

engine. The nine  $\alpha$ -formulas by the well-known authors for nominal and partial regimes were analyzed. The simulation based on the known  $\alpha$ -formulas with original coefficients gives the variation of the average heat transfer rate to the walls at the nominal mode equal to 1.4 to 13%. Thus, the result differs by almost 10 times. Moreover, all values of the average heat transfer are understated. It is shown that any of the considered formulas can be used for the mentioned engine type with minor modifications, i.e. changing one of the input coefficients. The coefficient can be obtained from the experimental data special treatment. The authors calculated the appropriate coefficients one for each  $\alpha$ -formula assuming 20% heat loss to the cylinder wall. A comparison with the available experimental data showed that for the considered engine type, it is preferable to use the modified  $\alpha$ -formula by R.Z. Kavtaradze.

УДК 621.431.74

DOI: 10.20998/0419-8719.2018.2.04

**Е.В. Белоусов, И.В. Грицук, В.С. Вербовский**

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛОВ ОТКРЫТИЯ И ЗАКРЫТИЯ ГАЗОВЫХ КЛАПАНОВ ПРИ ОРГАНИЗАЦИИ ВНУТРЕННЕГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

*Возрастание требований к экологическим показателям привели к интенсификации исследований в области создания главных судовых двигателей способных использовать в качестве основного газовой топлива. Внутренне смесеобразование в судовых малооборотных двигателях, работающих по газодизельному циклу, может быть реализовано на различных участках процесса сжатия воздушного заряда, в результате чего схемы систем подачи газового топлива могут значительно отличаться. Продолжительность сжатия газозо-воздушной смеси в значительной степени влияет на возникновение детонационных процессов в рабочем цилиндре, поэтому выбор оптимального момента подачи газового топлива является важным аспектом при выборе рабочих параметров системы подачи газа. Момент начала поступления газа и продолжительность его подачи в значительной степени определяют давление перед газовыми клапанами, которое при заданных условиях должно обеспечить поступление в рабочий цилиндр заданного количества газового топлива за заданный промежуток времени. В приведенном исследовании определен характер изменения углов открытия и закрытия газовых клапанов при различных давлениях перед ними с учетом того, что процесс истечения газового топлива в условиях меняющегося противодействия носит переменный характер.*

### Введение

Несмотря на то, что, доля выбросов от судовых энергетических установок в общем балансе ежегодных вредных выбросов в атмосферу относительно не высока и не превышает 5...7% [1], требования к экологическим показателем судовых дизелей год от года ужесточаются. Объясняется это большими агрегатными мощностями, которые в некоторых случаях уже превышают 100 МВт. Таким образом, в местах интенсивного судоходства загрязнение воздушного бассейна может достигать критических значений, особенно оксидами азота ( $\text{NO}_x$ ), удельное выделение которых, в силу специфики организации рабочего процесса, наиболее велико у малооборотных судовых дизелей. Кроме ограничений по  $\text{NO}_x$  стандартами международной морской организации (ИМО) через конвенцию MARPOL [2] регламентированы выбросы твердых частиц, соединений серы ( $\text{SO}_x$ ), а также парниковых газов. Одновременно международными нормами, действующих повсеместно, международное морское законодательство также устанавливает особые зоны контроля (ECA – Emission Control Area). В этих зонах, куда сегодня входят 200-мильные зоны США и Канады, акватории Северно-

го и Балтийского морей, пролив Ла-Манш, Карибское море и другие регионы к выбросам предъявляются ещё более жесткие требования. С каждым годом ограничения MARPOL становятся жестче. Так если в 2010 году содержание серы в топливе не должно было превышать 1,0%, а зонах ECA и 4,5 % в других акваториях, то к 2020 году допустимое количество сернистых соединений будет ограничено 0,1 и 0,5 %, соответственно.

Для достижения приведенных выше норм, особенно при плавании в зонах ECA, в настоящее время рассматриваются три основных подхода:

- переход на новый вид ультранизкосернистого топлива (ULSFO);
- внедрение технологии очистки отработавших газов на выходе из двигателя;
- использование в качестве моторного топлива природного газа или пропанобутановых смесей [3].

### Анализ состояния проблемы

Последнее направление – использование сжиженного природного газа рассматривается как наиболее перспективное направление для всех типов судовых дизелей и в первую очередь главных малооборотных [3, 4].

С учетом особенностей организации рабочего

процесса в двухтактных малооборотных дизелях используется только внутреннее смесеобразование с подачей газового топлива (ГТ) в процессе сжатия воздушного заряда. На сегодня реализованными являются два варианта смесеобразования в начале сжатия с подачей ГТ в рабочий цилиндр под низким давлением (фирма Wärtsilä) и в конце сжатия под высоким давлением (фирмы MAN и Mitsubishi) с последующим запальным воспламенением газо-воздушной смеси.

В работе [5] авторами было показано, что помимо существующих способов организации внутреннего смесеобразования вполне рациональным может быть реализация подачи ГТ в рабочий цилиндр под средним давлением, которая позволяет сочетать в себе преимущества обоих вариантов подачи газа под высоким и низким давлением.

#### Методика исследования

Для анализа различных вариантов смесеобразования в ходе процесса сжатия воздушного заряда авторами была разработана расчетная модель позволяющая получить значение массовых расходов ГТ через газовый клапан заданного сечения в условиях меняющегося в процессе сжатия противодействия. В качестве исходных для модели были использованы классические уравнения газодинамики и теории двигателей внутреннего сгорания [5]. С помощью данной модели был проведен ряд численных экспериментов, для которых в качестве исходных данных были использованы параметры двигателя RT-flex50DF в котором реализовано внутреннее смесеобразование под низким давлением (1,6 МПа). Такой подход позволил не только получить ряд показателей смесеобразования но и проверить модель путем сравнения результатов расчета с экспериментальными данными. В таблице 1 приведены основные параметры двигателя использованные при моделировании, а в таблице 2 приведены характеристики ГТ, в качестве которого используется природный газ.

Таблица 1. Основные параметры двигателя

Параметр	Значение	Ед. изм.
Диаметр цилиндра	500	мм
Ход поршня	2050	мм
Среднее эффективное давление	1,73	МПа
Цилиндровая мощность двигателя	1620	кВт
Частота вращения двигателя	124	мин <sup>-1</sup>
Часовой расход газового топлива	256,67	кг/ч
Кол. газовых клапанов на цилиндр	2	шт.
Проходное сечение газовых клапанов	0,0004	м <sup>2</sup>

Таблица 2. Основные характеристики ГТ

Параметр	Значение	Ед. изм.
Плотность при начальном давлении	0,656	кг/м <sup>3</sup>
Газовая постоянная	783	кДж/(кг К)
Удельный объем	0,0544	м <sup>3</sup> /кг
Удельная изобарная теплоемкость	2483	кДж/(кг К)
Удельная изохорная теплоемкость	1700	кДж/(кг К)
Начальный объем при атм. давлении	391,26	м <sup>3</sup>
Цикловая порция, массовая	0,0345	кг

Важным вопросом для практической реализации внутрицилиндрового смесеобразования является дозирование цикловой подачи ГТ в условиях меняющегося противодействия в рабочем цилиндре. Как показали результаты исследования приведенные в работе [5], истечение ГТ через сечение газовых клапанов может носить как закритический так и докритический характер. Наиболее простым методом дозирования цикловой порции топлива является регулирование продолжительности открытия газового клапана, особенно если скорость истечения является закритической, в результате чего массовый расход газа через клапан остается величиной постоянной на протяжении всего периода подачи. Как показали расчеты для рассмотренного в качестве прототипа двигателя, в нем реализован именно такой способ регулирования.

Важным аспектом при проектировании газодизельных двигателей с внутрицилиндровым смесеобразованием является определение моментов открытия и закрытия газовых клапанов, для обеспечения подачи необходимого количества топлива. Главным фактором, влияющим на продолжительность открытия газового клапана на выбранном участке процесса сжатия, является давление газа перед клапаном. В условиях изменяющегося противодействия характер истечения может носить как закритический так и докритический характер. В первом случае массовый расход ГТ будет постоянным по времени, и не будет зависеть от величины противодействия. Такой способ дозирования наиболее прост в реализации, однако требует более высокого давления перед клапаном, на поддержание которого требуются значительные энергетические затраты. В случае докритического характера истечения, массовый расход будет величиной переменной, в результате чего задача определения необходимого периода открытия клапана усложняется. Однако при этом давление перед газовым клапаном может быть значительно снижено. Так, при условии обеспечения 20% запаса по давлению перед газовым клапаном по отношению к макси-

мальному давлению в рабочем цилиндре на участке топливоподачи, давление газа в двигателе RT-flex50DF может быть снижено с 1,6 до 1,1 МПа, то есть почти в полтора раза.

#### Результаты проведенного исследования

Для исследования процессов наполнения цилиндра, при условии наличия перед клапаном запаса по давлению на уровне 20%, была проведена серия расчетных экспериментов, в каждом из которых давление перед газовым клапаном принималось увеличенным на 1,0 МПа.

Первоначально, в ходе каждого эксперимента определялся угол закрытия газового клапана с шагом  $0,5^\circ$ , при котором максимально соблюдалось условие обеспечения заданного запаса по давлению. Далее определялся угол открытия газового клапана, при котором обеспечивается поступление необходимого количества ГТ в рабочий цилиндр с учетом переменного характера его истечения. Учитывая дискретность угловых промежутков, выбор углов закрытия и открытия газовых клапанов осуществлялся из критерия максимального приближе-

ния к заданному значению.

Результаты расчетов представлены на рис. 1. из которых видно, что при давлениях ГТ приблизительно до 8 МПа, его истечение носит смешанный характер, а при более высоких давлениях только докритический. Очевидно, что попытка перевести характер истечения из докритической области в закритическую при подаче ГТ ближе к концу сжатия, потребует значительного увеличения давления, однако численная оценка данного предположения требует дополнительного исследования.

На рис. 2 представлено характер изменения углов открытия и закрытия газовых клапанов как функция давления ГТ перед ними и углового промежутка их открытия. Из представленных результатов видно – при низких давлениях ГТ (1,0 МПа), открытие газового клапана должно происходить при повороте коленчатого вала на угол  $33^\circ$ , а закрытие  $87^\circ$ . В открытом состоянии газовый клапан находится на протяжении углового промежутка в  $54^\circ$  п.к.в., что по времени составляет 0,072 с.

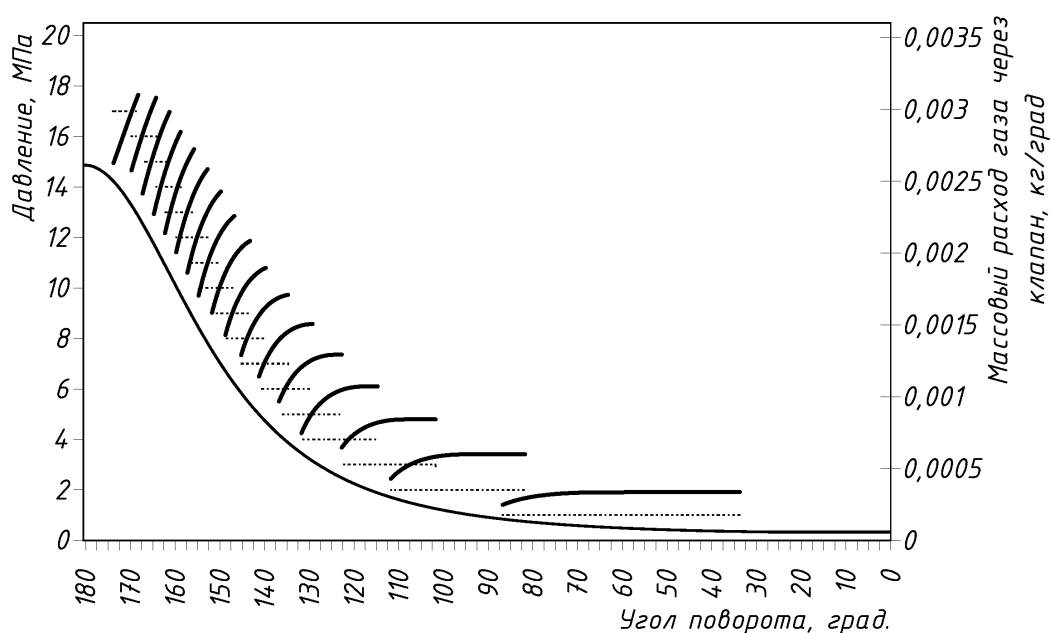


Рис. 1. Изменение массового расхода ГТ при разном давлении перед газовым клапаном:

— — линия сжатия в координатах рφ; — — линия массового расхода ГТ через сопловое отверстие газового клапана; - - - - - давление газа перед клапаном

С увеличением давления газа, угол пребывания клапана в открытом состоянии значительно сокращается, вплоть до давления 4...5 МПа. Далее увеличение давления приводит к незначительному сокращению периода открытия клапана. Так при давлении 5,0 МПа, угол открытия клапана состав-

ляет  $15^\circ$ , а время 0,019 с, а при 17 МПа угол открытия клапана составляет  $6,5^\circ$ , а время 0,008 с. Соответственно, с увеличением давления ужесточаются требования к быстродействию газовых клапанов и их приводов.

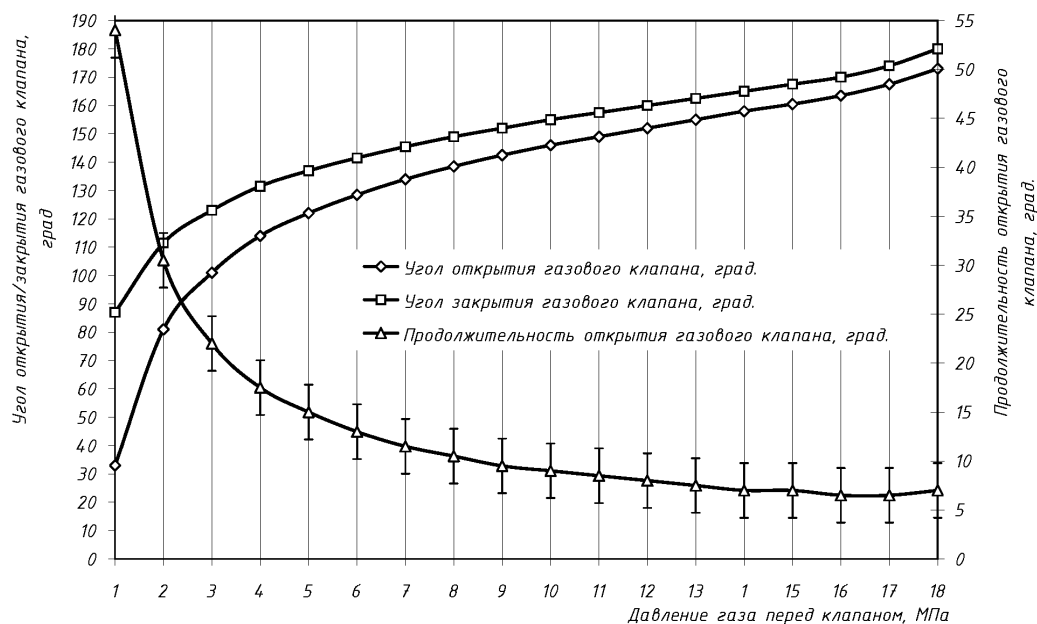


Рис. 2. Изменение углов открытия и закрытия газовых клапанов и продолжительность процесса подачи ГТ как функция давления перед ними

### Выводы

В результате выполненного исследования установлено:

- истечения ГТ из соплового отверстия газового клапана в условиях изменяющегося противодавления в рабочем цилиндре носить переменный характер, который в свою очередь зависит от величины давления перед газовым клапаном;

- при заданном запасе давления перед газовым клапаном, с увеличением давления ГТ, характер истечения смещается в сторону докритического, то есть с переменным расходом, что усложняет процедуру определения необходимого углового промежутка для подачи заданной цикловой порции;

- с увеличением давления перед газовым клапаном, период его открытия сокращается, сначала значительно (в диапазоне 1...5 МПа в 3,7 раза), а при увеличении давления свыше 5 МПа угол подачи газа сокращается незначительно (в диапазоне 5...17 МПа в 2,4 раза). Данная особенность должна быть учтена при проектировании, как самих газовых клапанов, так и их приводов.

### Список литературы:

1. Котиков Ю. Г. Транспортная энергетика / Ю.Г. Котиков, В.Н. Ложкин. – М.: ИЦ «Академия», 2006. – 272 с.
2. Международная конвенция MARPOL 73/78. Приложение

ние VI «Предотвращение загрязнения атмосферы судами». – СПб.: ЗАО ЦНИИМФ, 2000. – 281 с. 3. ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas. – 2012. – Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo. – 36 p. 4. Wettstein R. The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine, AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov, 2014, 31p. 5. Белоусов Е.В. Организация внутреннего смесеобразования в судовых малооборотных газодизельных двигателях / Белоусов Е.В., Савчук В.П., Грицук И.В., Белоусова Т.П. – Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. – №2. С. 13-16.

### Bibliography (transliterated):

1. Kotikov Yu. G., Lozhkin V.N. (2006). Transport power engineering [Transportnaja jenergetika]. Moscow: IC "Academy", p. 272. 2. International Convention MARPOL 73/78. Annex VI "Prevention of air pollution by ships" (2000). SPb.: ZAO TsNIMF, p. 281/. 3. ME-GI Dual Fuel MAN B & W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas, (2012). Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo, 36 p. 4. Wettstein R. (2014) The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine, AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov, 31p. 5. Belousov E.V., Savchuk V.P., Grytsuk I.V., Belousova T.P. (2017) Organization of internal mixture formation in ship low-speed gas-diesel engines [Organizacija vnutrennego smeseobrazovanija v sudovyh malooborotnyh gazodizel'nyh dvigateljah] / Dvigateli vnutrennego sgoraniya, №2, p.p. 13-16.

Поступила в редакцию 05.06.2018 г.

**Белоусов Евгений Викторович** – канд. техн. наук, доцент, декан факультета судовой энергетики, Херсонская государственная морская академия, Украина, ewbelousov67@gmail.com.

**Грицук Игорь Валерьевич** – докт. техн. наук, доцент, проф. кафедры эксплуатации судовых энергетических установок Херсонская государственная морская академия, Украина, gritsuk\_iv@ukr.net.

**Вербовский Валерий Степанович** – научный сотрудник отдела переработки и транспортировки газа, Институт газа НАН Украины, Verbovsky@nas.gov.ua.

## DETERMINATION OF THE ANGLES OF OPENING AND CLOSING GAS VALVES WHEN ORGANIZING INTERNAL MIXTURE FORMATION IN SHIP LOW-SPEED GAS-DIESEL ENGINES

*E.V. Belousov, I.V. Gritsuk, V.S. Verbovsky*

Increasing requirements for environmental indicators led to an intensification of research in the field of creating major marine engines capable of using as main gas fuel. Internal mixture formation in ship low-speed engines operating on the gas-diesel cycle can be realized at various parts of the process of air-charge compression, as a result of which the schemes of the gas-fuel supply systems can differ significantly. The duration of the compression of the gas-air mixture greatly influences the occurrence of detonation processes in the cylinder; therefore, the choice of the optimum moment for the supply of gas fuel is an important aspect when choosing the operating parameters of the gas supply system. The time at which the gas enters and the duration of its supply determine to a large extent the pressure in front of the gas valves, which, under given conditions, must ensure that a predetermined amount of gas fuel enters the working cylinder within a given time interval. The above study is devoted to determining the nature of the change in the angles of opening and closing gas valves at various pressures in front of them, taking into account the fact that the process of gas-fuel outflow under conditions of varying counterpressure is of a variable nature.

## ВИЗНАЧЕННЯ КУТІВ ВІДКРИТТЯ І ЗАКРИТТЯ ГАЗОВИХ КЛАПАНІВ ПРИ ОРГАНІЗАЦІЇ ВНУТРІШНЬОГО СУМІШОУТВОРЕННЯ У СУДНОВИХ МАЛОБОРОТНИХ ГАЗОДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНАХ

*Є.В. Білоусов, І.В. Грицук, В.С. Вербовський*

Зростання вимог до екологічних показників призвели до інтенсифікації досліджень в області створення головних суднових двигунів здатних використовувати в якості основного газове паливо. Внутрішнє сумішоутворення в суднових малооборотних двигунах, що працюють по газодизельному циклу, може бути реалізовано на різних ділянках процесу стиснення повітряного заряду, в результаті чого схеми систем подачі газового палива можуть значно відрізнятися. Тривалість стиснення газоповітряної суміші в значній мірі впливає на виникнення детонаційних процесів в робочому циліндрі, тому вибір оптимального моменту подачі газового палива є важливим аспектом при виборі робочих параметрів системи подачі газу. Момент початку надходження газу і тривалість його подачі в значній мірі визначають тиск перед газовими клапанами, яке при заданих умовах має забезпечити надходження в робочий циліндр заданої кількості газового палива за заданий проміжок часу. Наведене дослідження присвячене визначенню характеру зміни кутів відкриття і закриття газових клапанів при різних тисках перед ними з урахуванням того, що процес витікання газового палива в умовах мінливого протитиску носить змінний характер.

UDK 536.423

DOI: 10.20998/0419-8719.2018.2.05

*O.K. Kopyyka, Yu.O. Olifirenko, V. V. Kalinchak, D.S. Darakov, T.O. Fudulei, Raslavičius L.*

## EVAPORATION OF BINARY ETHANOL-BUTANOL MIXTURE DROPLETS

*This paper presents the results of theoretical and experimental studies of individual droplets evaporation of ethanol(E), butanol(B) and their mixture at 60% ethanol on mass (60%E+40%B) in the heated air environment in the temperature range of 350÷700K and atmospheric pressure. The appearance of effective technologies for the synthesis of renewable fuels from biomass opens the new possibilities for the use of these alcohols as alternative fuels. In practice, alternative fuels are used as components for mixture with fossil fuels. One of the main problems of attempting to increase part of biofuel additions into mixture with transport fuels lies in difference of biofuels thermophysical properties and ones for fossil fuels. These features substantially influence on processes of drop formation and evaporation, ignition and combustion of the modified air – fuel mixture in a combustion chamber. The fuel drops evaporation as the initial stage of combustion in the engine chamber determines efficiency of all other processes. Therefore, the studies of biofuel drop evaporation and ones for their mixtures are relevant.*

*Theoretical modelling of drops vaporization process of these liquid biofuels mixture has been conducted by the using discreet-component approach with the system of thermo- and mass transfer equations for each component of the mixture. So, this system is including (i+1) equations. For evaporation kinetics experimental study the suspended drop's method was used. There are the received dependences of the droplet current diameter and temperature on time which demonstrate the availability of the staging of the mixture evaporation. On the first stage ethanol as the liquid with lower boiling temperature evaporates more intensively. After that there is only butanol at the droplet as the liquid with higher boiling temperature. The second stage is the stationary vaporization of the leftover component of the mixture. The analysis of dependence  $d^2(t)$  allowed to estimate duration of droplets evaporation both for single-component biofuels and for their mixture. The experimental values of evaporation duration correlates with calculations data.*

As is known, one of the generally accepted ways to reduce the negative impact of anthropogenic factor on the environment is the gradual replacement of fossil fuels with their renewable analogues [1]. As the last, in

the segment of motor fuels, (E) - ethanol (C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH) is traditionally used [2]. At the same time, with the advent and improvement of new effective technologies for the synthesis of renewable fuels on the basis of biocom-