

ВЛИЯНИЕ СМЕШАННОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

М.А. Мацулевич, Е.А. Лазарев, Г.М. Белозёров

Предложены уравнения для оценки кинетических констант процесса сгорания при смешанном регулировании мощности бензинового двигателя на эксплуатационных режимах. Проанализировано влияние способов организации смешанного регулирования мощности на характер и степень изменения топливной экономичности двигателя ВАЗ 21124.

Ключевые слова: кинетические константы процесса сгорания, рабочий цикл, бензиновый двигатель, смешанное регулирование мощности.

Повышение топливной экономичности двигателей внутреннего сгорания является важнейшим направлением совершенствования рабочего цикла. Одним из способов повышения топливной экономичности является применение смешанного регулирования мощности бензинового двигателя на режимах частичных нагрузок. Это достигается использованием рециркуляции охлажденных отработавших газов в совокупности с пониженным дросселированием свежего заряда и корректировкой угла опережения зажигания.

При синтезе и теоретическом исследовании рабочего цикла бензинового двигателя необходим комплекс исходных параметров, участвующих в численном моделировании. В их числе такие важнейшие кинетические константы, как продолжительность и показатель характера сгорания. Эти константы изменяются в зависимости от условий работы двигателя и его систем. При синтезе рабочего цикла необходимо учитывать взаимосвязь между рециркуляцией отработавших газов в условиях смешанного регулирования мощности бензинового двигателя и кинетическими константами процесса сгорания.

Горение углеводородного топлива происходит цепными реакциями, протекающими в сложных условиях. Цепные реакции сопровождаются разветвлением и обрывом цепей. Скорость реакции определяется изменением во времени количества активных центров. Закономерность такого изменения определяется разным путем. Применительно к двигателям с искровым зажиганием, широко используется уравнение выгорания И.И. Вибе [1]:

$$x = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1}}, \quad (1)$$

где x – доля выгоревшего топлива, φ , φ_z – текущий момент и продолжительность процесса сгорания, соответственно, град ПКВ, m – показатель характера сгорания.

На основании анализа экспериментального материала, полученного при испытаниях, для оценки продолжительности и показателя характера сгорания предложены следующие зависимости:

$$\varphi_z = \left(38 + \frac{3n}{1000} + \frac{4,5}{\eta_v} + 8\alpha^{1,2} \right) \cdot \left(1 + \left[12k_{\text{РООГ}} - 36k_{\text{РООГ}}^2 \right]^3 \right) - 10k_{\text{РООГ}}^2 \quad (2)$$

и

$$m = \frac{3,96n + 1260}{n \cdot 1,8^{1-k_{\text{РООГ}}}}, \quad (3)$$

где α – коэффициент избытка воздуха; $k_{\text{РООГ}}$ – степень рециркуляции отработавших газов; η_v – коэффициент наполнения; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

В результате численного моделирования рабочего цикла установлено, что уравнения (2) и (3) применимы при следующих ограничениях:

- $k_{\text{РООГ}} = 0 \dots 0,2$;
- момент достижения максимального давления p_{max} газа составляет 15...23 град ПКВ после ВМТ при частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 2000 \dots 3000$ мин⁻¹.

Контроль и испытания

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных приведены на рис. 1. Согласно приведенным данным, продолжительность сгорания отличается от эксперимента не более 2 град ПКВ, а показатель характера сгорания не более 0,05 (расхождение расчетных и экспериментальных значений не превышает 5 %).

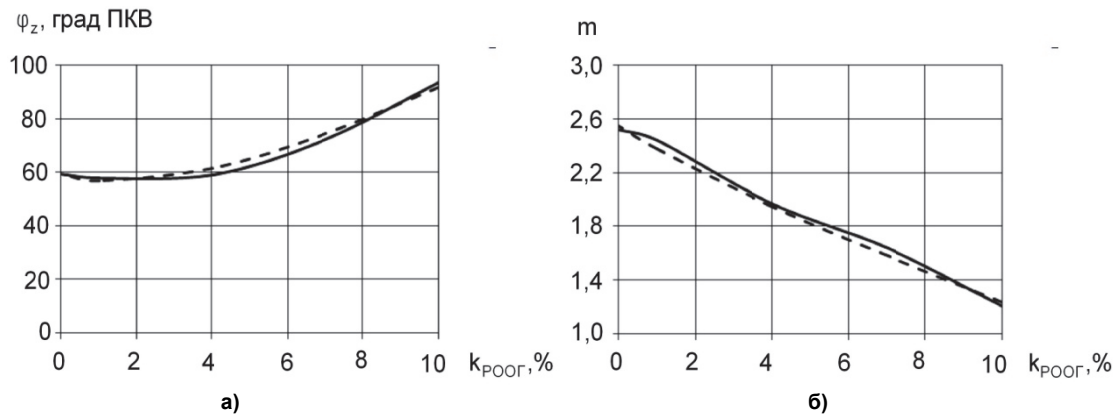


Рис. 1. Сравнение продолжительности (а) и показателя характера (б) сгорания при смешанном регулировании мощности исследуемого двигателя с различной степенью рециркуляции отработавших газов: --- расчет; — эксперимент

С учетом предложенных зависимостей проведено теоретическое исследование основных показателей рабочего цикла двигателя ВАЗ 21124, в том числе удельных эффективного g_e и индикаторного g_i расходов топлива при различной степени рециркуляции предварительно охлажденных отработавших газов с сохранением значений среднего эффективного давления цикла p_e . Сохранение значений p_e обеспечивалось двумя способами: 1) изменением коэффициента наполнения η_m цилиндра свежим зарядом; 2) изменением коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом и

угла опережения зажигания θ_B . На рис. 2 приведены результаты расчетного исследования.

При разбавлении топливовоздушной смеси рециркулируемыми охлажденными отработавшими газами и компенсацией изменения среднего эффективного давления цикла только за счет коэффициента наполнения наблюдается небольшое снижение удельного эффективного расхода топлива g_e (составляет 3,3 г/кВт·ч при $k_{рoог} = 3\%$). Дальнейшее увеличение $k_{рoог}$ приводит к ухудшению топливной экономичности.

Однако при корректировке среднего эффективного давления цикла одновременным изменением коэффициента наполнения цилиндра и угла опережения зажигания характер изменения удельного эффективного расхода топлива иной. Происходит снижение g_e во всем диапазоне изменения $k_{рoог}$. Оптимальным можно считать $k_{рoог} = 8\%$, в таких условиях удельный эффективный расход топлива составляет 274 г/кВт·ч, что на 9,3 % ниже по сравнению с количественным регулированием мощности.

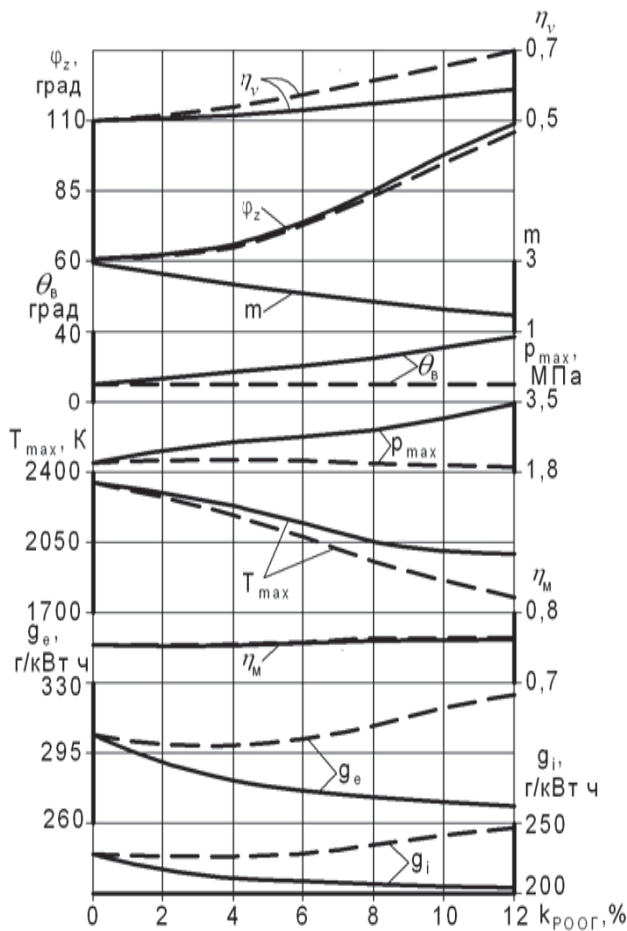


Рис. 2. Изменение показателей рабочего цикла при различных способах сохранения среднего эффективного давления цикла: --- первым способом ($\eta_v = \text{var}$); — вторым способом ($\eta_v, \theta_B = \text{var}$)

Дальнейшее увеличение степени рециркуляции отработавших газов с 8 до 12 % приводит к понижению g_e на 4,9 г/кВт · ч, однако при этом значительно увеличивается максимальное давление газа в цилиндре двигателя. Механический коэффициент полезного действия η_v повышается при увеличении степени рециркуляции охлажденных отработавших газов. Это объясняется увеличением коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом. Разница η_m между исследуемыми способами осуществления смешанного регулирования мощности бензинового двигателя мала и составляет 0,8 %.

Максимальная температура газа внутри цилиндра двигателя при первом способе сохранения среднего эффективного давления цикла меньше, чем при втором. Объяснить это можно увеличением продолжительности сгорания при неизменном угле опережения зажигания. Разница максимальной температуры газа при различных способах сохранения p_e не превышает 90 °С в интервале $k_{\text{рООГ}} = 0 \dots 8$ %.

Дальнейшее увеличение степени рециркуляции охлажденных отработавших газов от 8 до 12 % при втором способе сохранения среднего эффективного давления цикла приводит к изменению характера снижения T_{max} . Это связано с необходимостью использования больших значений углов опережения зажигания ($\theta_B = 25 \dots 37$ град ПКВ) с целью обеспечения высокой топливной экономичности.

При втором способе сохранения среднего эффективного давления цикла максимальное давление газа внутри цилиндра повышается. Это также связано с увеличением угла опережения зажигания и коэффициента наполнения. Для оптимального $k_{\text{рООГ}}$ максимальное давление газа внутри камеры сгорания соответствует 2,82 МПа, что на 32,4 % выше, чем при количественном регулировании мощности исследуемого двигателя.

Несмотря на то, что первый способ сохранения среднего эффективного давления цикла подразумевает увеличение коэффициента наполнения, максимальное давление газа в цилиндре двигателя незначительно снижается (на 0,2 МПа). Это связано с увеличением продолжительности сгорания при неизменном θ_B , поскольку окисление топлива происходит в больших объемах надпоршневого пространства. Согласно рис. 2, продолжительность сгорания при втором способе сохранения среднего эффективного давления цикла больше на 1...2 град ПКВ, чем в первом. Это обусловлено разным коэффициентом наполнения вследствие турбулизации рабочего тела внутри камеры сгорания.

Таким образом, использование смешанного регулирования мощности изменением степеней рециркуляции охлажденных отработавших газов и дросселирования свежего заряда с корректировкой угла опережения зажигания позволяет повысить топливную экономичность бензинового двигателя на частичных нагрузках.

Литература

1. Кавтарадзе, Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учеб. для вузов / Р.З. Кавтарадзе. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 720 с.

Мацулевич Михаил Андреевич. Ассистент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), mmaculevich@mail.ru.

Лазарев Евгений Анатольевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), lea2@mail.ru.

Белозёров Геннадий Михайлович. Ассистент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), mmaculevich@mail.ru.

Поступила в редакцию 25 февраля 2014 г.

**EFFECT OF MIXED POWER CONTROL ON CHARACTERISTICS
OF WORKING CYCLE THE GASOLINE ENGINE**

*M.A. Maculevich, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, mmaculevich@mail.ru,
E.A. Lazarev, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, lea2@mail.ru,
G.M. Belozarov, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, mmaculevich@mail.ru*

The equations to estimate the kinetic constants of the combustion process in the mixed power control gasoline engine operating conditions. Analyzed the influence of the ways the organization of mixed power control on the nature and degree of variation of the fuel efficiency the VAZ 21124.

Keywords: kinetic constants of the combustion process; working cycle; gasoline engine; mixed power control.

Reference

1. Kavtaradze R.Z. *Teorija porshnevnyh dvigatelej. Special'nye glavy: uchebnik dlja vuzov* [Theory of Piston Engines. Special Heads: the Textbook for Higher Education Institutions]. Moscow, MG TU of N.E. Bauman Publ., 2008. 720 p.

Received 25 February 2014