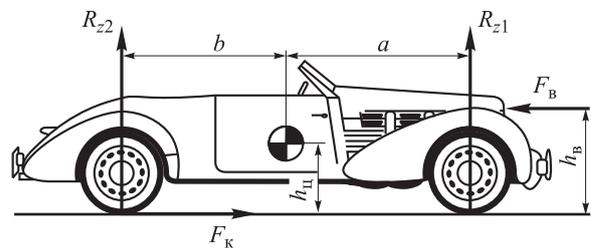


Рис. 4. Расчетная схема автомобиля:
 R_{z1}, R_{z2} — реакции опорной поверхности на переднюю и заднюю оси; F_k — сила тяги колеса; F_B — сила сопротивления воздуха; a — расстояние от центра масс до передней оси; b — расстояние от центра масс до задней оси; h_B — расстояние от опорной поверхности до центра приложения силы сопротивления воздуха; $h_ц$ — расстояние от центра масс до опорной поверхности

В работе [6] предложена математическая модель трансмиссии автомобиля в виде трех независимых систем уравнений, использование которых зависит от режима движения транспортного средства. В модели учитываются жесткость валов трансмиссии и демпфирование ее элементов.

В начальный момент времени автомобиль стоит на месте. От двигателя на маховик передается крутящий момент T_e , который обеспечивает его вращение, сцепление выключено (рис. 5, а). При постепенном отпуске педали сцепления маховик и ведомый диск сцепления приводятся в соприкосновение. Момент от двигателя передается трансмиссии, приводя во вращение ведомый диск сцепления. При этом детали трансмиссии закручиваются на некоторый угол, определяемый их жесткостью. Когда угол достигает критического значения, соответствующего или большего, чем момент покоя T_c на колесах, автомобиль трогается с места и система переходит в следующее состояние — автомобиль начинает движение. Однако скорость вращения маховика двигателя и

ведомого диска сцепления не равны (рис. 5, б). Во время процесса включения сцепления частота вращения двигателя падает. Если она достигает критического минимума, то двигатель останавливается («глохнет»).

В процессе включения сцепления при достаточном крутящем моменте на коленчатом валу двигатель не заглохнет, а частоты вращения маховика двигателя и ведомого диска сцепления постепенно выравниваются, муфта сцепления замкнется и система перейдет в третье состояние — движение с некоторой скоростью, пропорциональной частоте вращения коленчатого вала. При этом предполагается, что проскальзывание колес отсутствует (рис. 5, в).

В работе [7] приведены модели трансмиссии для исследования динамической нагруженности трансмиссии (рис. 5, д). Работа двигателя моделируется только по внешней скоростной характеристике, а закрутка валов трансмиссии рассматривается аналогично [6].

Модель трансмиссии, предложенная в [6], обладает избыточной точностью из-за наличия

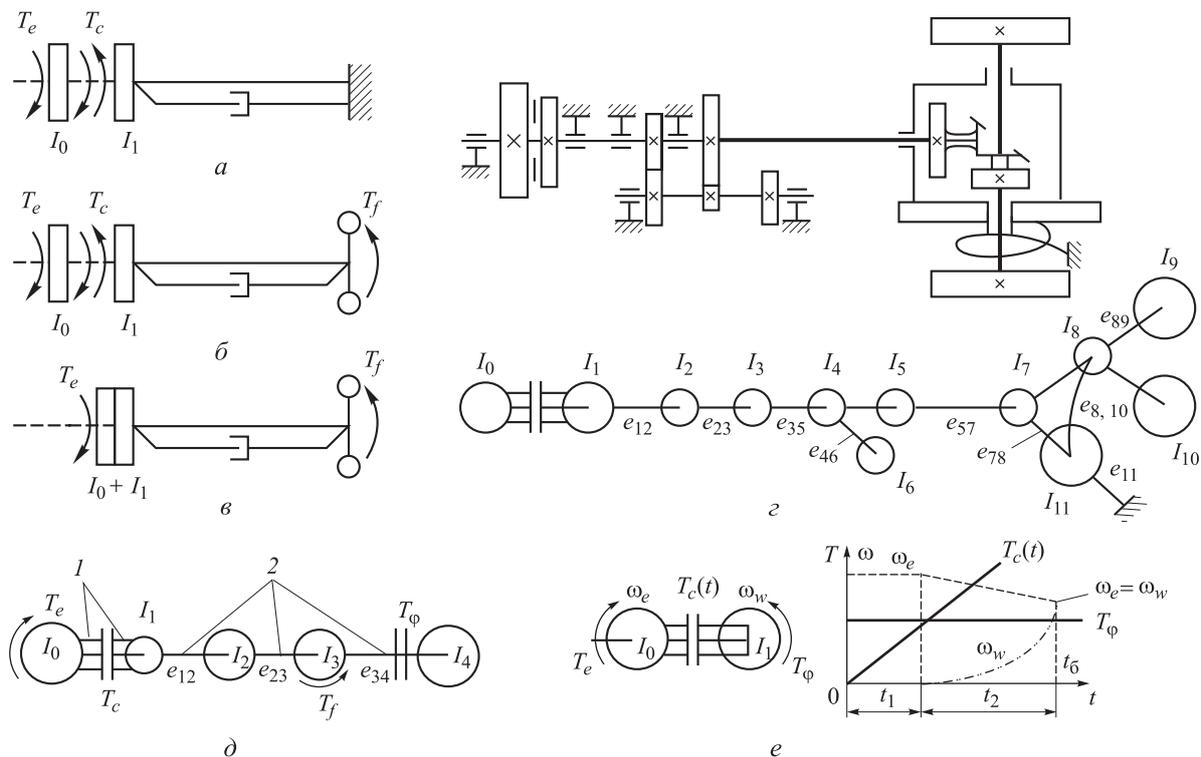


Рис. 5. Модели трансмиссии:

а — неподвижное состояние автомобиля; б — начало работы сцепления; в — полное включение сцепления; г — механическая модель и ее динамическая система; д — динамическая схема для расчета максимальных нагрузок; е — модель трансмиссии при расчете нагруженности сцепления; 1 — жесткие связи; 2 — упругие связи, обладающие податливостями: e_{12} , e_{23} , e_{35} , e_{34} , e_{46} , e_{57} ; e_{78} , e_{89} , $e_{8,10}$, e_{11} ; I_0 – I_{11} — моменты инерции элементов трансмиссии; T_e — крутящий момент двигателя; T_c — момент на сцеплении; T_ϕ — момент сцепления между колесом и поверхностью; ω_e — угловая скорость коленчатого вала; ω_w — угловая скорость вращения ведущего колеса; t_6 — время блокировки сцепления

скручивания валов трансмиссии и демпфирования, так как для моделирования рабочего процесса двигателя это не нужно, а задача определения нагрузок в трансмиссии не стоит. Такой упрощенный подход при моделировании трансмиссии описан и в работе [7], и его применяют при оценке нагруженности сцепления. При этом используется более упрощенная модель трансмиссии (см. рис. 5, в), а работа сцепления моделируется зависимостью момента, передаваемого сцеплением от времени:

$$T_c(t) = T_{c \max} (1 - e^{-3t/t_6}), \quad (2)$$

где $T_{c \max}$ — статический момент полностью включенного сцепления; t_6 — время блокировки сцепления, минимальное время $t_6 = 0,01 \dots 0,03$ с.

Для расчета статического момента полностью включенного автомобильного сцепления рекомендуют следующую формулу [7]:

$$T_{c \max} = \beta_c T_{e \max}.$$

Здесь β_c — коэффициент запаса сцепления, $\beta_c = 1,2 \dots 3,0$; $T_{e \max}$ — максимальный крутящий момент двигателя, Н·м.

В разработанной авторами данной статьи математической модели использован набор систем уравнений, описывающих различные стадии движения автомобиля и работы сцепления [6]. Однако жесткость валов не учитывается так же как в [7]. В математическую модель автомобиля с трансмиссией входят следующие подмодели: жестких связей между элементами трансмиссии; сцепления; различных режимов движения автомобиля; буксования колеса [8]. Расчетная схема трансмиссии автомобиля приведена на рис. 6.

Математическая модель, описывающая динамику двигателя, трансмиссии и автомобиля представляет собой набор систем уравнений, аналогичных представленным в работе [6]. Критерием «переключения» с одной модели на другую является равенство угловых скоростей в процессе соединения элементов системы, а в случае разъединения элементов системы — превышение передаваемого момента над предельным моментом сцепления. В таблице приведены номера моделей с указанием включения сцепления в текущий момент. Для пояснения общего принципа построения моделей приведем пример построения двух моделей: модель № 1 — все элементы системы разъединены (все

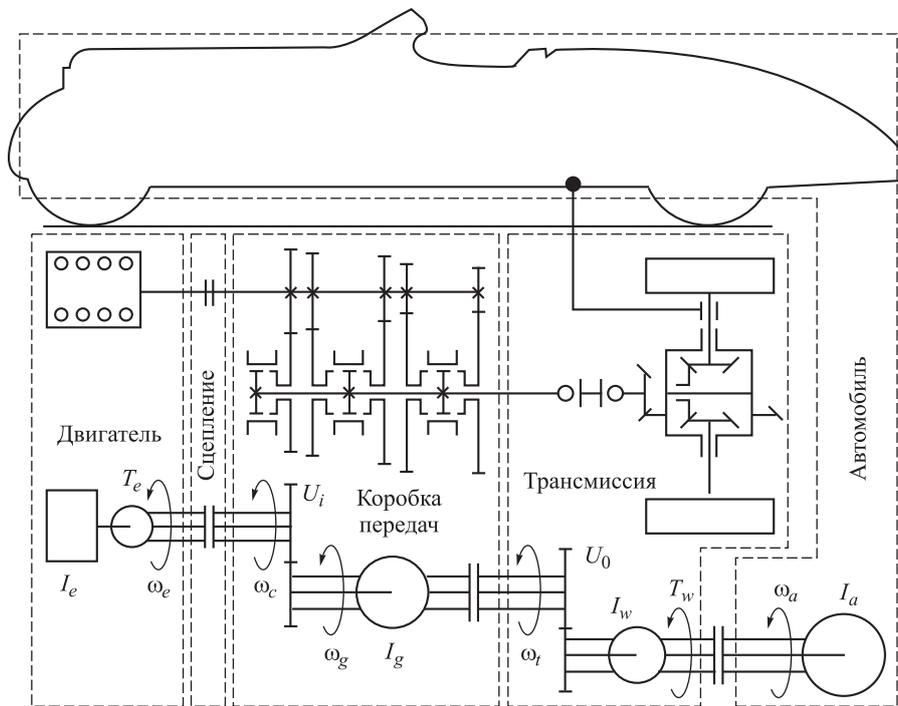


Рис. 6. Расчетная схема трансмиссии автомобиля:

T_e — крутящий момент двигателя; T_w — момент сцепления между колесом и опорной поверхностью; U_i, U_0 — передаточное отношение коробки передач и главной пары; I_e, I_g, I_w, I_a — моменты инерции: двигателя совместно со сцеплением, первичного вала коробки передач, ведущих колес и автомобиля соответственно; $\omega_e, \omega_c, \omega_g, \omega_w, \omega_a$ — угловые скорости вращения: коленчатого вала, ведомого диска сцепления, первичного вала коробки передач, ведущего колеса автомобиля (ведущего колеса без проскальзывания)

Модели расчета трансмиссий

Номер модели	Сцепление между двигателем и коробкой передач	Сцепление в коробке передач	Сцепление между опорной поверхностью и колесом
1	Выключено	Выключено	Выключено
2	Включено	»	»
3	Выключено	Включено	»
4	»	Выключено	Включено
5	»	Включено	»
6	Включено	Выключено	»
7	»	Включено	Выключено
8	»	»	Включено

сцепления выключены); модель № 2 — сцепление между двигателем и коробкой передач включено, а остальные — выключены.

Модель № 1 описывает режим работы, когда все элементы силовой установки разъединены между собой или происходит их соединение/разъединение (например, процесс включения сцепления), т. е.

$$J_e \frac{d\omega_e}{dt} = T_e - T_c;$$

$$J_g \frac{d\omega_g}{dt} = T_c - T_g;$$

$$\omega_g = \frac{\omega_e}{u_i};$$

$$J_w \frac{d\omega_w}{dt} = T_g - T_w - T_f;$$

$$J_a \frac{d\omega_a}{dt} = T_f.$$

Крутящий момент на коленчатом валу T_e рассчитывают с помощью предложенной выше математической модели двигателя. Момент на сцеплении T_c и момент в коробке перемены передач T_g определяют по формуле (2). Момент сопротивления качению

$$T_f = R_{z2} f r,$$

где R_{z2} — реакция опоры ведущей (задней) оси; f — коэффициент сопротивления качению колеса; r — радиус оси вращения колеса до опорной поверхности.

Момент сцепления между колесом и опорной поверхностью [8]

$$T_w = R_{z2} \varphi r.$$

Здесь φ — коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью, зависящий от относительной скорости скольжения λ (рис. 7, а),

$$\lambda = 1 - \frac{v_k}{v_{k0}},$$

где v_k — действительная скорость оси колеса (рис. 7, б); v_{k0} — теоретическая скорость колеса (без проскальзывания).

Характерные значения максимального коэффициента сцепления φ_{\max} в зависимости от типа покрытия дороги приведены ниже [8]:

Покрывание	Значение
Сухой асфальт и бетон	0,70–0,80
Мокрый асфальт	0,45–0,60
Мокрый бетон	0,60–0,70
Грунт:	
сухой	0,40–0,60
мокрый	0,20–0,40
Уплотненный снег	0,15–0,20
Лед	0,07–0,15

Модель № 2 описывает режим работы, когда сцепление между двигателем и коробкой передач включено полностью, а остальные элементы трансмиссии автомобиля разъединены. В этом случае система уравнений имеет вид

$$(I_e + I_c + I_g u_i^2) \frac{d\omega_e}{dt} = T_e - T_g;$$

$$\omega_e = \omega_c;$$

$$\omega_g = \frac{\omega_e}{u_i};$$

$$I_w \frac{d\omega_w}{dt} = T_g - T_w - T_f;$$

$$I_a \frac{d\omega_a}{dt} = T_f.$$

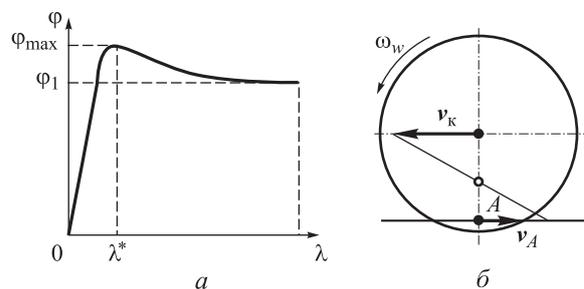


Рис. 7. Характерный вид коэффициента сцепления φ колеса от относительной скорости скольжения λ (а) и расчетная схема движения колеса (б):

φ_{\max} — максимальный коэффициент продольного сцепления колеса с опорной поверхностью;
 φ_1 — коэффициент продольного сцепления колеса с опорной поверхностью в случае полного скольжения;
 λ^* — относительная скорость скольжения при максимальном коэффициенте сцепления

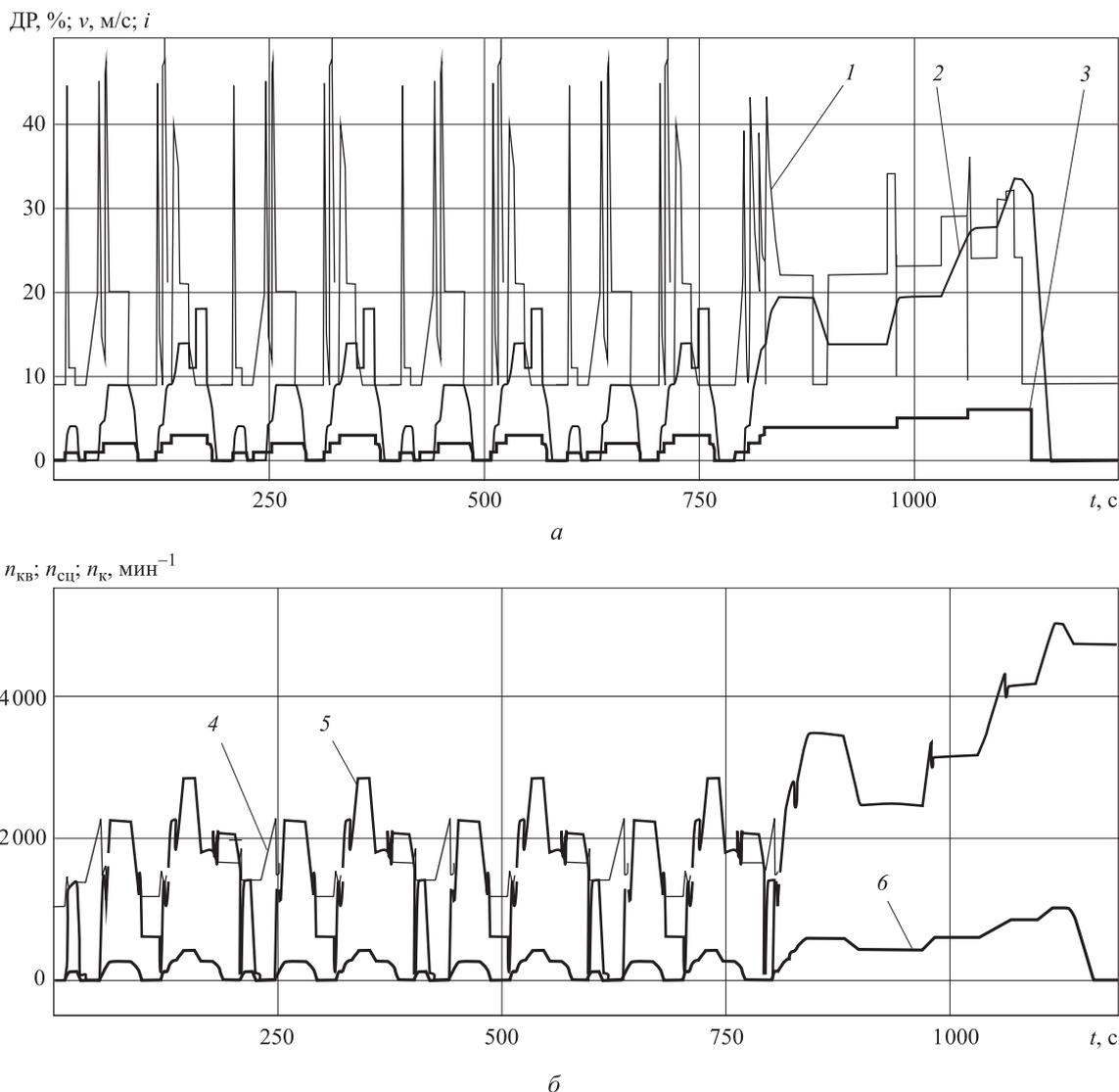


Рис. 8. Параметры автомобиля при моделировании:
 а — исходные данные для моделирования ездового цикла; б — результаты моделирования: 1 — положение педали акселератора (ДР); 2 — скорость автомобиля v ; 3 — выбранная передача i ; 4 — частота вращения коленчатого вала $n_{кв}$; 5 — частота вращения ведомого диска сцепления $n_{сц}$; 6 — частота вращения ведущего колеса $n_{к}$

В настоящее время ведется отладка и доработка программы модели автомобиля. Разработанная математическая модель и программа моделирования работы двигателя в составе силовой установки транспортного средства позволяют рассчитывать динамику движения автомобиля с учетом режима работы двигателя, поведения водителя и внешних условий, что дает возможность точнее оценить наиболее частые режимы работы двигателя в составе транспортного средства, расход топлива, а также вредные выбросы в ездовом цикле.

В качестве тестов программы проводили расчет работы двигателя с рабочим объемом 1,5 л, мощностью 58 кВт в составе легкового автомобиля массой 980 кг при движении по

испытательному циклу [4]. Зависимости изменения параметров управления автомобилем от скорости (положение педали акселератора и выбранной передачи) приведены на рис. 8, а. На рис. 8, б видно, что при переключении передач и несвоевременном уменьшении подачи топлива происходит быстрое увеличение частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Результаты совместного моделирования динамики двигателя и автомобиля следует считать удовлетворительными: разработанная модель корректно реагирует на работу сцепления при переключении передач и на изменение положения педали акселератора.

Относительная продолжительность работы двигателя $T_{\text{реж}}$ на режиме, определяемом поло-

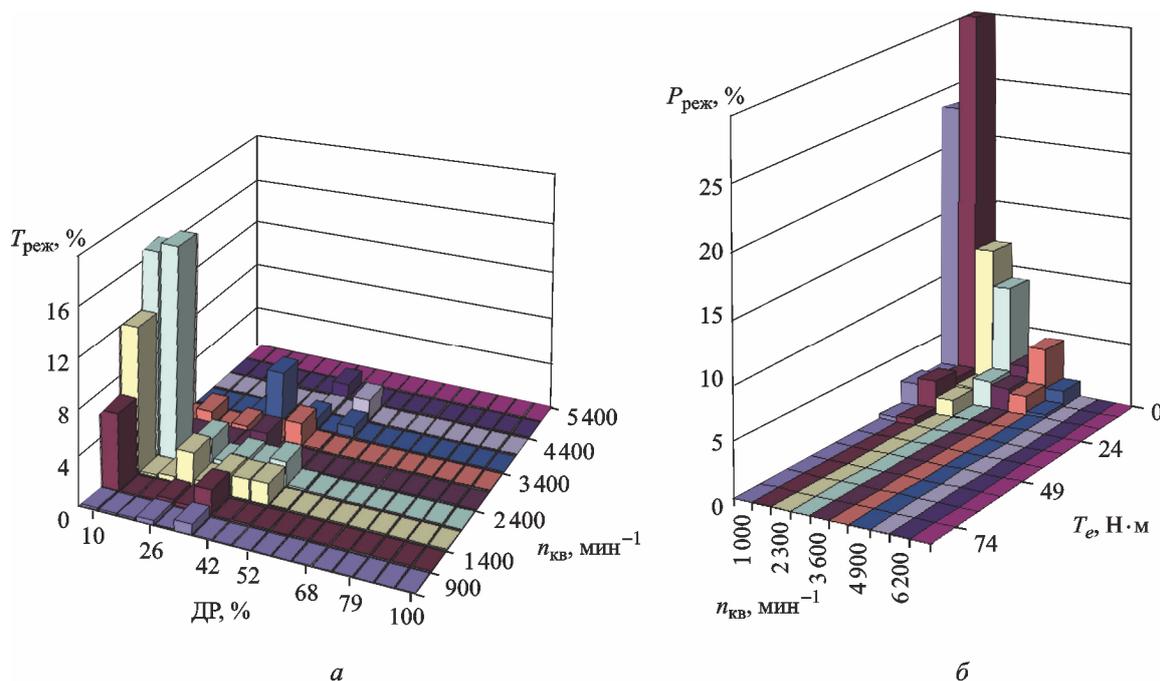


Рис. 9. Гистограмма распределения режимов работы двигателя в составе силовой установки транспортного средства в зависимости:
 а — от частоты вращения коленчатого вала и положения педали акселератора; б — крутящего момента на коленчатом валу двигателя
 (полноцветную версию см. <http://www.izvuzmash.bmstu.ru>)

жением педали акселератора и частотой вращения коленчатого вала, а также относительная продолжительность работы двигателя $P_{\text{реж}}$ на режиме, определяемом крутящим моментом на коленчатом валу двигателя и частотой вращения коленчатого вала, представлены на рис. 9.

Таким образом, разработана математическая модель двигателя, позволяющая рассчитывать неустановившиеся и переходные режимы его работы.

В модели учтены основные параметры автомобиля: передаточные отношения трансмиссии, время срабатывания сцепления и т. д.

Выводы

1. Проведенные тестовые расчеты режимов работы двигателя легкового автомобиля без наддува при его движении по ездовому циклу ECE R15 показали адекватность математической модели.

2. Отсутствие в настоящее время экспериментальных данных по совместной динамике работы двигателя и движения автомобиля не дают провести идентификацию математической модели и оценить точность расчетов.

Литература

- [1] AVL-CRUISE. URL: <http://www.avl.com/web/ast/cruise> (дата обращения 15 марта 2015).
- [2] Gamma-Technologies. GT-SUITE. URL: http://www.gtisoft.com/applications/a_SiL_HiL_real_time.php (дата обращения 5 марта 2015).
- [3] RICARDO-IGNITE. URL: <http://www.ricardo.com/en-GB/What-we-do/Software/Products/IGNITE/> (дата обращения 1 марта 2015).
- [4] Regulated emissions of a Euro 5 passenger car measured over different driving cycles. URL: <http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2010/wp29grpe/WLTP-DHC-04-03e.pdf> (дата обращения 15 февраля 2015).
- [5] Myagkov L.L., Strizhov E.E., Malastovsii N.S. Modeling of the thermal state of the diesel cylinder cover with allowance for liquid flow in the cooling cavity. *Heat Transfer Research*, 2008, vol. 39, iss. 8, pp. 685–694.

- [6] Курц В.В., Ануфриев И.Е. *Моделирование сцепления автомобиля в транспортных тренажерах*. URL: <http://matlab.ru/upload/resources/EDU%20Conf/pp%20381-396%20Kurts.pdf> (дата обращения 14 марта 2015).
- [7] Гришкевич А.И., ред. *Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия*. Минск, Высшая школа, 1985. 240 с.
- [8] Тарасик В.П. *Теория движения автомобиля*. Санкт-Петербург, БХВ-Петербург, 2006. 478 с.

References

- [1] AVL-CRUISE. Available at: <https://www.avl.com/web/ast/cruise> (accessed 15 March 2015).
- [2] Gamma-Technologies. *GT-SUITE*. Available at: http://www.gtisoft.com/applications/a_SiL_HiL_real_time.php (accessed 5 March 2015).
- [3] RICARDO-IGNITE. Available at: <http://www.ricardo.com/en-GB/What-we-do/Software/Products/IGNITE/> (accessed 1 March 2015).
- [4] *Regulated emissions of a Euro 5 passenger car measured over different driving cycles*. Available at: <http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2010/wp29grpe/WLTP-DHC-04-03e.pdf> (accessed 15 February 2015).
- [5] Myagkov L.L., Strizhov E.E., Malastovsii N.S. Modeling of the thermal state of the diesel cylinder cover with allowance for liquid flow in the cooling cavity. *Heat Transfer Research*, 2008, vol. 39, iss. 8, pp. 685–694.
- [6] Kurts V.V., Anufriev I.E. *Modelirovanie stsepleniia avtomobilia v transportnykh trenazherakh* [Simulation of coupling vehicle traffic simulators]. Available at: <http://matlab.ru/upload/resources/EDU%20Conf/pp%20381-396%20Kurts.pdf> (accessed 14 March 2015).
- [7] Grishkevich A.I., red. *Avtomobili. Konstruktsiia, konstruirovaniie i raschet. Transmissiia* [Cars. Design, construction and calculation. Transmission.]. Минск, Vysheishaia shkola publ., 1985. 240 p.
- [8] Tarasik V.P. *Teoriia dvizheniia avtomobilia* [Theory of driving]. Sankt-Peterburg, BKhV-Peterburg publ., 2006. 478 p.

Статья поступила в редакцию 31.03.2015

Информация об авторах

БАРЧЕНКО Филипп Борисович (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: barchenco@mail.ru).

СЯЧИНОВ Александр Васильевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

ШИШКО Игорь Дмитриевич (Москва) — зав. лабораторией кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Information about the authors

BARCHENKO Filipp Borisovich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Piston Engines. BMSTU (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: barchenco@mail.ru).

SYACHINOV Alexander Vasilyevich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Piston Engines. BMSTU (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).

SHISHKO Igor Dmitrievich (Moscow) — Head of Laboratory, Department of Piston Engines. BMSTU (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).