

5. Особенности влияния форма камеры сгорания оказывает на основной период тепловыделения, в том числе на локальные значения температуры максимальное давление сгорания и тепловые потери.

6. Оптимизация геометрии камеры сгорания позволяет снижать выбросы токсичных компонентов  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$  и  $\text{CH}$ , а также межцикловую неравномерность работы газового двигателя с искровым воспламенением.

7. Методика проведенного расчетного исследования, достоверность которого подтверждена экспериментально, позволяет прогнозировать развитие процессов сгорания и образования вредных веществ, и оценить важнейшие показатели работы при внесении изменений в конструкцию газового двигателя, не прибегая к дорогостоящим стендовым испытаниям различных вариантов.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Johansson B. and Olsson K. Combustion Chambers for Natural Gas Spark Ignition Engines. Part1: Fluid flow and Combustion. SAE 950469. — Pp.1—12.
2. Olsson K. and Johansson B. Combustion Chambers for Natural Gas Spark Ignition Engines. Part2: Combustion and Emission. SAE 950517. — Pp.1—13.
3. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals, Mc Graw Hill, New York, 1988.
4. Lancaster D. R., Krieges R.B., Sorenson S. C., Hull W.L. Effects of Turbulence on Spark Ignition Engine Combustion, SAE 760160.
5. Kevin D. Beaty, Rolf Egnell and Mats Ekelund. Development of a low Emission Volvo 9.GL Natural Gas fueled Bus Engine. SAE Technical Paper Series, 921554. — Pp 1—12.
6. Einewall P., Johansson B. Combustion Chamber for Supercharged Natural Gas Engines, SAE Technical Paper Series, 970221. — Pp.33—58.
7. Beroun S. and Martins J. The Development of Gas Engines for Buses and Trucks and Emission and Cycle Variability Characteristics. SAE Technical Paper Series. 2001-01-0144, pp. 1—9.
8. Evans R. L., Blaszczyk J. and Matys P. An Experimental and Numerical Study of Combustion Chamber Design for Lean-Burn Natural Gas Engines, SAE Technical Paper Series, 961672.

621.436

### МЕТОДИКА РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ КИНЕТИКИ СГОРАНИЯ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА В ПОРШНЕВЫХ ДВС

Асп. А. С. СЕРЕГИН

*Представлен метод расчёта процесса сгорания газообразного топлива в поршневых двигателях. При расчете рабочего процесса применена многозонная модель. Разработана модель расчета распространения фронта пламени в камере сгорания поршневого двигателя с искровым зажиганием. Полученные зависимости используются для расчёта концентраций токсичных компонентов в отработавших газах двигателя на различных режимах его работы.*

*This article represents the combustion analysis in reciprocating engines working on fuelled gas. For the purpose of calculation of working processes the multizone model was applied. Also a model of flame spread over the engine with spark ignition cable was designed. Final dependencies can be used for density calculation of toxic components in burnt gases of reciprocating engines under various power conditions.*

Моделирование кинетики сгорания позволяет определить содержание токсичных компонентов в отработавших газах ДВС. На данный момент существует ряд детальных

кинетических механизмов [1, 2, 6—12], подробно описывающих высокотемпературное окисление легких углеводородов. При расчете состава продуктов сгорания необходимо с достоверной точностью задавать термодинамические параметры рабочего тела, такие как давление и температура газовой смеси. Таким образом, задача по определению концентраций токсичных компонентов в выхлопных газах поршневых ДВС состоит из двух этапов: расчетно-теоретического исследования рабочего процесса и моделирования высокотемпературных реакций окисления топлива.

Для расчета рабочего процесса двигателя с искровым зажиганием можно применить двухзонную или многозонную модели. В обоих случаях будет получен удовлетворительный результат, причем использование двухзонной модели значительно упростит алгоритм расчетной программы. Однако использование модели рабочего процесса совместно с моделью образования токсичных компонентов, использующей уравнения химической кинетики, заставляет нас применить именно многозонную модель. Это объясняется тем, что реакции образования оксидов азота неравновесны, концентрации реагирующих компонентов зависят от времени. Таким образом, рассчитать концентрации оксидов азота в сгоревшей зоне при использовании двухзонной модели не представляется возможным, так как объем этой зоны и масса реагирующих компонентов изменяются в течение цикла. Применив многозонную модель, можно найти концентрацию любого реагирующего компонента в конкретной зоне в любой момент времени при условии, что перемешивание и теплообмен между зонами отсутствуют.

Нами использована многозонная модель. Камера сгорания разделена на конечное число зон. Механизм представления рабочего объема цилиндра в виде конечного числа зон (контрольных объемов) основан на расчете распространения фронта пламени (рис. 1)

$$\varphi_1 = \arccos\left(\frac{D}{2R_1}\right), \quad (1)$$

$$\varphi_2 = \arccos\left(\frac{D}{2R_2}\right), \quad (2)$$

где  $R_1$  — текущий радиус сферы горения;  $R_2$  — радиус сферы горения на предыдущем шаге;  $\varphi_1$  — угол, под которым фронт пламени пересекает стенку цилиндра на предыдущем шаге;  $\varphi_2$  — угол, под которым фронт пламени пересекает стенку цилиндра в текущий момент времени;  $D$  — диаметр цилиндра,  $R = D/2$ .

Площадь фигур вращения, ограниченных радиусом распространения фронта пламени  $R_1$  и  $R_2$ , гильзой и головкой цилиндра

$$S_1 = \frac{\pi r_1^2 \varphi_1}{360}, \quad (3)$$

$$S_2 = \frac{\pi r_2^2 \varphi_2}{360}. \quad (4)$$

Площадь фигуры вращения, ограниченной радиусами  $R_1$  и  $R_2$ , равна разности площадей фигур  $S_1$  и  $S_2$

$$S_3 = S_1 - S_2. \quad (5)$$

Радиус центра тяжести фигуры вращения с площадью  $S_3$

$$R_{ц.т.S_3} = R + 0,4(R_1 - R_2). \quad (6)$$

Объем фигуры вращения площадью  $S_3$  относительно оси  $Z$  будет

$$V_{S3} = S3R_{\text{и.т.}S3} \quad (7)$$

Объем пояса вращения  $RT$  ( $RT = R1 - R2$ ), ограниченного двумя полусферами  $R1$  и  $R2$

$$V_{RT} = \frac{1}{2} \frac{4}{3} \pi (R1^3 - R2^3). \quad (8)$$

Объем сгоревшей смеси за время  $\Delta t$

$$V_{\Delta t} = V_{RT} - V_{S3}. \quad (9)$$

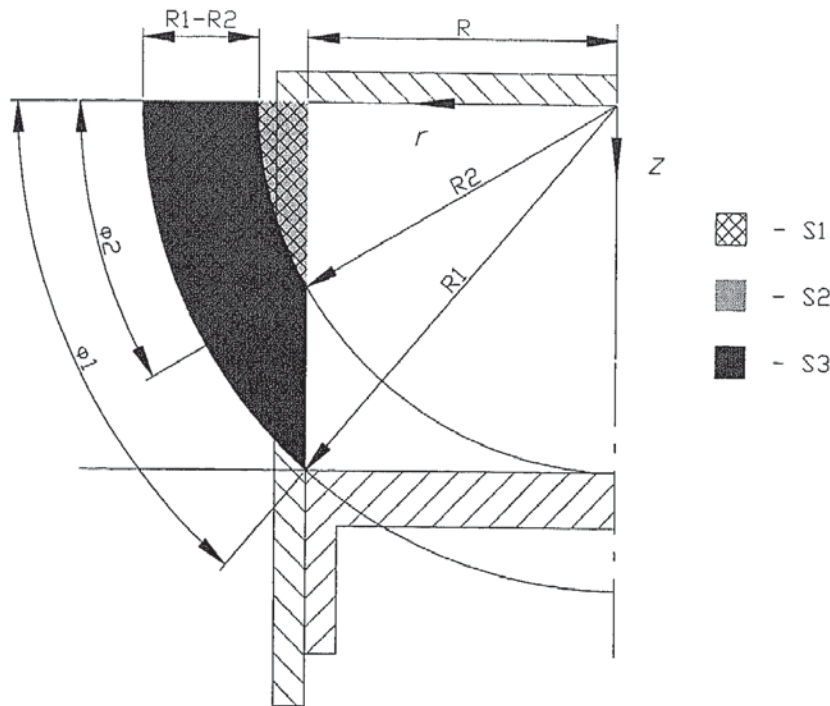


Рис. 1. Механизм представления рабочего объема цилиндра в виде конечного числа контрольных объемов

До начала сгорания распределение топлива (состав газовой смеси) по отдельным зонам принимается равномерным. Расчет сгорания проводится для каждой зоны по алгоритму расчета распространения фронта пламени [3—5] с учетом реальной формы камеры сгорания. После сгорания принимается, что перемешивание и теплообмен между зонами отсутствуют. Каждая зона продуктов сгорания имеет свою температуру и свой химический состав, который является переменным и определяется уравнениями химической кинетики. Модель позволяет проводить расчет эффективных и индикаторных показателей двигателя, применение ее совместно с кинетическими механизмами дает возможность определить концентрацию любого реагирующего компонента в произвольный момент времени.

Математическая модель, на основе которой создана программа расчета процесса сгорания, основана на численном решении методом Эйлера уравнений первого закона термодинамики, баланса массы и уравнения состояния в отдельных элементах газоздушного тракта и цилиндрах двигателя [5]. Основное уравнение для расчета температуры рабочего тела в отдельных элементах расчетной схемы записывается в виде

$$GUdT = dQ_x + dQ_w + \sum_{k=1}^3 i_k dG_k - pdV - Tc_v dG, \quad (10)$$

где  $G$  — количество рабочего тела;  $U$  — внутренняя энергия рабочего тела;  $p$  — давление;  $T$  — температура;  $c$  — теплоемкость;  $dQ_x$  — количество теплоты, подведенной с топливом;  $dQ_w$  — количество теплоты, отведенной в систему охлаждения;  $V$  — объем элемента расчетной схемы двигателя.

Процессы в газоздушном тракте рассматриваются как квазистационарные. Состав газовой смеси в цилиндре при газообмене определяется на основе предположения о мгновенном и полном перемешивании поступающего в цилиндр воздуха с находящейся в цилиндре газовой смесью. Рабочая газовая смесь рассматривается как идеальный газ, состоящий из воздуха и продуктов сгорания. Газовая постоянная определяется с учетом состава смеси

$$R_T = R \sum_{i=1}^m c_i / \mu_i, \quad (11)$$

где  $m$  — количество компонентов рабочей газовой смеси;  $c_i$  — объемная доля  $i$ -го компонента;  $\mu_i$  — молярная масса  $i$ -го компонента;  $R$  — молярная газовая постоянная.

Граничные условия в расчете процессов газообмена выражены системой уравнений для расчета расхода газа через впускные и выпускные сечения. Расчет расхода газа выполняется квазистационарным методом. В докритической области течения он определяется по параметрам идеального потока в минимальном поперечном сечении из уравнения

$$dG = \mu \psi \sqrt{P_{\text{вх}} \rho_{\text{вх}}} f dt, \quad (12)$$

где функция истечения  $\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left( \left[ \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вх}}} \right]^{\frac{2}{k}} - \left[ \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вх}}} \right]^{\frac{k+1}{k}} \right)}$ ;  $\mu$  — коэффициент расхода;

$f$  — площадь минимального поперечного сечения;  $\rho$  — плотность газа в минимальном сечении;  $P_{\text{вх}}$  — давление заторможенного потока газов во входном сечении;  $\rho_{\text{вх}}$  — плотность заторможенного потока газов во входном сечении;  $P_{\text{вх}}$  — давление в выходном сечении.

Уравнение (12) применяется в расчетах истечения из цилиндра или ресивера и втекания в цилиндр или ресивер через впускные и выпускные органы, истечения через соединительные патрубки между ресиверами как для прямого течения, так и для обратного (заброс газов из цилиндра во впускной коллектор и из выпускного коллектора в цилиндр).

Площади эффективных проходных сечений впускных ( $\mu f_{\text{вх}}$ ) и выпускных ( $\mu f_{\text{в}}$ ) органов определяются экспериментальным путем при стационарных условиях.

На участке канала потери всех видов и теплообмен со стенками не учитываются и рассматривается течение газа энергоизолированным и изоэнтропным. На расширяющемся участке канала за минимальным поперечным сечением течение принимается энергоизолированным, но не изоэнтропным.

В надкритической области истечения из цилиндра через выпускной клапан функция истечения определяется так:

$$\psi_{\text{кр}} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1}}. \quad (13)$$

Граница докритической и надкритической областей определяется критическим перепадом давлений

$$\left( \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вх}}} \right)_{\text{кр}} = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (14)$$

В расчетах процессов сжатия, сгорания и расширения не учитываются утечки газов из цилиндра через зазоры между поршнем и цилиндром и вследствие неплотной посадки клапанов.

Количество теплоты, выделившейся в цилиндре в процессе сгорания топлива, определяется с помощью функции тепловыделения, которая рассчитана при распространении фронта пламени. Характеристика тепловыделения устанавливается по алгоритму расчета распространения фронта пламени [5] с учетом реальной формы камеры сгорания.

Основные допущения, принимаемые при создании модели сгорания, заключаются в следующем: граница области сгорания сферична, пламя распространяется от источника воспламенения со скоростью  $u_T$  по несгоревшей смеси, поверхность сферы разделяет объемы камеры сгорания на две области: область сгоревшей топливо-воздушной смеси и область свежей смеси; температура сгоревшей топливо-воздушной смеси внутри сферы близка к адиабатной, давление внутри сферы и вне ее одинаковы, температуры различны; выгорание топлива в пристеночных областях подчиняется закономерностям мелкомасштабного горения, за пределами пристеночной области в зависимости от условий сгорание может быть как мелкомасштабным, так и крупномасштабным; заряд топливо-воздушной смеси в цилиндре на всех стадиях рабочего процесса турбулизован.

В начале сгорания, если масштаб турбулентности не превосходит ширины зоны горения, такой вид сгорания можно считать мелкомасштабным. Скорость распространения фронта пламени в этом случае описывается уравнением

$$u_T = u_n \sqrt{1 + D_T / D_L}, \quad (15)$$

где  $u_n$  — нормальная скорость горения;  $D_T$  и  $D_L$  — коэффициенты диффузии, соответственно турбулентный и ламинарный.

Преобразовав выражение (15), получим

$$u_T = u_n \sqrt{1 + S_c v_T / v_L}, \quad (16)$$

где  $S_c$  — число Шмидта,  $S_c = \nu / D_T$ ;  $\nu_T, \nu_L$  — кинематические коэффициенты вязкости, соответственно турбулентный и ламинарный.

При выходе пламени за пределы пристеночной области скорость распространения фронта пламени определяется закономерностями крупномасштабной турбулентности и ее можно выразить, используя формулу

$$u_{T1} = u_{n1} \sqrt{1 + S_c \chi_1 u_{l1} / \nu}, \quad (17)$$

где  $\chi_2$  — эмпирический коэффициент, учитывающий влияние крупномасштабной турбулентности на скорость сгорания.

Характерная скорость пламени  $u_1$  определяется так:

$$u_1 \cong \sqrt{(u_{T1-1}^2 + c_{\Pi i}) / 2}, \quad (18)$$

где  $u_{T1-1}$  — скорость движения поршня пламени в предыдущей точке счета;  $l_1$  — характерный размер, косвенно связанный с масштабом турбулентности;  $c_{\Pi i}$  — текущая скорость поршня.

Текущее значение коэффициента  $\chi_2$  при движении фронта пламени в ядре рабочего тела можно оценить по формуле

$$\chi_{21} = \frac{\chi_2^{\max} - \chi_1}{D - 2\delta} R_i, \quad (19)$$

где  $D$  — диаметр цилиндра;  $\delta$  — толщина пристеночной области;  $R_i$  — текущий радиус фронта пламени;  $\chi_1$  — эмпирический коэффициент;

$$\chi_2^{\max} = \chi_1 - c'(n - n_0),$$

где  $n$  — частота вращения коленчатого вала на данном режиме работы двигателя;  $n_0$  — частота вращения, при которой  $\chi_2^{\max} \equiv \chi_1$  (минимально устойчивая частота вращения коленчатого вала);  $c'$  — эмпирический коэффициент, зависящий от формы камеры сгорания.

В любой момент времени текущий радиус сферы горения вычисляется по формуле

$$R_i = R_{i-1} + u_{\pi} dt, \quad (20)$$

где  $dt = \frac{d\varphi}{6n}$ .

Знание геометрии камеры сгорания, текущего радиуса сферы горения и давления в цилиндре позволяет вычислить скорость выделения теплоты  $dx/d\varphi$ . Скорость тепловыделения пропорциональна  $\Delta V_i / V_{kc}$ , где  $\Delta V_i$  — приращение объема сферы горения за расчетный шаг по времени;  $V_{kc}$  — полный объем камеры сгорания.

Теплоотдача в стенки камеры сгорания рассчитывается по уравнению Ньютона—Рихмана

$$dQ_w = \alpha_T F_i (T_{wi} - T) dt, \quad (21)$$

где  $\alpha_T$  — коэффициент теплоотдачи;  $F_i$  — поверхность теплообмена;  $T_{wi}$  — температура стенки;  $T$  — температура рабочего тела.

В качестве расчетной формулы коэффициента теплоотдачи в цилиндре двигателя использована формула Вошни

$$\alpha_T = 130 d^{-0.2} P^{0.8} T^{0.53} \left[ c_1 c_m + c_2 \frac{V_h T_1}{P_1 V_1} (P_0 - P) \right], \quad (22)$$

где  $c_m$  — средняя скорость поршня;  $P_1, V_1, T_1$  — параметры рабочего тела в момент закрытия впускных органов;  $P_0$  — текущее значение давления прокрутки;  $P, T$  — текущие значения параметров рабочего тела в цилиндре;  $V_h$  — рабочий объем цилиндра;  $d$  — диаметр цилиндра;  $c_1$  — поправочный коэффициент, в период сгорания и расширения  $c_1 = 2,28 + 0,308 c_u / c_m$ ; при газообмене  $c_1 = 6,18 + 0,417 c_u / c_m$ ;  $c_2$  — поправочный коэффициент;  $c_u / c_m$  — вихревое отношение.

При моделировании теплообмена принимается, что средняя температура поверхностей днища поршней и стенок форкамеры изменяется в течение цикла незначительно и может быть принята постоянной для известного режима. Средняя температура стенок гильзы изменяется в течение цикла в достаточно широких пределах из-за перемещения поршней, однако для узкого пояса по высоте гильзы среднюю температуру можно считать постоянной в течение цикла.

При интегрировании системы уравнений модели расчета рабочего процесса вычисляются значения давления и температуры в цилиндре ДВС, которые необходимы для моделирования высокотемпературных реакций горения газообразного топлива. Таким образом, модель расчета рабочего процесса описывает процессы, происходящие при сгорании топлива в цилиндре двигателя, и дает возможность определить с помощью уравнений химической кинетики содержание токсичных компонентов в отработавших газах.

На основе математической модели процесса сгорания составлены алгоритм и программный модуль расчета рабочего процесса поршневого двигателя с искровым зажиганием. Данный модуль является частью программного комплекса, позволяющего производить расчет концентраций токсичных компонентов в отработавших газах поршневых ДВС. Для проверки адекватности разработанной математической модели кинетики сгорания газообразного топлива было проведено исследование с использованием эксперименталь-

ной установки, созданной на базе газового двигателя Д-245.12Г. Расчетные и экспериментальные значения концентраций токсичных компонентов на различных режимах работы двигателя представлены на рис. 2.

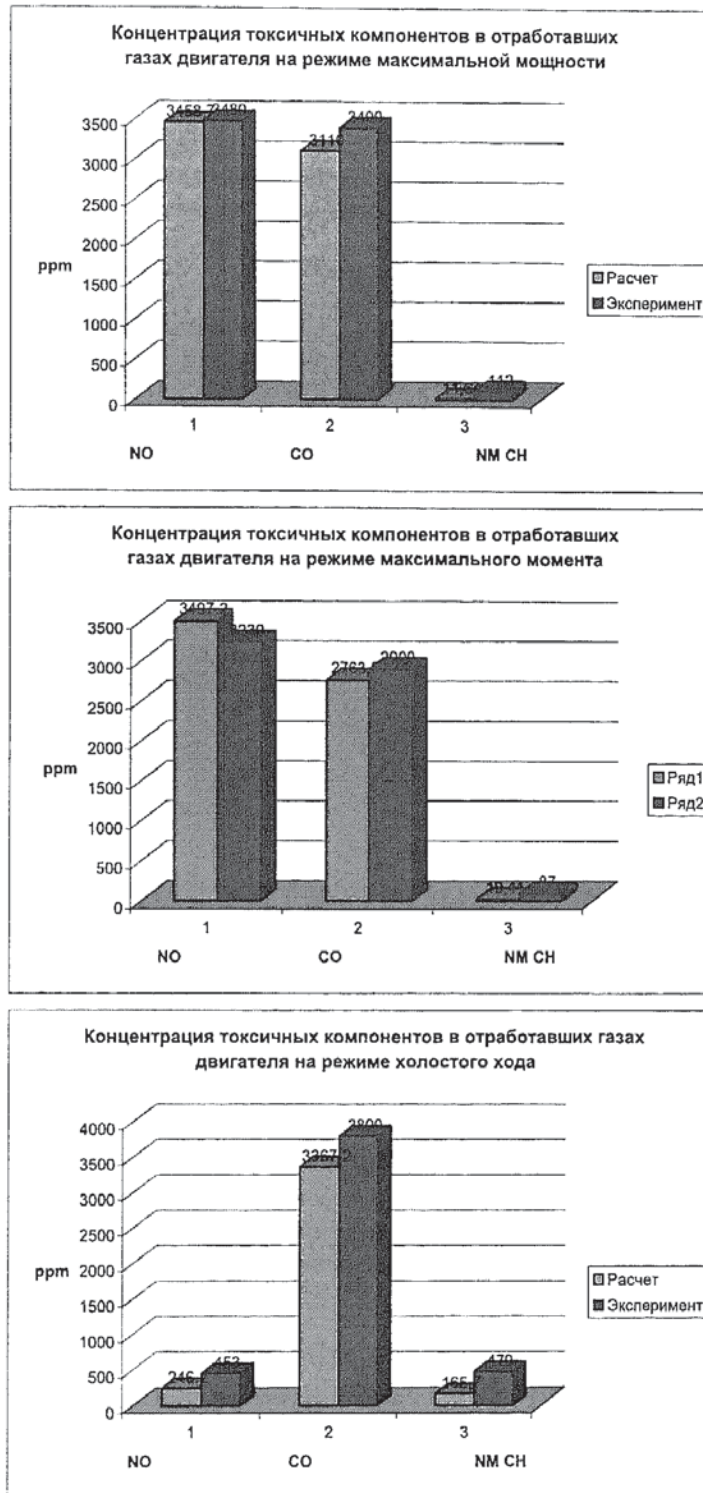


Рис. 2. Выбросы токсичных компонентов газовым двигателем Д-245.12Г на различных режимах работы

Сопоставление расчетных и экспериментальных значений концентраций токсичных компонентов в отработавших газах двигателя Д-245.12Г свидетельствует о том, что раз-

работанные метод, алгоритм и программа расчета кинетики сгорания газообразного топлива в поршневых двигателях, адекватно отражают реальные физические и химические процессы, происходящие при работе двигателя.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Басевич В. Я., Веденеев В. И., Арутюнов В. С. Моделирование задержек самовоспламенения метановоздушных смесей в двигателе внутреннего сгорания // ФГВ, 1994. — № 2. — С. 7—14.
2. Бочков М. В., Ловачев Л. А., Четверушкин Б. Н. Химическая кинетика образования NOx при горении метана в воздухе. — М.: Всесоюзный Центр Математического Моделирования АН СССР, 1992. — №25. — 48 с.
3. Алексеев В. П., Вырубов Д. Н. Физические основы процессов в камерах сгорания поршневых ДВС. — М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. — 84 с.
4. Воинов А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. — М.: Машиностроение, 1977. — 277 с.
5. Генкин К. И. Газовые двигатели. — М.: Машиностроение, 1977.
6. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1984. — 372 с.
7. Golub A., Ghoniem A. Modeling NO<sub>x</sub> Formation in a Small Bore, Lean Natural Gas, Spark Ignition Engine. SAE paper 1999-01-3480.
8. Miller J. A., Bowman C. T. Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion // Progress in energy and combustion science, 1989. — V. 15. — № 4. — Pp. 287—338.
9. Smoot L. D., Hecker W. C., Williams G. A. Prediction of propagation methane-air flames // Combustion and flame. 1976. — V. 26. — № 3. — Pp. 323—342.
10. Tsatsaronis G. Prediction of propagation laminar flames in methane, oxygen, nitrogen mixtures // Combustion and flame. 1978. — V. 33. — № 3. — Pp. 217—239.
11. Westbrook C. K. Inhibition of laminar methane-air and methanol-air flames by hydrogen bromide // Combustion science and technology, 1980. — V. 23. — № 5—6. — Pp. 194—202.
12. Westbrook C. K., Dryer F. L., Prediction of laminar flame properties of methanol-air mixtures // Combustion and flame. 1980. — V. 37. — № 2. — Pp. 171—192.

629.1.02

### ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С КОЛЕСНОЙ ФОРМУЛОЙ 6×6 ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ЗАКОНАХ УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ КОЛЕС ЗАДНЕЙ ОСИ

Асп. В.А. ГОРЕЛОВ, д-р техн. наук, проф. Г.О. КОТИЕВ

*Представлено описание математической модели автомобиля с колесной формулой 6×6 и равномерным распределением осей, которая позволяет исследовать характеристики криволинейного движения при различных алгоритмах управления поворотом задней оси. Представлены порядок проведения, соответствующий ОСТ на натурные испытания и результаты численного моделирования при функционировании одного из известных законов управления задней осью.*

*The article contains mathematical model of the automobile with the wheels formula 6×6 and uniform distribution of axes which allows to investigate characteristics of curvilinear movement at various algorithms of steering of turn by a back axis. The stages of carrying out, according to OST on typical maneuvers, and results of numerical modeling at functioning one of known laws of steering by a back axis are represented.*

В настоящее время известны специальные колесные шасси с колесной формулой 6×6, равномерным распределением осей и жесткой связью между углами поворота передних и задних колес (БАЗ-5922, БАЗ-5937, БАЗ-5939, ЗИЛ-4906, ЗИЛ-497205, ЗИЛ-4975). Опыт