

АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ГАЗОДИЗЕЛЯ

А. В. Капустин¹, С. В. Смирнов¹, В. Л. Чумаков²

¹ФГБОУ ВО «Новгородский государственный университет
имени Ярослава Мудрого»

(г. Великий Новгород, Российская Федерация)

²ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный
университет – МСХА имени К. А. Тимирязева»

(г. Москва, Российская Федерация)

***Аннотация.** Выполнена предварительная расчетная оценка показателей рабочего цикла газодизеля, работающего на метане. Исходя из заданной среднестатистической кривой тепловыделения, проанализировано влияние коэффициента избытка воздуха газозооушного заряда на основные термодинамические параметры рабочего цикла, показаны потенциальные изменения динамики сгорания, диапазоны давлений и температур цикла.*

***Ключевые слова:** моделирование; рабочий цикл; газодизель; метан; термодинамические параметры цикла; давление; температура.*

ANALYSIS OF THERMODYNAMIC CYCLE OF GAS-DIESEL ENGINE

A. V. Kapustin^a, S. V. Smirnov^a, V. L. Chumakov^b

^aYaroslav-the-Wise Novgorod State University

(Veliky Novgorod, Russian Federation)

^bRussian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy

(Moscow, Russian Federation)

***Abstract.** A preliminary design assessment of the methane-fueled gas-diesel working cycle parameters has been carried out. Based on the given average statistical heat release curve, the influence of the excess air/fuel ratio of the gas-air charge on main thermodynamic parameters of the working cycle is analyzed. Potential changes in combustion dynamics, ranges of cycle pressures and temperatures are shown.*

***Keywords:** modeling; operating cycle; gas-diesel engine; methane; cycle thermodynamic parameters; pressure; temperature.*

Сложность организации и управления рабочими процессами двигателей, работающих по газодизельному циклу, определяет актуальность проведения математического моделирования термодинамического цикла газодизеля в целях предварительной оценки ожидаемых параметров модернизируемого двигателя [1, 2].

В настоящей статье сделана попытка анализа показателей газодизеля, создаваемого на базе двигателя размерности 105x120, отношением радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = 0,279$, степени сжатия $\varepsilon = 16,5$, работающего на метане CH_4 . При работе двигателя с представленными характеристиками следует ожидать, что максимальные температуры при сгорании могут превышать максимальные температуры сгорания дизельных циклов на 500 К и более. Поэтому при переоборудовании дизелей на работу по газодизельному процессу возникает опасность перегрева цилиндропоршневой группы с возможным прогоранием днища поршня. Такие опасения уже были экспериментально подтверждены при исследованиях газодизеля воздушного охлаждения при работе на сжиженных пропан-бутановых смесях [3].

Кроме того, турбулентное горение однородной топливно-воздушной смеси при более высоких давлениях даже при общей длительности сгорания равной длительности сгорания двигателя, с быстрым выделением теплоты в зоне в.м.т. может привести к более высоким пиковым давлениям цикла и более жесткой работе. Другим фактором необходимости контроля тепловой нагрузки рабочего цикла является известная проблема образования оксидов азота на полных нагрузках газодизеля [4]. Поэтому представляется актуальным расчетный анализ количественной оценки изменения параметров газодизельного цикла по математической модели термодинамического цикла, приближенного к действительному циклу.

В исследовании использована модель рабочего цикла двигателя с двухстадийным процессом сгорания, рассматривающая горение гомогенной смеси в условиях мало изменяющегося надпоршневого объема [5]. Для расчетной оценки сделано допущение о ничтожно минимальном размере запальной дозы дизельного топлива, и горении заряда, полностью состоящего из 100 % метана. Обычно в реальности мы имеем сложный компонентный

состав природного газа или биогаза на его основе [6]. Очевидно, что это внесет определенную погрешность в расчеты цикла, но для первичной оценки это будет приемлемо. В связи с допущением о гомогенном газоздушном заряде на основе метана, расчет термодинамического цикла выполнен по схеме одностадийного процесса сгорания, при длительности второй стадии, равной 0.

Количество выделяющейся теплоты в текущий момент времени определялось пропорционально коэффициенту активного тепловыделения, который рассчитывается по формуле [7]:

$$\xi_{\text{аф}} = 1 - \left[1 - \left(\frac{\theta_c + \varphi}{\varphi_{2T}} \right)^\beta \right]^m \cdot \xi_{\text{аГ}}$$

где $\xi_{\text{аф}}$ – текущий коэффициент активного тепловыделения, θ_c – угол опережения подвода теплоты; φ_{2T} – продолжительность тепловыделения (длительность сгорания от момента отрыва линии сгорания от линии сжатия до момента достижения максимальной температуры) при одностадийном сгорании в градусах поворота коленчатого вала (°ПКВ); $\xi_{\text{аГ}}$ – коэффициент активного тепловыделения в конце процесса сгорания (равен коэффициенту использования теплоты, задается в начальных данных); β , m – показатели интенсивности тепловыделения.

Влияние показателей интенсивности тепловыделения на характеристики активного тепловыделения в относительных координатах представлено на рис. 1.

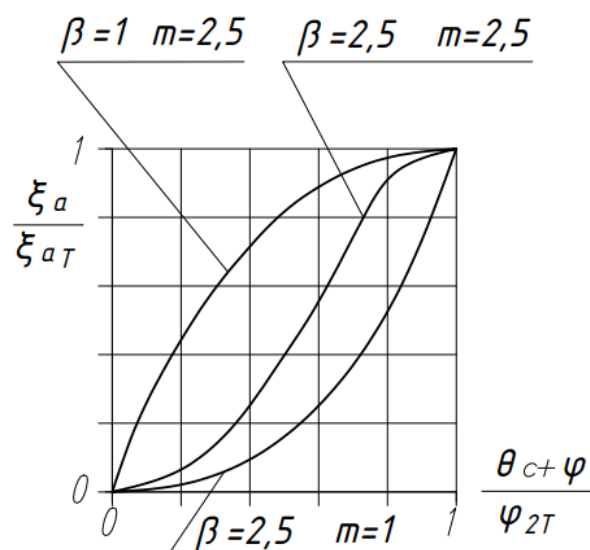


Рисунок 1 – Зависимость характеристик активного тепловыделения от показателей интенсивности тепловыделения [8]

При показателях интенсивности тепловыделения $\beta = m = 2,5$ оптимальный угол начала ввода теплоты равен половине длительности тепловыделения. При показателях $\beta = 1$ и $m = 2,5$ оптимальный угол начала ввода теплоты смещен к ВМТ, а при $\beta = 2,5$ и $m = 1$ требуется более ранний подвод теплоты для получения максимального КПД и среднего индикаторного давления цикла. На основе обработки индикаторных диаграмм, использована среднестатистическая модель тепловыделения показателями активного тепловыделения $\beta = m = 2,5$. Расчеты выполнялись при двух длительностях тепловыделения: $\xi_{aT} = 50$ °ПКВ и $\xi_{aT} = 40$ °ПКВ.

Элементный состав топлива (природного газа) и низшая теплота сгорания приняты по метану (CH_4). Температура и давление окружающей среды приняты: $T_0 = 293$ К, $p_0 = 0,1$ МПа. Температура в конце впуска $T_a = 330$ К, коэффициент остаточных газов $\gamma_r = 0,04$, коэффициент наполнения $\eta_v = 0,9$. Коэффициент использования теплоты принят по среднестатистическим данным $\xi_{aT} = 0,85$.

Результаты расчетов показателей термодинамического цикла в зависимости от коэффициента избытка воздуха при разных длительностях тепловыделения представлены на рис. 2. Представленные данные, допускают работу двигателя на метане, без ограничения по смесеобразованию и дымности, при минимальных запальных дозах с коэффициентом избытка воздуха на уровне $\alpha = 1,2$, и предельные уровни обеднения метановой смеси на уровне $\alpha = 2,5$.

Максимальные температуры конца сгорания в дизельных двигателях без наддува, по среднестатистическим данным соответствуют примерно 1800...2200 К, в дизелях с наддувом 1900...2300 К [9]. Если ориентироваться на ожидаемое увеличение температуры в газодизеле до $T_z = 2300...2500$ К, то в газодизельном процессе при длительности тепловыделения 40 °ПКВ можно вести обогащение смеси до значения $\alpha = 1,5$, а при длительности тепловыделения 50 °ПКВ – до $\alpha = 1,4$.

Анализ по максимальному давлению дает те же результаты. Максимальное давление в дизелях без наддува равно $p_z = 9,5$ МПа. При длительности тепловыделения 40 °ПКВ расчетное дав-

ление p_z достигает значения 9,5 МПа при $\alpha = 1,5$, а при длительности 50 °ПКВ – при $\alpha = 1,4$.

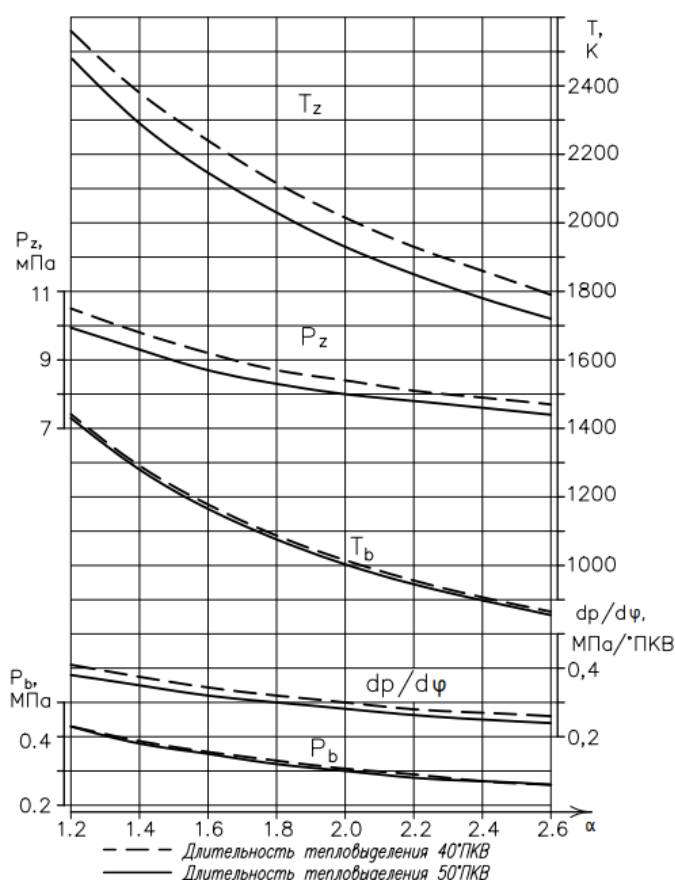


Рисунок 2 – Зависимость показателей цикла от коэффициента избытка воздуха при разных длительностях тепловыделения

Жесткость работы $dp/d\varphi$ превышает значения жесткости работы двигателей с искровым зажиганием, но остается несколько ниже жесткости работы дизелей во всем расчетном интервале изменения α . Сокращение длительности тепловыделения (сгорания) на 10 °ПКВ почти не меняет термодинамические параметры в конце расширения – P_b . При этом давление в конце расширения газодизельного цикла не превышает давления конца расширения типичного для быстрого сгорания в бензиновых двигателях с искровым зажиганием и только при $\alpha = 1,3$ достигает максимального значения дизельного цикла $P_b = 0,4$ МПа [5]. Несколько неожиданными являются расчетные значения температуры в конце расширения T_b . В дизелях без наддува, обычно, максимальное значение температуры $T_b \approx 1100$ К. Расчетная температура T_b уже при $\alpha = 1,7$ превышает это значение. При $\alpha = 1,4$ температура

T_b достигает значения почти 1300 К, что на 200 К выше максимальной температуры дизелей. Это вызывает опасность перегрева выпускных клапанов, деталей выпускного тракта и может снизить ресурс их работы. Но следует заметить, что в математической модели расчет параметров в конце расширения выполняется по показателю адиабаты, вычисленному по теплоемкостям смеси при температуре конца сгорания. Поэтому реальные температуры T_b могут быть ниже расчетных температур, но для этого требуются экспериментальные уточнения. Расчетные значения среднего индикаторного давления (p_i) и индикаторного КПД (η_i) получились выше их значений для дизелей. Это можно объяснить заданными исходными параметрами – более быстрым процессом сгорания и более высоким коэффициентом использования теплоты.

Выводы:

1. Расчетное моделирование даже по достаточно упрощенной модели термодинамического цикла показывает, что газодизель на метане потенциально обеспечивает термодинамические условия, позволяющие работать в более широком диапазоне состава смеси, чем при работе на сжиженных пропан-бутановых смесях.

2. Работа на полной нагрузке с коэффициентами избытка воздуха $\alpha = 1,2 \dots 1,4$ существенно повышает максимальные давления и температуры цикла, что может приводить к резкому увеличению тепловой напряженности двигателя, перегреву деталей цилиндропоршневой группы и превышению допустимых нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма, а также нарушениям сгорания, характерным для бензиновых двигателей с искровым зажиганием.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Khakimov R. T. Mathematical modeling of a two-phase medium of elements of LPG fuel supply system of automotive equipment // Bulletin of the St. Petersburg State Agrarian University. 2018. No 3 (52). P. 220-226.

2. Chumakov V. L., Devyanin S. N., Bijaev A. V Nitrogen oxide formation with nonuniform fuel distribution in diesel engine // В сб.: Journal of Physics: Conference Series. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. 2020. С. 52089.

3. Чумаков В. Л. Особенности использования газового топлива в дизелях // Доклады ТСХА. 2016. С. 234-237.
4. Чумаков В. Л., Бижаев А. В., Путан А. А. Снижение выбросов оксидов азота с отработавшими газами газодизеля // Чтения академика В. Н. Болтинского (115 лет со дня рождения) : сборник статей семинара. Под редакцией М. Н. Ерохина. 2019. С. 118-122.
5. Капустин А. В. Математическая модель цикла двигателя с двухстадийным сгоранием // Ученые записки Института сельского хозяйства и природных ресурсов НовГУ. Т. 12. Вып. 1. Великий Новгород : Изд-во НРЦРО, 2004. С. 87-90.
6. Использование биогаза в качестве топлива для дизелей / С. Н. Девянин, В. Л. Чумаков, В. А. Марков, А. А. Ефанов // Грузовик. 2011. № 11. С. 32-43.
7. Капустин А. В. Расчет цикла ДВС при многозонной модели с учетом теплотерь в стенки // В сб. : Рабочие процессы автотракторных двигателей и их агрегатов. 1983. С. 75-83.
8. Максимов А. Л., Черняк Б. Я. Расчетная модель действительного цикла двигателя внутреннего сгорания // Сб. научных трудов МАДИ. 1976. С. 74-81.
9. Шатров М. Г., Морозов К. А., Алексеев И. В. и др. Автомобильные двигатели. М. : Издательский центр «Академия», 2013. 464 с.

REFERENCES

1. Khakimov R. T. Mathematical modeling of a two-phase medium of elements of LPG fuel supply system of automotive equipment. *Bulletin of the St. Petersburg State Agrarian University*, 2018, no 3 (52), pp. 220-226.
2. Chumakov V. L., Devyanin S. N., Bijaev A. V Nitrogen oxide formation with nonuniform fuel distribution in diesel engine. *Journal of Physics: Conference Series. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations*, 2020, pp. 52089.
3. Chumakov V. L. Features of the use of gas fuel in diesels. *Doklady TSKhA*, 2016, pp. 234-237.
4. Chumakov V. L., Bizhaev A. V., Putan A. A. Reducing emissions of nitrogen oxides with spent gas-diesel gases. *Chteniia akademika V. N. Boltinskogo*, 2019, pp. 118-122.
5. Kapustin A. V. A mathematical model cycle engine with two-stage combustion. *Uchenye zapiski Instituta sel'skogo khoziaistva i prirodnykh resursov NovGU*, 2004, vol. 12, issue 1, pp. 87-90.
6. Devianin S. N., Chumakov V. L., Markov V. A., Efanov A. A. The use of biogas as fuel for diesels. *Gruzovik*, 2011, no. 11, pp. 32-43.

7. Kapustin A. V. Calculation of the internal combustion engine cycle with a multi-zone model taking into account heat loss in the walls. *Rabochie protsessy avtotraktornykh dvigatelei i ikh agregatov*, 1983, pp. 75-83.

8. Maksimov A. L., Cherniak B. Ia. Computational model of the actual cycle of the internal combustion engine. *Sbornik nauchnykh trudov MADI*, 1976, pp. 74-81.

9. Shatrov M. G., Morozov K. A., Alekseev I. V. et al. Automotive engines. Moscow, Akademiia, 2013, 464 p.

Об авторах:

Капустин Александр Васильевич, доцент кафедры энергетики и транспорта ФГБОУ ВО «Новгородский государственный университет имени Ярослава Мудрого» (173003, Великий Новгород, ул. Большая Санкт-Петербургская, д. 41), кандидат технических наук.

Смирнов Семен Владиславович, студент ФГБОУ ВО «Новгородский государственный университет имени Ярослава Мудрого» (173003, Великий Новгород, ул. Большая Санкт-Петербургская, д. 41)

Чумаков Валерий Леонидович, профессор кафедры тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К. А. Тимирязева» (127550, Российская Федерация, г. Москва, ул. Тимирязевская, д. 49), кандидат технических наук, профессор.

About the authors:

Aleksandr V. Kapustin, associate professor of the Department of Energy and Transport, Yaroslav the Wise Novgorod State University (173003, Russian Federation, Veliky Novgorod, Bolshaya Saint-Petersburgskaya St., 41), Cand. Sc. (Engineering), associate professor.

Semen V. Smirnov, student, Yaroslav the Wise Novgorod State University (173003, Russian Federation, Veliky Novgorod, Bolshaya Saint-Petersburgskaya St., 41).

Valeriy L. Chumakov, associate professor of the Department of Tractors and Automobiles, Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy (127550, Russian Federation, Moscow, Timiryazevskaya St., 49), Cand. Sc. (Engineering), professor.