

УДК 621.436, 681.51

doi: 10.18698/0536-1044-2022-12-87-106

Расчетное исследование влияния запальной дозы дизельного топлива на рабочий процесс газодизельного двигателя

А.С. Кулешов¹, В.А. Марков¹, В.В. Фурман², С.В. Плахов²

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана

² ООО «ППП «Дизельавтоматика»

Computational Study of the Diesel Fuel Ignition Dose Effecting the Gas-Diesel Engine Operation Process

A.S. Kuleshov¹, V.A. Markov¹, V.V. Furman², S.V. Plakhov²

¹ Bauman Moscow State Technical University

² ООО PPP Dizelavtomatika

Актуальность статьи обусловлена необходимостью замещения нефтяного дизельного топлива моторными топливами, получаемыми из альтернативных сырьевых ресурсов. В качестве перспективного альтернативного топлива рассмотрен природный газ. С использованием программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК проведены расчетные исследования влияния запальной дозы дизельного топлива на рабочий процесс теплового газодизельного двигателя 6 ЧН 31,8/33. Определены дизельный цикл двигателя и его газодизельный цикл с запальной дозой дизельного топлива, равной 5, 10, 15 и 20 %. Различия в значениях эффективного коэффициента полезного действия исследуемого дизеля при изменении запальной дозы дизельного топлива не превышали 2,7 %. Перевод дизеля на газодизельный цикл позволил существенно уменьшить дымность отработавших газов (до 90 %), а также удельные массовые выбросы с отработавшими газами оксидов азота (до 18 %) и углекислого газа (до 23 %). Отмечена целесообразность изменения запальной дозы дизельного топлива газодизельного двигателя с изменением скоростного и нагрузочного режимов его работы.

Ключевые слова: газовый двигатель, газодизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, природный газ, система электронного управления топливоподачей, показатели топливной экономичности

Relevance of the article is determined by the need to replace petroleum diesel fuel with motor fuels obtained from the alternative raw materials. Natural gas is considered as the promising alternative fuel. Using the DIESEL-RK software package, computational studies were made of the diesel fuel ignition dose effect on the operation process of the 6 ChN 31.8/33 locomotive gas-diesel engine. The engine diesel and its gas-diesel cycles with the ignition dose of diesel fuel equal to 5, 10, 15 and 20% were determined. Differences in the efficiency values of the diesel engine under study with alteration in the diesel fuel ignition dose were not exceeding 2.7%. Diesel engine conversion to the gas-diesel cycle made it possible to significantly reduce the smoke from exhaust gases (to 90%), as well as the specific mass emissions with the exhaust gases of nitrogen oxides (to 18%) and carbon dioxide (to 23%). Expediency of changing the diesel fuel ignition dose of a gas-diesel engine with alteration in the speed and load modes of its operation was noted.

Keywords: gas engine, gas-diesel engine, petroleum diesel fuel, natural gas, electronic fuel supply control system, fuel efficiency indicators

История развития поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) неразрывно связана с газообразными топливами. Первый промышленный двигатель, предложенный бельгийским изобретателем Э. Ленуаром в 1860 г., работал на светильном газе [1]. Это был двухтактный двигатель с золотниковым газораспределением и воспламенением газа от электрической искры.

В 1876 г. немецкий инженер Н.А. Отто создал четырехтактный двигатель, работавший на смеси светильного газа с воздухом и потребляющий в 2 раза меньше газа, чем двигатель Э. Ленуара. В этом двигателе также использовались генераторный, доменный, природный (ПГ) и попутный нефтяной газы, благодаря чему он получил широкое распространение в промышленности. Светильный газ применялся в качестве топлива в одном из первых образцов двигателей, созданных Р. Дизелем.

В России производство газовых двигателей началось в 1908 г. на Коломенском заводе. Впоследствии более энергоемкие жидкие топлива практически полностью вытеснили газовые.

Расширение применения газообразных топлив в настоящее время обусловлено необходимостью замещения нефтяных моторных топлив и снижения вредного воздействия отработавших газов (ОГ) ДВС на внешнюю среду [2–4]. При этом одним из основных потребителей газомоторного топлива остается автомобильный транспорт [4–7].

Экономически оправдано использование газовых топлив на железнодорожном и водном транспорте [8–11]. Перспективно внедрение газовых и газодизельных двигателей (далее газодизели) в сельскохозяйственном производстве, позволяющее снизить расходы на покупку топлив для сельскохозяйственной техники и улучшить ее экологические характеристики [12–15]. Целесообразно перевести двигатели дизель-генераторных установок и другие стационарные дизели на газовые топлива [16–18].

Анализ тенденций развития и совершенствования газовых и газодизельных двигателей показал, что некоторые преимущества имеют ДВС, работающие на газовом топливе с запальной дозой нефтяного дизельного топлива (далее ДТ) [1, 5, 19, 20]. Это объясняется большей энергетикой сгорания запальной дозы ДТ по сравнению с энергетикой воспламенения ПГ от свечи зажигания и более мягким сгоранием рабочей смеси.

Необходимо отметить возможность реализации газодизельного процесса в уже эксплуатируемых газодизелях при их незначительной модернизации без существенного изменения конструкции. По мощностным и топливно-экономическим показателям лучшие современные газодизели близки к жидкотопливным, а по токсичности ОГ и износу они имеют значительные преимущества [1].

Реализация указанных потенциальных преимуществ газодизеля невозможна без точного управления параметрами топливоподачи — ее фазами и давлением, цикловыми подачами газового и дизельного топлив. Эти параметры должны быть оптимальными для каждого эксплуатационного режима работы газодизеля.

Такое многофункциональное взаимосвязанное управление параметрами топливоподачи газодизеля целесообразно осуществлять с использованием современных электронных систем автоматического управления и систем автоматического регулирования. Важнейшим параметром процесса топливоподачи газодизеля является запальная доза ДТ.

Цель работы — расчетное исследование влияния запальной дозы ДТ на показатели рабочего процесса газодизеля.

Математические модели, использованные при расчетных исследованиях рабочего процесса газодизеля. Проектно-производственное предприятие ООО «ППП Дизельавтоматика» (г. Саратов) разработало несколько систем электроуправляемой подачи ПГ и ДТ для дизелей, работающих по газодизельному циклу. Одной из них является система электронного управления подачей газового и дизельного топлива СУДМ.03 для тепловозных газодизелей.

Обязательным условием эффективного функционирования этой системы является реализация оптимизированных характеристик топливоподачи, включая запальную дозу ДТ. При этом необходимо определить влияние запальной дозы ДТ на показатели топливной экономичности и токсичности ОГ тепловозного дизеля.

Указанное исследование проведено расчетным путем с использованием программного комплекса (ПК) ДИЗЕЛЬ-РК, разработанного в МГТУ им. Н.Э. Баумана профессором А.С. Кулешовым и предназначенного для термодинамического расчета и оптимизации рабочих процессов ДВС [21–23].

В ПК ДИЗЕЛЬ-РК реализована современная многозонная модель процессов смесеобразования и сгорания в дизеле, трехзонная модель сгорания в газодизеле, несколько моделей теплообмена, 1D-модель газообмена, модель двухступенчатого турбонаддува с охлаждением надувочного воздуха, модель расчета эмиссии оксидов азота NO_x с использованием детального кинетического механизма, модель расчета эмиссии сажи и твердых частиц, модель учета системы рециркуляции ОГ и др. [24–27].

Для расчета смесеобразования и сгорания в дизелях используют РК-модель, в основу которой положен расчетный метод, предложенный в начале 90-х годов профессором Н.Ф. Разлейцевым [28], в дальнейшем доработанный профессором А.С. Кулешовым.

РК-модель учитывает особенности характеристик впрыска: многофазный впрыск, мелкость распыливания топлива, ориентацию струй в объеме камеры сгорания (КС), динамику развития топливных струй, их взаимодействие с воздушным вихрем и стенками, условия развития каждой из топливных струй и образованных ими пристеночных потоков, а также их взаимодействие между собой.

РК-модель близка к модели, разработанной профессором Х. Хироясу [29, 30], хотя имеет существенные отличия, связанные главным образом с более детальным рассмотрением взаимодействия топливных струй со стенками КС и между собой.

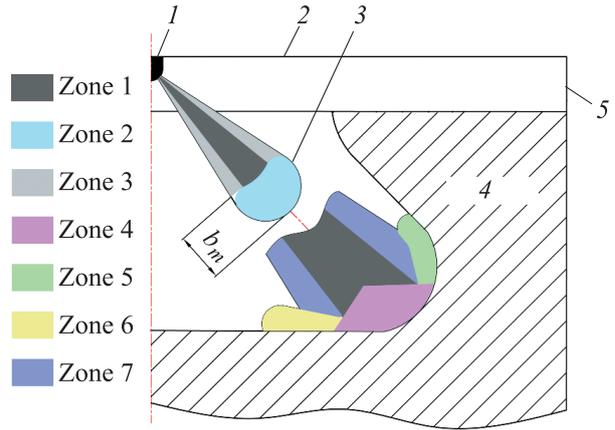


Рис. 1. Расчетная схема струи топлива:

- Zone 1 — разреженная оболочка струи;
- Zone 2 — уплотненное осевое ядро;
- Zone 3 — уплотненный передний фронт;
- Zone 4 — разреженная оболочка пристеночного потока;
- Zone 5 — уплотненное ядро пристеночного потока;
- Zone 6 — передний фронт пристеночного потока;
- Zone 7 — конусообразное осевое ядро пристеночного потока;
- 1 — форсунка; 2 — головка блока цилиндров;
- 3 — КС в поршне; 4 — поршень;
- 5 — цилиндр; b_m — глубина переднего фронта струи

При расчете процесса распыливания топлива и смесеобразования выделяют начальный участок пульсирующего порционного развития и основной участок кумулятивного развития. В процессе движения струи рассчитывают доли топлива, попавшего в характерные зоны с разными условиями испарения и горения, включая пристеночные зоны на стенке КС, гребне поршня, зеркале и крышке цилиндра (рис. 1) [31].

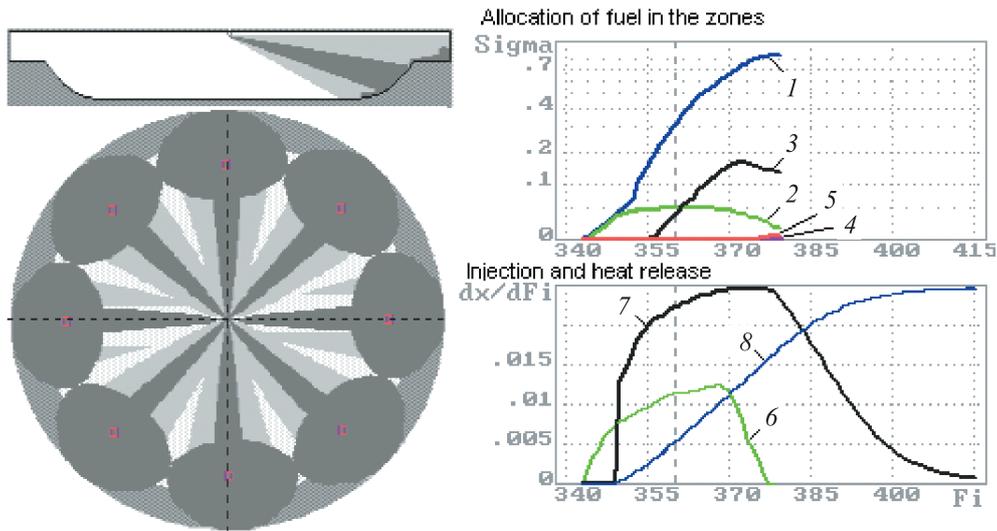


Рис. 2. Результаты визуализации смесеобразования и сгорания в КС:

1–5 — распределение топлива в разреженной оболочке струи и пристеночном потоке, ядре свободной струи, ядре пристеночного потока, на крышке и зеркале цилиндра соответственно; 6–8 — характеристики впрыска, тепловыделения и интегральная характеристика тепловыделения в зависимости от угла поворота коленчатого вала

Траектории движения свободных струй, а также движение образованных ими пристеночных потоков определяют с учетом задаваемого вихревым числом переносного воздействия тангенциального вихря и углов встречи свободных струй со стенками КС.

В период топливоподачи и развития топливных струй скорость сгорания лимитирована главным образом скоростью испарения топлива. В свободно развивающейся струе зонами интенсивного теплообмена и испарения распыленного топлива являются передний фронт и оболочка струи (рис. 2). В высокоскоростном и плотном осевом потоке прогрев и испарение капель незначительны.

При набегании струи на стенку скорость испарения топлива, скопившегося в переднем фронте, резко снижается до минимума в момент завершения укладки фронта на стенку КС. Это вызвано более низкой по сравнению с газовым зарядом температурой стенки, уменьшением обдува капель, уплотнением капельно-газовой смеси на стенке, слиянием и перемешиванием авангардных капель с подлетающими к стенке КС более холодными каплями.

После укладки фронта на стенку КС двухфазная смесь начинает растекаться по ней за пределы конуса струи. Скорость испарения топлива в пристеночной зоне увеличивается, хотя и остается меньшей, чем в объеме КС. При

растекании по гребню поршня часть топлива может проникнуть в надпоршневой зазор, попасть на крышку и стенки цилиндра.

Скорость испарения топлива, поступившего в каждую из названных зон интенсивного теплообмена, равна сумме скоростей испарения отдельных капель. Испарение каждой капли до и после воспламенения топлива подчиняется закону Срезневского. Топливная аппаратура форсированных дизелей обеспечивает довольно однородное распыливание топлива, особенно на основном участке его впрыска. Поэтому расчет испарения топлива можно проводить по капле среднего диаметра по Заутеру d_{32} .

Представленное описание ПК ДИЗЕЛЬ-РК и примеры расчета показателей дизелей различного назначения [32–34] подтверждают возможность его применения для моделирования рабочего процесса дизеля, работающего на ДТ и различных альтернативных топливах.

Методика и результаты расчетных исследований рабочего процесса газодизеля. Объектом расчетных исследований являлся газодизель, созданный на базе дизеля Д50 (6 ЧН 31,8/33) производства АО «Пензадизельмаш», используемого на тепловозах ТЭМ18ДМ.

Расчетные исследования газодизельного цикла дизеля 6 ЧН 31,8/33 проведены в режиме полной мощности ($N_e = 1000$ кВт при частоте

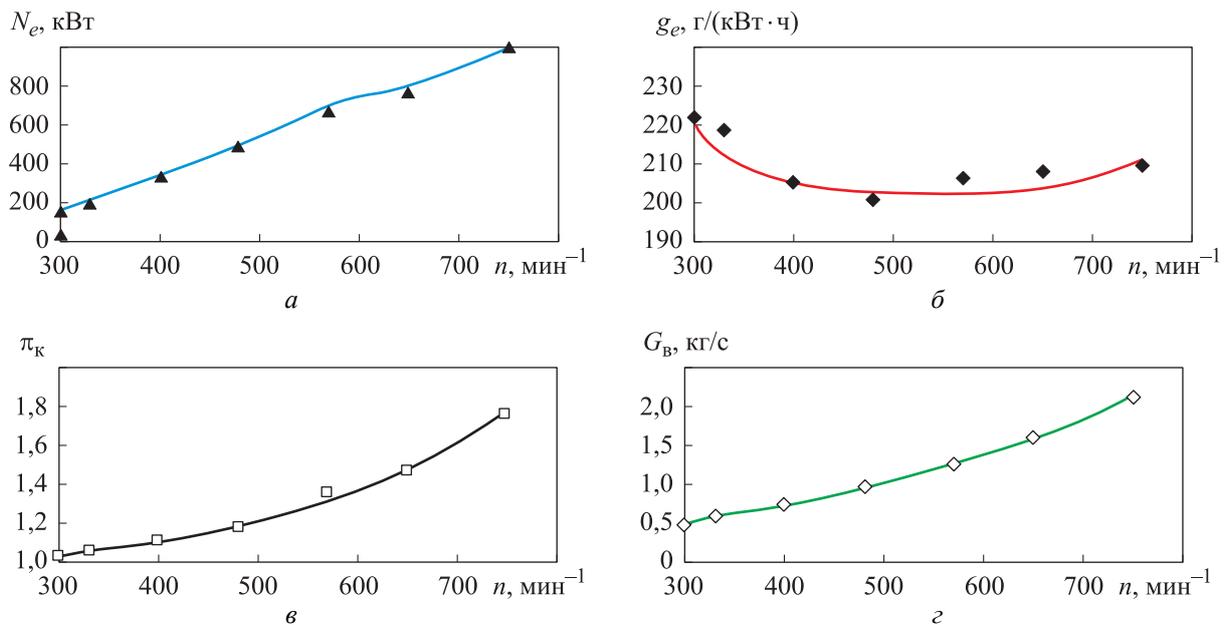


Рис. 3. Расчетные (кривые) и экспериментальные (точки) зависимости эффективной мощности N_e (а), удельного эффективного расхода топлива g_e (б), степени повышения давления в компрессоре π_k (в) и расхода воздуха G_b (г) от частоты вращения n в режимах тепловозной характеристики дизеля 6 ЧН 31,8/33

вращения коленчатого вала (далее частота вращения) $n = 750 \text{ мин}^{-1}$), работающего на ПГ с воспламенением смеси от запальной дозы ДТ, подаваемого штатной системой топливоподачи. Запальная доза ДТ (с учетом разницы теплоты сгорания рассматриваемых топлив) составляла 5, 10, 15 и 20 %.

Для настройки математической модели ПК ДИЗЕЛЬ-РК использованы экспериментальные данные, полученные АО «Пензадизельмаш» при испытаниях дизеля в восьми режимах тепловозной характеристики. В качестве исходных данных выступали конструктивные параметры,

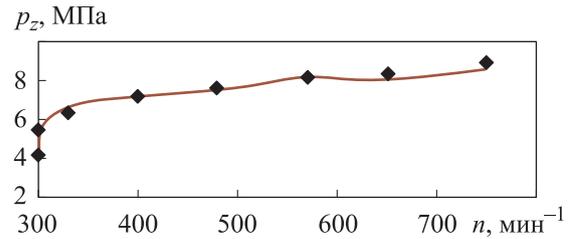


Рис. 4. Расчетная (—) и экспериментальная (◆) зависимости максимального давления в цилиндре p_z от частоты вращения n в режимах тепловозной характеристики дизеля 6 ЧН 31,8/33

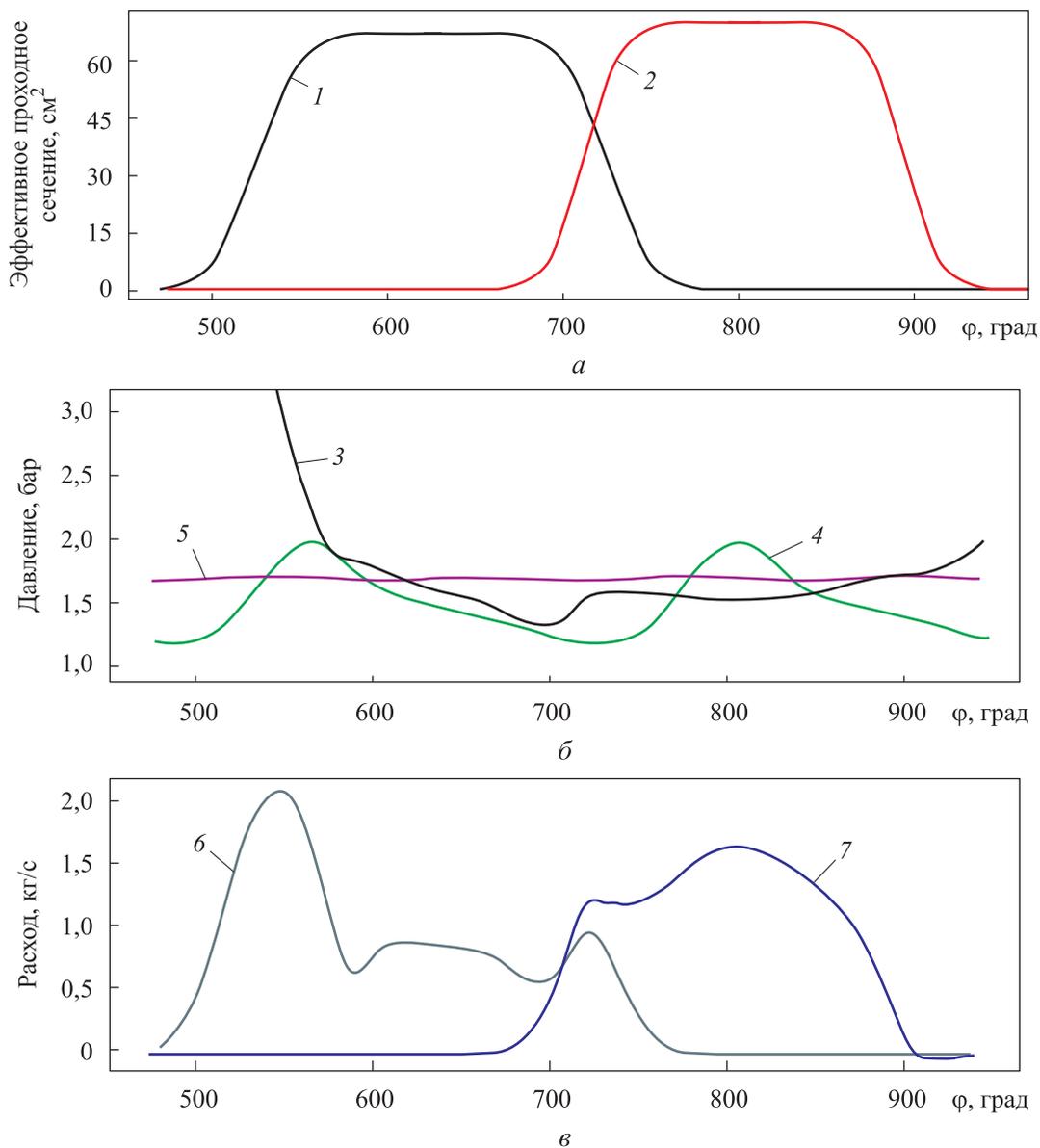


Рис. 5. Расчетные зависимости параметров газообмена от угла ПКВ φ в режиме полной мощности дизеля 6 ЧН 31,8/33: а — эффективного проходного сечения выпускного (1) и впускного (2) клапанов; б — давлений в цилиндре (3), выпускном (4) и впускном (5) коллекторах; в — расхода газа через выпускные (6) и впускные (7) органы

взятые из открытых источников и полученные от АО «Пензадизельмаш».

Расчетные и экспериментальные зависимости эффективной мощности N_e , удельного эффективного расхода топлива g_e , степени повышения давления в компрессоре π_k и расхода воздуха G_b от частоты вращения n в режимах тепловозной характеристики дизеля 6 ЧН 31,8/33 приведены на рис. 3.

Вследствие отсутствия экспериментальных данных по скорости тепловыделения в цилиндре дизеля 6 ЧН 31,8/33 для проверки точности расчета процесса сгорания выполнено сопоставление эффективной мощности и максимального давления в цилиндре p_z . Расчетная и экспериментальная зависимости максимального давления в цилиндре p_z от частоты вращения n в режимах тепловозной характеристики дизеля 6 ЧН 31,8/33 показаны на рис. 4.

Результаты расчета газообмена в режиме максимальной мощности приведены на рис. 5. Характер протекания кривых расхода топлива через выпускные и впускные коллекторы показывает наличие интенсивной продувки цилиндра (коэффициент продувки равен 1,4). Это указывает на то, что для подачи ПГ в цилиндр газодизеля необходимо использовать фазиро-

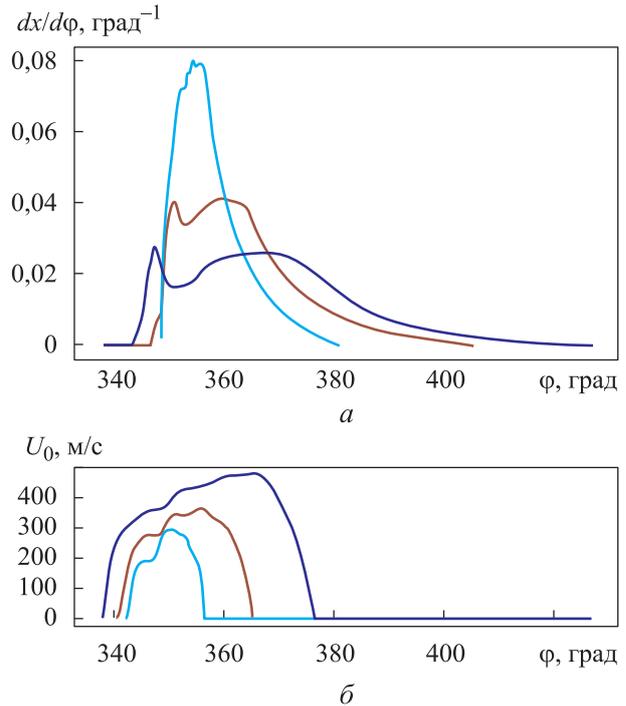


Рис. 6. Расчетные зависимости скорости тепловыделения $dx/d\phi$ (а) и скорости истечения топлива U_0 (б) от угла ПКВ ϕ в режимах тепловозной характеристики дизеля 6 ЧН 31,8/33: — $N_e = 205$ кВт, $n = 330$ мин^{-1} ; — $N_e = 1000$ кВт, $n = 750$ мин^{-1} ; — $N_e = 476$ кВт, $n = 480$ мин^{-1}

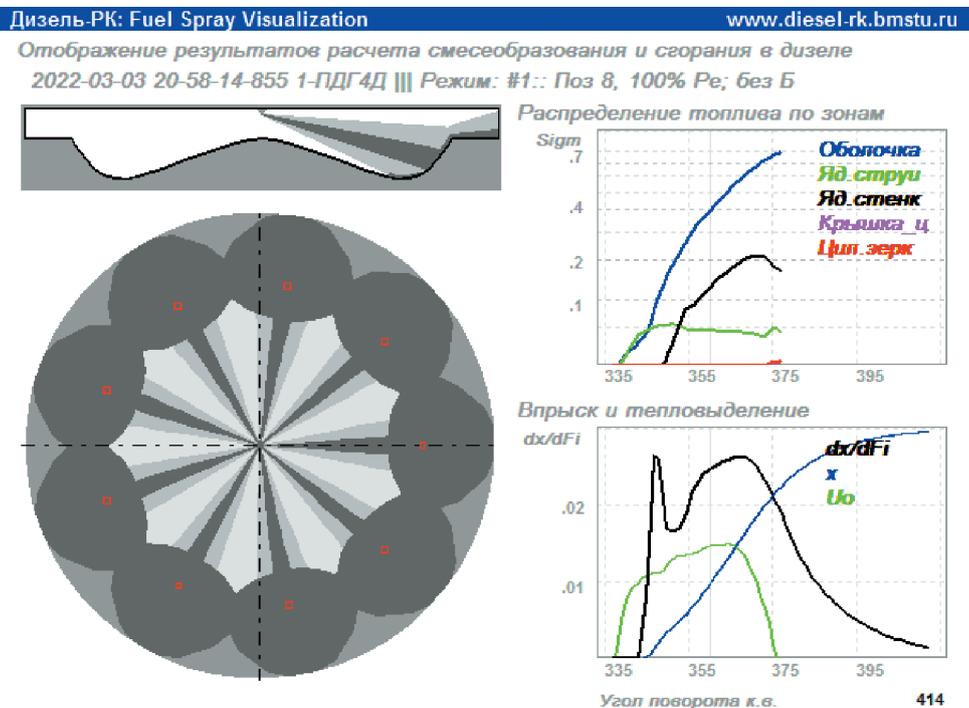


Рис. 7. Результаты расчета развития струй топлива в КС в режиме полной мощности дизеля 6 ЧН 31,8/33: Оболочка — разреженная оболочка струи и пристеночного потока; Яд. струи — ядро свободной струи; Яд. стенк — ядро пристеночного потока; Крышка_ц — топливо, осевшее на крышке цилиндра; Цил. зерк — топливо попавшее на зеркало цилиндра

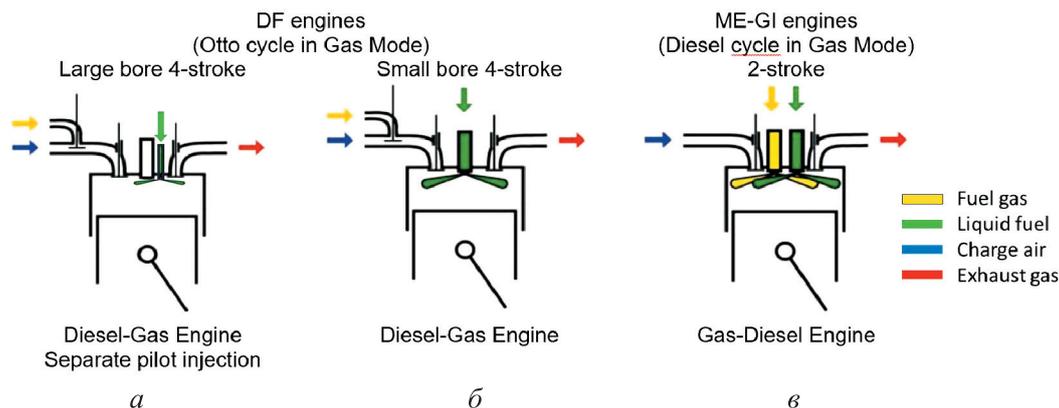


Рис. 8. Схемы организации газодизельного процесса в четырехтактных дизелях большой (а) и малой (б) размерности, в двухтактных дизелях (в) с непосредственным впрыском топлива (без форкамер): Fuel Gas — газовое топливо (природный газ); Liquid Fuel — жидкое топливо; Charge air — наддувочный воздух; Exhaust gas— ОГ

ванную подачу во впускной канал с помощью управляемого клапана. Начало подачи топлива в режиме полной мощности должно осуществляться приблизительно после 50° поворота коленчатого вала (ПКВ) за верхней мертвой точкой (ВМТ) и продолжаться не более 100° ПКВ.

Расчетные параметры впрыска и скорости тепловыделения в режимах тепловозной характеристики дизеля 6 ЧН 31,8/33 — при 100%-ной ($N_e = 1000$ кВт, $n = 750$ мин⁻¹); 46%-ной ($N_e = 476$ кВт, $n = 480$ мин⁻¹) и 20%-ной нагрузке ($N_e = 205$ кВт, $n = 330$ мин⁻¹) — приведены на рис. 6. Результаты расчета развития струй топлива в КС в режиме полной мощности дизеля 6 ЧН 31,8/33 показаны на рис. 7.

После настройки математической модели по данным дизельного процесса она была дополнена данными для расчета системы подачи топлива во впускной канал и использована для дальнейшего исследования газодизеля с воспламенением метана от запальной дозы ДТ. В настоящее время для организации газодизельного процесса используют различные схемы подачи и воспламенения газа в цилиндре газодизеля (рис. 8).

Для среднеоборотных ДВС чаще всего применяют схему, в которой ПГ подают во впускную систему через электронно-управляемый клапан (рис. 9) [35]. Для подачи запальной дозы ДТ используют специальную форсунку. Запорный конус основной форсунки охлаждается маслом. При этом показанная на рис. 9 схема двигателя японской фирмы Yanmar размерности $D/S = 280/385$ предполагает возможность его работы как по дизельному циклу, так и по газодизельному.

В опубликованных данных сообщается о передовых решениях, когда долю запальной дозы удавалось снизить до 0,5...1,4 % [1, 36]. Для реализации концепции DF необходимо снабжать газодизель новыми элементами, среди которых клапаны подачи газа, газовые трубки с двойными стенками, система электронного управления подачей газа, система контроля детонации, система анализа ОГ для управления коэффициентом избытка воздуха α и воздушная заслонка для регулирования его значения.

Для расчета рабочего процесса газодизеля выбрана схема подачи газа в его впускную систему, аналогичная схеме, показанной на рис. 9, но воспламенение рабочей смеси в цилиндре осуществляется от подачи малой порции ДТ основной форсункой. Эта схема рассмотрена в расчетных исследованиях, так как применение

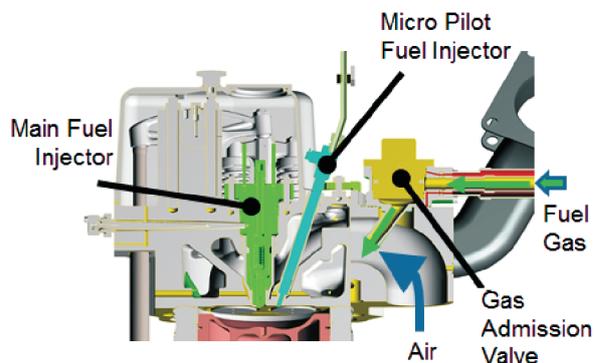
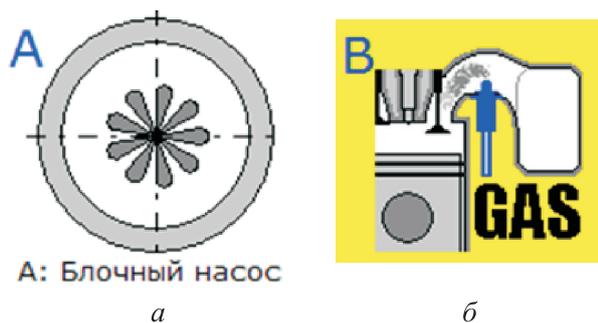


Рис. 9. Схема организации газодизельного процесса двигателя Yanmar $D/S = 280/385$ со средним эффективным давлением $p_e = 20$ бар при частоте вращения $n = 720$ мин⁻¹: Main Fuel Injector — основная форсунка; Micro Pilot Fuel Injector — микрофорсунка для впрыска запальной дозы; Gas Admission Valve — клапан подачи газа



А: Блочный насос

а

б

Рис. 10. Система подачи ДТ в цилиндр газодизеля 6 ЧН 31,8/33, формирующая струи распыливаемого топлива (а), и система подачи ПГ во впускную систему ДВС (б)

специальной форсунки влечет за собой изменение конструкции крышки цилиндра для размещения еще одной форсунки или изготовления специальной форсунки с несколькими (от двух до четырех) иглами в одном корпусе (решение фирмы L'Orange) [37].

При расчетах в ПК ДИЗЕЛЬ-РК за топливную систему А принята штатная система впрыска ДТ, система подачи ПГ обозначена как система В (рис. 10). Давление ПГ в гидрوليнии его подачи в клапанные каналы задавалось на 1 бар выше, чем давление наддува (такое решение использовано фирмой Wartsila на газодизелях, работающих в качестве главных судовых дизелей).

При этом максимальный расход ПГ рассчитан исходя из геометрических характеристик проточной части клапана (девять отверстий диаметром 5 мм) и перепада давлений в нем. Форма характеристики подачи ПГ от угла поворота кривошипа принята трапецевидной, начало подачи ПГ — равным 300° ПКВ до ВМТ. Цикловые подачи ПГ и запального ДТ приведены в табл. 1.

Многозонная модель смесеобразования и сгорания дизельной струи подробно описана в работах [25–27]. В настоящем исследовании

использована трехзонная модель сгорания газа в газодизеле (рис. 11).

Геометрические характеристики развивающейся запальной струи ДТ и скорость ее сгорания рассчитаны в рамках РК-модели [25–27]. Запальная струя обычно впрыскивается очень быстро и до своего интенсивного горения успевает занять довольно большой объем. Для экстраполяции дальнобойности струи после окончания впрыска использована упрощенная формула Куо [38]. Оценка угла раскрытия струи выполнена по уравнениям А.С. Лышевского [39]. Степень расширения струи определена по эмпирическому уравнению с учетом объема КС и давления впрыска.

Температура в зоне горения запальной порции рассчитана исходя из массы рабочего тела этой зоны струи и с учетом параллельного с ДТ выгорания ПГ, находящегося в зоне струи (для ПГ использована формула Вибе). По ходу развития процесса вычислялась температура как в зоне остального, не начавшего гореть газа (использовалась двухзонная модель), так и в зоне активации сгорания основного газа по уравнению энергетического баланса (см. рис. 11).

В двух зонах из трех (в зонах активации и несгоревшего газа) проведен расчет детальной химической кинетики предпламенных реакций с накоплением значения интеграла Livengood-Wu [40]. Как только значение интеграла Livengood-Wu в зоне активации достигнет единицы, принимается, что сгорание основного ПГ началось. Зона выгоревшей смеси резко увеличивается вследствие добавления массы выгорающего газа вне зоны запальной струи.

Если в зоне несгоревшей смеси значение интеграла Livengood-Wu достигнет единицы, то это означает начало детонации. Значение интеграла Livengood-Wu, полученное в конце процесса сгорания газа, выводится в результаты

Таблица 1

Параметры газодизеля 6 ЧН 31,8/33, работающего на ДТ и ПГ в режиме полной мощности с запальной дозой ДТ

Параметр	Дизельный цикл	Газодизельный цикл при подаче запальной дозы ДТ $G_{ДТ}$, %			
		5	10	15	20
Цикловая подача ДТ (система А), г	1,5410	0,0771	0,1541	0,2311	0,3082
Угол опережения впрыска ДТ, град ПКВ до ВМТ	23	10	9	8	7
Цикловая подача ПГ (система В), г	0	1,2510	1,1850	1,1192	1,0533
Угол опережения подачи ПГ, град ПКВ до ВМТ	–	300	300	300	300

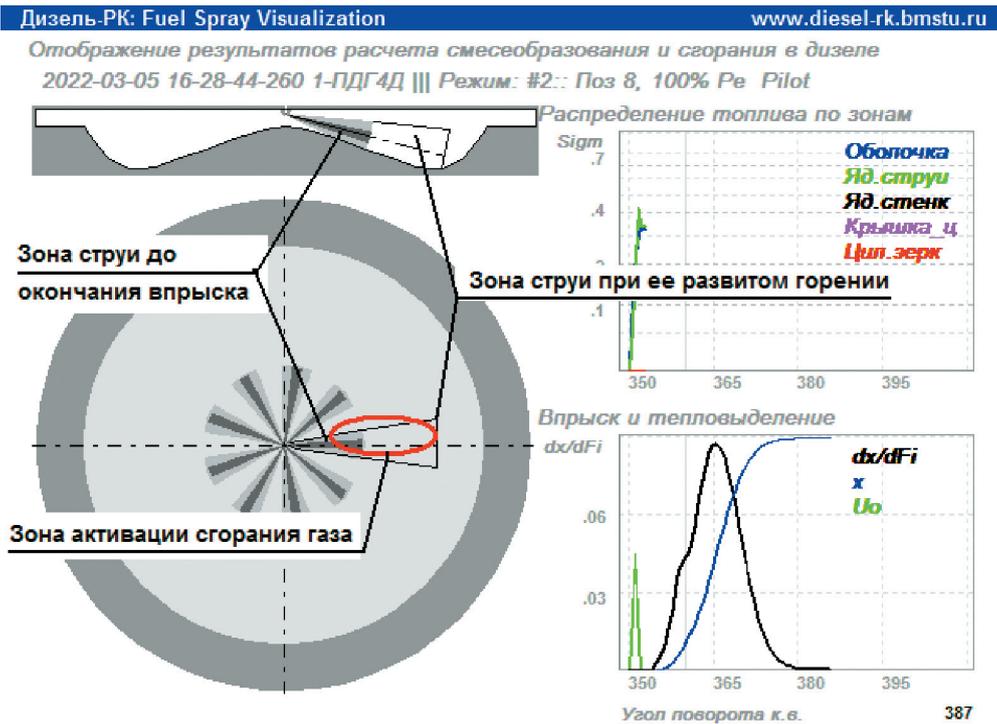


Рис. 11. Схема трехзонной модели сгорания ПГ в газодизеле

расчета как готовность заряда к детонации. Вследствие отсутствия экспериментальных данных по детонации в среднеоборотном газодизеле 6 ЧН 31,8/33 готовность заряда к детонации оценивалась по статистическим данным фирмы Wartsila (рис. 12).

Настройки трехзонной модели сгорания газа выполнены по экспериментальным данным газодизеля КамАЗ [41]. Сопоставление расчетных и экспериментальных скоростей тепловы-

деления при различных значениях массовой доли запального ДТ (11, 22 и 32 %) приведено на рис. 13.

Расчеты газодизеля 6 ЧН 31,8/33 при работе в режиме полной мощности (номинальном режиме) на ПГ выполнены с описанными ранее настройками дизельной модели сгорания и газовой части газодизельного сгорания. В расчеты заложено, что запальные порции ДТ подаются штатной топливной системой при давлении впрыска 1000 бар. Принятые в расчете характеристики впрыска запальных порций ДТ приведены на рис. 14.

В связи с тем, что впрыск малых порций запального ДТ происходит достаточно быстро (т. е. основная часть топлива подается до окончания периода задержки самовоспламенения), форма кривых скорости впрыска не оказывает существенного влияния на характеристику тепловыделения основной массы запальной порции.

Влияние профиля характеристики впрыска в начальной и конечной фазах топливоподачи влияет на диаметр и время догорания крупных капель, но скорость тепловыделения от сгорания большей части топлива запальной дозы зависит в основном от максимального давления впрыска, определяющего средний диаметр капель d_{32} .

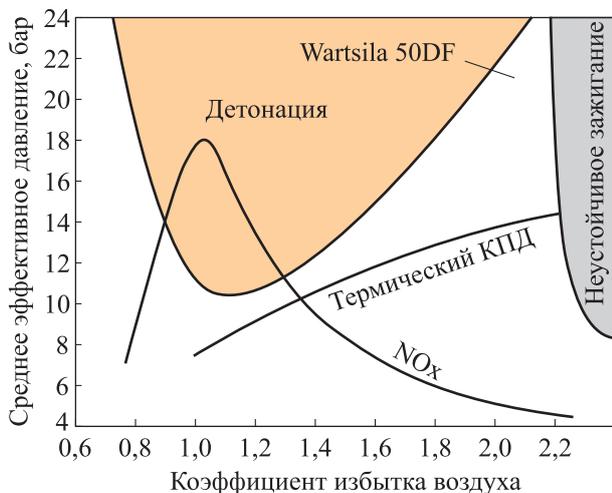


Рис. 12. Диаграмма рабочих режимов газодизеля по данным фирмы Wartsila (точкой отмечен режим работы двигателя Wartsila 50DF)

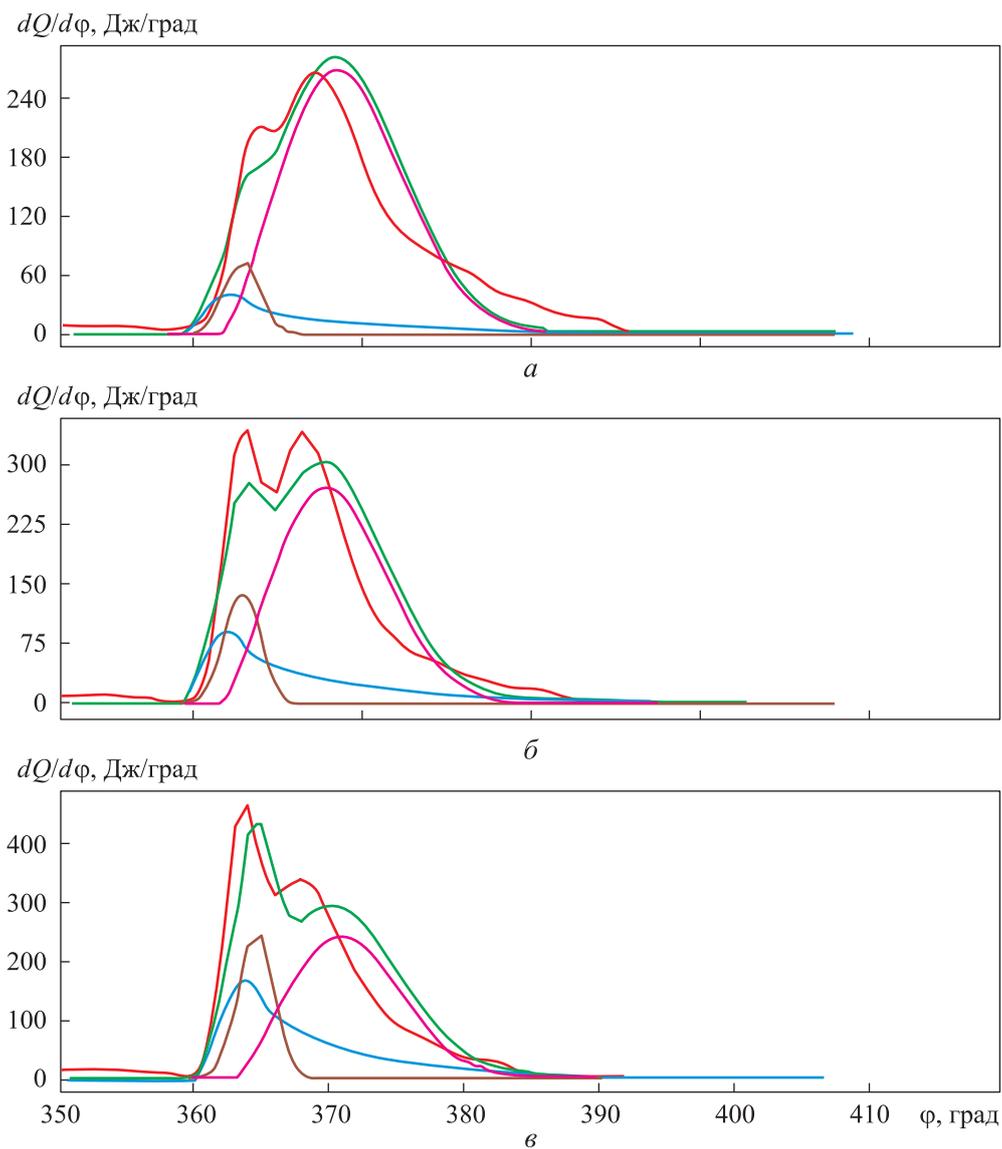


Рис. 13. Зависимости скоростей тепловыделения $dQ/d\phi$ в газодизеле КамАЗ от угла ПКВ ϕ при массовой доле запального ДТ, равной 11 (а), 22 (б) и 32 % (в):

- экспериментальной общей скорости тепловыделения; — суммарной расчетной скорости тепловыделения;
- расчетной скорости тепловыделения запальной порции ДТ; — расчетной скорости тепловыделения газа в зоне струи; — расчетной скорости тепловыделения основного газа в цилиндре

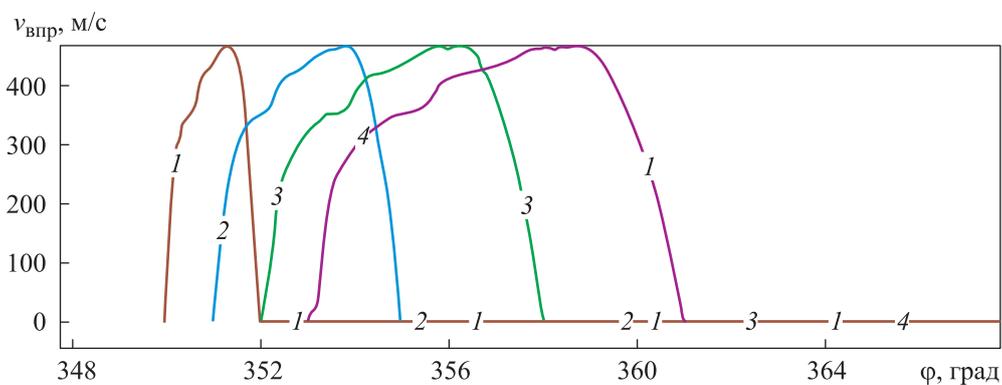


Рис. 14. Зависимости скорости впрыска $v_{впр}$ от угла ПКВ ϕ при $G_{ДТ} = 5$ (1), 10 (2), 15 (3) и 20 % (4)

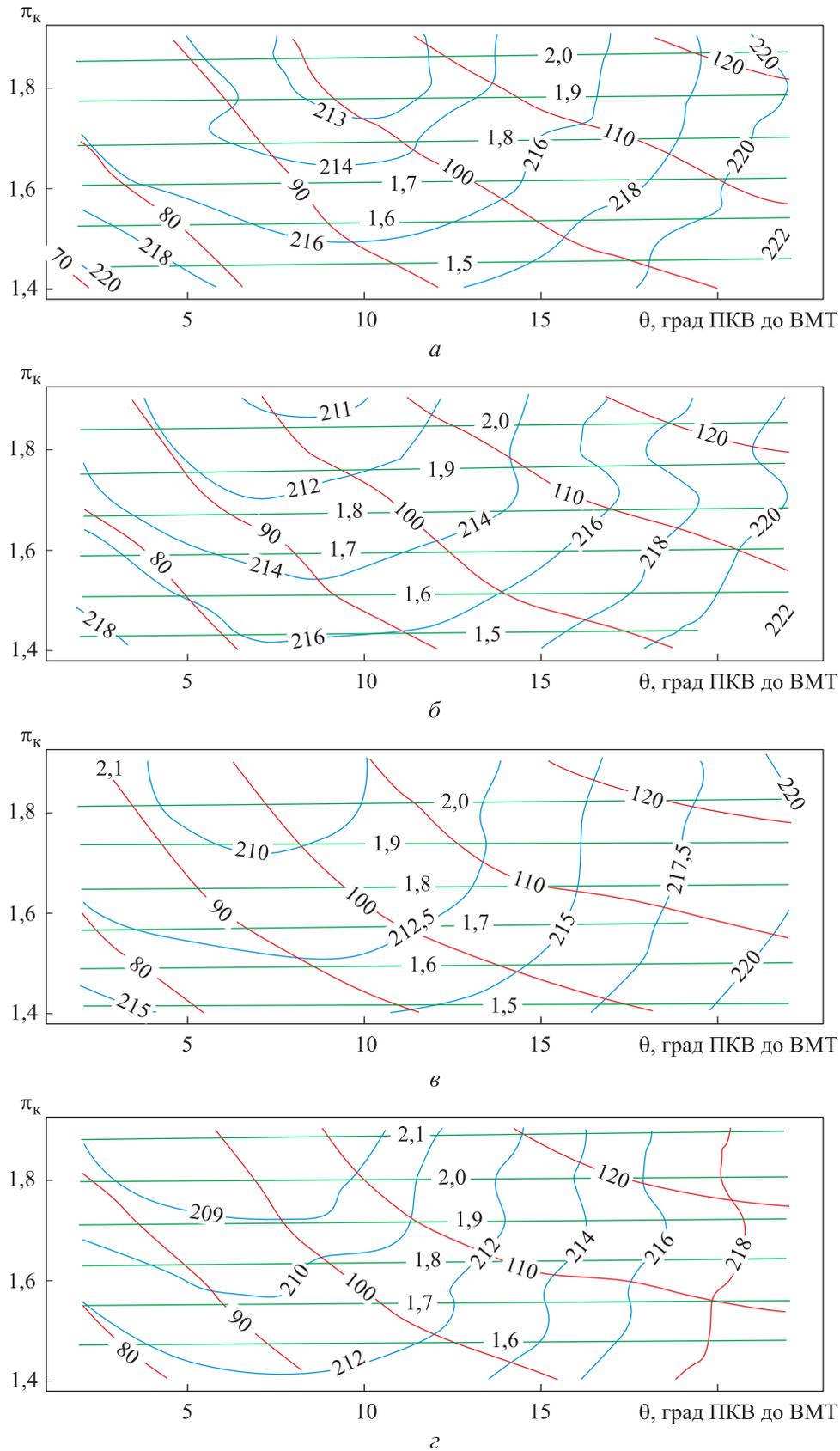


Рис. 15. Влияние угла опережения впрыска θ и степени повышения давления в компрессоре π_k на параметры газодизеля 6 ЧН 31,8/33 при запальной дозе ДТ $G_{\text{ДТ}} = 5$ (а), 10 (б), 15 (в) и 20 % (г):

— красная линия — максимальное давление в цилиндре p_z , бар; — синяя линия — суммарный удельный эффективный расход топлива $g_{e\text{ сум}}$, г/(кВт·ч); — зеленая линия — коэффициент избытка воздуха α

Таким образом, допущение о принятых профилях характеристики впрыска запальных порций (см. рис. 14) не должно вносить существенных погрешностей в результаты расчетов. Но это справедливо лишь в случае отсутствия подвпрысков, которые существенно ухудшили бы картину, увеличив средний диаметр капель, замедлив сгорание запальной порции и нарушив стабильность процесса воспламенения основного газа.

Не случайно мировой тенденцией является применение специальных (автомобильного класса) форсунок для подачи запальных порций. Они обеспечивают лучшую мелкость распыливания и большую стабильность параметров. В итоге эффективность сгорания запального топлива (скорость и полнота сгорания, а также температура в зоне активации) повышаются, и как результат, долю ДТ в общей топливоподаче можно снизить до 0,5...1,5 % (двигатель Wartsila 50DF имеет долю запальной порции 0,5 %).

Угол опережения впрыска θ запальной порции ДТ выбирался для каждого случая на основании оптимизационного исследования с использованием метода двухфакторного численного эксперимента. В каждом исследовании θ варьировался в диапазоне 2...22° ПКВ до ВМТ, а степень повышения давления в

компрессоре π_k изменялась в интервале 1,4...1,9.

Результаты численного эксперимента приведены на рис. 15. Параметры газодизеля 6 ЧН 31,8/33 при оптимальных сочетаниях θ и π_k в соответствии с этими рисунками приведены в табл. 2.

В режиме полной мощности газодизель 6 ЧН 31,8/33 имеет среднее эффективное давление $p_e \approx 10$ бар, т. е. согласно данным рис. 12, для бездетонационной работы и устойчивого воспламенения можно функционировать с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,5...2,1$, а следовательно, сохранить существующий турбокомпрессор с $\pi_k = 1,77$. В связи с меньшей, чем у ДТ продолжительностью сгорания газа, угол опережения впрыска запальной порции ДТ должен быть значительно ниже, чем у дизеля (см. табл. 2 и рис. 16).

Индикаторные диаграммы дизельного процесса и газодизельного с запальной дозой ДТ $G_{ДТ} = 5$ и 20 % сопоставлены на рис. 17, где видно, что чем больше запальная доза ДТ, тем быстрее нарастает давление в цилиндре. Зависимости доли ПГ в массе свежего заряда цилиндра Gas_f_c и расхода газа через клапан его подачи во впускной канал $GAS.flw_in$ от угла ПКВ при запальной дозе ДТ $G_{ДТ} = 5$ и 20 % приведены на рис. 18.

Таблица 2

Параметры рабочего процесса газодизеля 6 ЧН 31,8/33, работающего на ДТ и ПГ в режиме полной мощности с запальной дозой ДТ

Параметр	Дизельный цикл	Газодизельный цикл при подаче запальной дозы ДТ $G_{ДТ}$, %			
		5	10	15	20
Цикловая подача метана, г	0	1,2520	1,1850	1,1192	1,0533
Цикловая подача ДТ, г	1,541	0,0771	0,1541	0,2311	0,3082
Угол опережения впрыска ДТ θ , град ПКВ до ВМТ	23	10	9	8	7
Продолжительность подачи метана, град ПКВ	–	110,0	104,5	99,0	93,3
Коэффициент избытка воздуха по газу $\alpha_{газ}$	–	1,927	2,063	2,220	2,390
Коэффициент избытка воздуха при сгорании α	2,210	1,888	1,912	1,943	1,965
Температура ОГ перед турбиной, К (°С)	706 (434)	767 (494)	761 (488)	754 (481)	751 (478)
Максимальное давление в цилиндре p_z , бар	91	97,5	98	100,5	99,3
Суммарный удельный эффективный расход топлива $g_e \text{ сум}$, г/(кВт·ч)	208,5	213,2	212,0	210,0	208,6

Примечание. Суммарный удельный эффективный расход топлива газодизеля приведен к теплотворной способности ДТ, равной 42,7 МДж/кг.

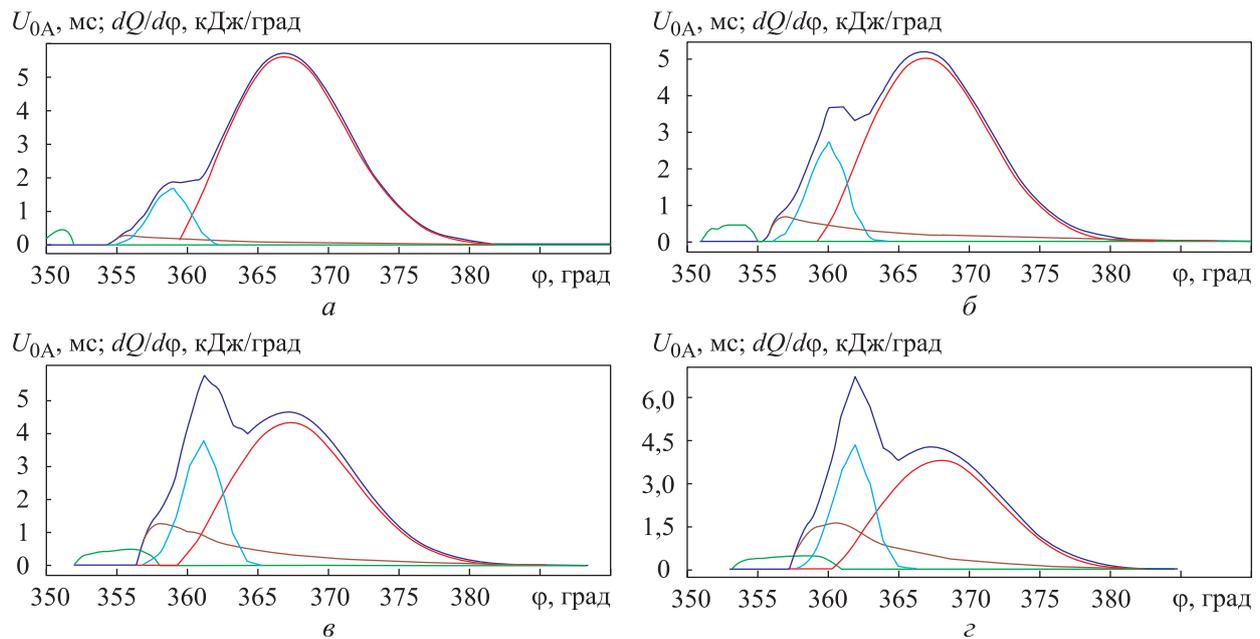


Рис. 16. Зависимости скорости истечения топлива из распыливающих отверстий системы А U_{0A} (—) и скоростей тепловыделения $dQ/d\phi$ от угла ПКВ ϕ в различных зонах цилиндра газодизеля 6 ЧН 31,8/33 при запальной доле ДТ $G_{DT} = 5$ (а), 10 (б), 15 (в) и 20 % (г):
 — — общей скорости тепловыделения; — — скорости тепловыделения топлива, поданного системой А;
 — — скорости тепловыделения ПГ в основной зоне; — — скорости тепловыделения ПГ в струе пилотной порции топлива

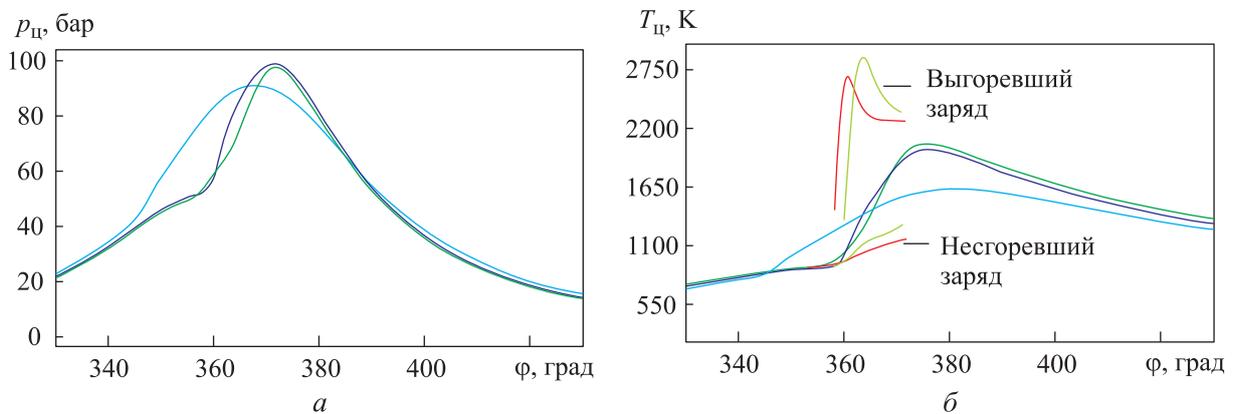


Рис. 17. Зависимости давления p_c и температуры T_c в цилиндре от угла ПКВ ϕ и характерные зоны для дизельного (—) процесса и газодизельного с запальной дозой ДТ $Q_{DT} = 5$ (—) и 20 % (—)

Обобщенные расчетные данные дизеля 6 ЧН 31,8/33, работающего в режиме полной мощности на ДТ и ПГ с запальной дозой ДТ приведены на рис. 19.

Анализ этих данных свидетельствует о том, что эффективный коэффициент полезного действия (КПД) η_e дизеля и газодизеля с различными значениями запальной дозы ДТ оказались достаточно близкими. Различия в значениях эффективного КПД дизеля при изменении дозы впрыскиваемого ДТ не превышают 2,7 %. Перевод дизеля на газодизельный цикл существенно

снижает дымность ОГ по шкале Хартриджа K_x (до 90 %), удельные массовые выбросы с ОГ оксидов азота e_{NOx} (до 18 %) и углекислого газа e_{CO2} (до 23 %).

Следует отметить, что значение запальной дозы ДТ газодизеля зависит от режима его работы. В качестве примера на рис. 20 приведена базовая характеристика запальной дозы дизельного топлива G_{DT} , реализуемая в автомобильном газодизеле [36].

Эта характеристика предполагает увеличение доли ДТ в общем расходе топлива по мере

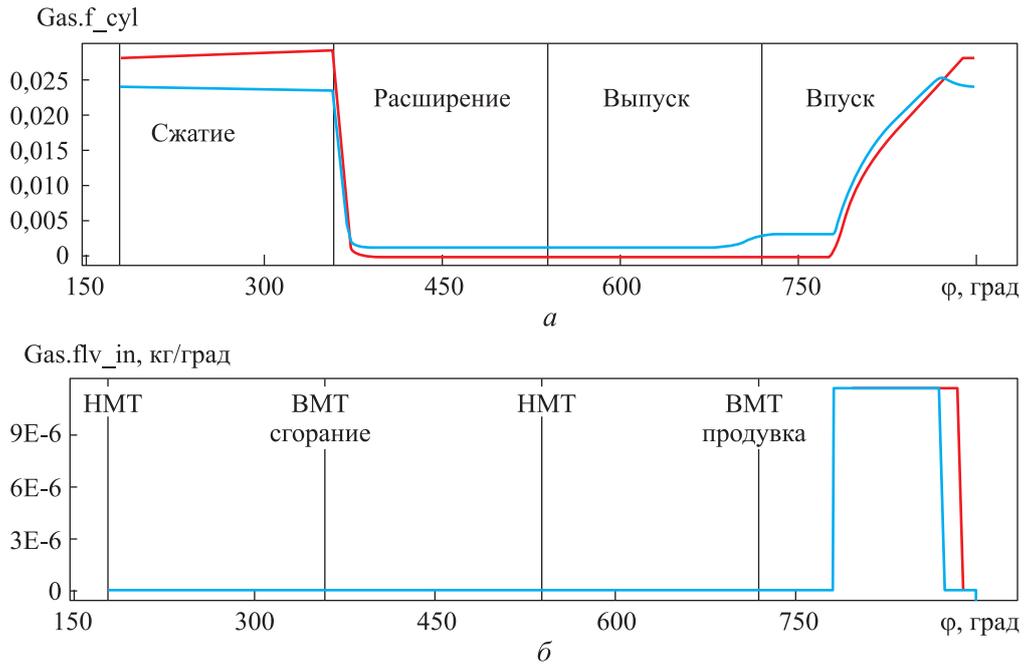


Рис. 18. Зависимости доли ПГ в массе свежего заряда цилиндра $Gas.f_c$ (а) и расхода газа через клапан его подачи во впускной канал $GAS.flw_{in}$ (б) от угла ПКВ при запальной дозе ДТ $Q_{дт} = 5$ (—) и 20% (—)

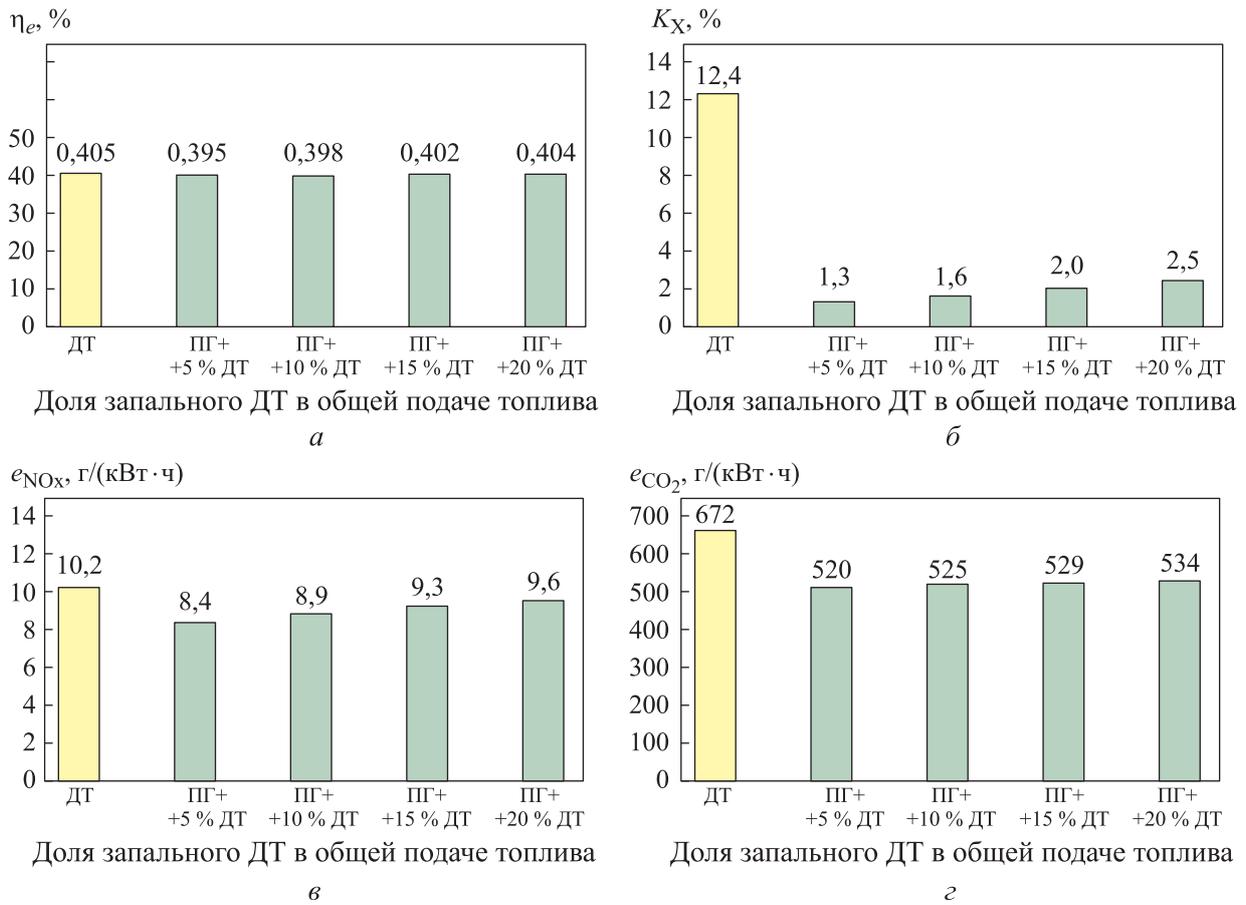


Рис. 19. Зависимости эффективного КПД η_e (а), дымности ОГ по шкале Харттриджа K_x (б), удельных массовых выбросов оксидов азота e_{NOx} (в) и углекислого газа e_{CO2} (г) в составе ОГ дизеля 6 ЧН 31,8/33, работающего в режиме полной мощности на ДТ и ПГ с разной запальной дозой ДТ

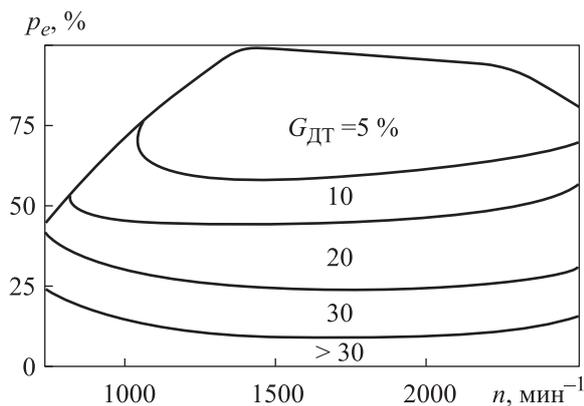


Рис. 20. Расчетные зависимости среднего эффективного давления p_e от частоты вращения n при различных значениях заpalной дозы ДТ $G_{ДТ}$ газодизеля 6 ЧН 12,8/15,5

снижения нагрузки. Если в режимах с полной нагрузкой заpalная доза ДТ $G_{ДТ} = 5\%$, то в режимах холостого хода и малых нагрузок она превышает 30%. Это объясняется худшими условиями для воспламенения топливовоздушной смеси в режимах с малой нагрузкой и трудностями подачи малых доз ДТ и обеспечения требуемого качества смесеобразования. Аналогичная характеристика для заpalной дозы ДТ приведена в работе [42].

Выводы

1. Проведены расчетные исследования влияния заpalной дозы ДТ на рабочий процесс газодизеля, созданного на базе дизеля 6 ЧН 31,8/33. Сравнение их расчетных и экспериментальных данных показало, что математическая модель программы ДИЗЕЛЬ-РК с достаточно высокой точностью описывает рабочий процесс этого тепловозного дизеля.

2. Вследствие интенсивной продувки цилиндра в исследованном газодизеле необходимо

использовать фазированную подачу ПГ во впускную систему с помощью электронно-управляемого клапана. В режиме полной мощности начало подачи ПГ должно осуществляться приблизительно после 50° ПКВ за ВМТ и продолжаться не более 100° ПКВ.

3. Для реализации газодизельного процесса дизель необходимо снабжать новыми элементами, среди которых клапаны подачи газа, газовые трубки с двойными стенками, система электронного управления топливоподачей, система контроля детонации система анализа ОГ для контроля коэффициента избытка воздуха и воздушная заслонка для регулирования его значения.

4. Для подачи ПГ во впускную систему дизеля расчетное проходное сечение клапана должно иметь девять отверстий диаметром 5 мм. Перепад давления на клапане — 1 бар. Форма характеристики подачи газа в зависимости угла ПКВ принята трапецевидной с продолжительностью нарастания расхода 3° ПКВ. Начало подачи ПГ принято равным 300° ПКВ до ВМТ. С использованием ПК ДИЗЕЛЬ-РК рассчитаны дизельный цикл двигателя и его газодизельный цикл с заpalной дозой ДТ, равной 5, 10, 15 и 20% (с учетом разницы теплоты сгорания топлив).

5. Эффективные КПД дизеля и газодизеля с различными значениями заpalной дозы ДТ оказались достаточно близкими. Различия в значениях эффективного КПД дизеля 6 ЧН 31,8/33 при изменении дозы впрыскиваемого ДТ не превышают 2,7%. Перевод дизеля на газодизельный цикл существенно снижает дымность ОГ по шкале Хартриджа (до 90%), удельные массовые выбросы с ОГ оксидов азота (до 18%) и углекислого газа (до 23%).

6. Отмечена целесообразность изменения значения заpalной дозы ДТ газодизеля с изменением скоростного и нагрузочного режимов его работы.

Литература

- [1] Александров А.А., Марков В.А., ред. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Инженер, Онико-М, 2012. 791 с.
- [2] Ерохов В.И. Экологические показатели современных наземных транспортных средств. *Грузовик*, 2020, № 9, с. 16–27.
- [3] Долганов К.Е., Вербовский В.С., Ковалев С.А. и др. Исследование топливной экономичности и токсичности отработавших газов газодизеля. *Двигательостроение*, 1991, № 8–9, с. 6–9.
- [4] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 1. Газомоторное топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 4, с. 68–77.

- [5] Гайворонский А.И., Марков В.А., Илатовский Ю.В. *Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях*. Москва, ИРЦ Газпром, 2007. 480 с.
- [6] Дружинин П.В., Картуков А.Г., Волокушин Р.В. Анализ и перспективы использования альтернативных моторных топлив на автомобильном транспорте. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2020, т. 19, № 10, с. 467–472.
- [7] Долганов К.Е. Автомобильные газодизели. *Двигателестроение*, 1995, № 1, с. 6–10.
- [8] Фофанов Г.А., Григорович Д.Н., Нестрахов А.С. *Альтернативные виды топлива на подвижном составе железнодорожного транспорта*. Москва, Интекст, 2008. 144 с.
- [9] Ватолин Д.С. Особенности применения СПГ в качестве топлива для судовых ДВС. *Двигателестроение*, 2020, № 3, с. 28–34.
- [10] Галышев Ю.В., Магидович Л.Е., Корешонков Н.А. и др. Перспективы и проблемы перевода судовых дизелей на газовое топливо. *Двигателестроение*, 1998, № 1, с. 8–9.
- [11] Галышев Ю.В. Исследование и разработка двухтопливного судового двигателя. *Двигателестроение*, 2006, № 1, с. 10–14.
- [12] Лиханов В.А., Сайкин А.М. *Снижение токсичности автотракторных дизелей*. Москва, Колос, 1994. 224 с.
- [13] Анискин В.И. Внедрение в сельскохозяйственное производство техники, работающей на компримированном природном газе. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2005, № 1, с. 17–18.
- [14] Лупачев П.Д., Филимонов А.И. Газовые и газодизельные тракторы: преимущества и недостатки. *Тракторы и сельхозмашины*, 1998, № 6, с. 28–30.
- [15] Савельев Г.С., Кочетков М.Н., Овчинников Е.В. Эффективность газомоторного топлива для сельхозтехники. *Сельскохозяйственные машины и технологии*, 2015, № 1, с. 12–15.
- [16] Марков В.А., Гайворонский А.И., Грехов Л.В. и др. *Работа дизелей на нетрадиционных топливах*. Москва, Легион-Автодата, 2008. 464 с.
- [17] Букреев Г.А., Нижник М.Е. *Применение различных газов в качестве топлива для ДВС*. Двигатели внутреннего сгорания. Сер. 4, вып. 4. Москва, ЦНИИТЭИтяжмаш, 1991. 36 с.
- [18] Нижник М.Е., Веженков И.В. Газовый двигатель 12 ГЧН 18/20. В: *Сб. трудов ЦНИДИ*. Ленинград, ЦНИДИ, 1985, с. 136–142.
- [19] Виноградов Л.В., Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н. и др. *Применение газовых топлив в двигателях внутреннего сгорания*. Москва, ИРЦ Газпром, 1996. 186 с.
- [20] Рыспанов Н.Б. Расчетно-экспериментальное исследование влияния запальной дозы топлива на рабочий процесс газожидкостного двигателя. *Двигателестроение*, 1991, № 6, с. 7–8.
- [21] Кулешов А.С., Грехов Л.В. Расчетное формирование оптимальных законов управления дизелями на традиционных и альтернативных топливах. *Безопасность в техносфере*, 2007, № 5, с. 30–32.
- [22] Kuleshov A.S. Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in di diesel engines over whole operating range. *SAE Tech. Pap.*, 2005, no. 2005-01-2119, doi: <https://doi.org/10.4271/2005-01-2119>
- [23] Kuleshov A.S. Multi-zone DI diesel spray combustion model and its application for matching the injector design with piston bowl shape. *SAE Tech. Pap.*, 2007, no. 2007-01-1908, doi: <https://doi.org/10.4271/2007-01-1908>
- [24] Шеховцов А.Ф., ред., Разлейцев Н.Ф. и др. *Процессы в перспективных дизелях*. Харьков, Основа, 1992. 352 с.
- [25] Kuleshov A., Mahkamov Kh., Kozlov A. et al. Simulation of dual-fuel diesel combustion with multi-zone fuel spray combustion model. *ASME ICEF2014-5700*, 2014, paper ICEF2014-5700, V002T06A020, doi: <https://doi.org/10.1115/ICEF2014-5700>
- [26] Kuleshov A., Grekhov L. Multidimensional optimization of DI diesel engine process using multi-zone fuel spray combustion model and detailed chemistry NOx formation model. *SAE Tech. Pap.*, 2016, no. 2013-01-0882, doi: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [27] Кулешов А.С. *Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС*. Дисс. ... док. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 235 с.

- [28] Разлейцев В.Н. *Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях*. Харьков, Вища школа, 1980. 169 с.
- [29] Hiroysu Y., Arai M. Structures of fuel sprays in diesel engines. *SAE Tech. Pap.*, 1990, no. 900475, doi: <https://doi.org/10.4271/900475>
- [30] Hiroysu Y., Kadota T., Arai M. Development and use of a spray combustion modeling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions. Part 1. Combustion modeling. *Bull. JSME*, 1983, vol. 26, no. 214, pp. 569–575, doi: <https://doi.org/10.1299/jsme1958.26.562>
- [31] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Системы топливоподачи и управления дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2005. 344 с.
- [32] Марков В.А., Фурман В.В., Лобода С.С. Расчетные исследования рабочего процесса дизеля с электронным управлением топливоподачей. *Грузовик*, 2015, № 10, с. 28–33.
- [33] Марков В.А., Трифонов В.Л., Маркова И.Г. и др. Расчетное исследование рабочего процесса дизельного двигателя. *Грузовик*, 2020, № 10, с. 9–16.
- [34] Марков В.А., Кулешов А.С., Неверов В.А. и др. Совершенствование процессов распыливания топлива и смесеобразования при работе дизеля на смесевых биотопливах. *Двигателестроение*, 2021, № 1, с. 3–12.
- [35] Ohashi I., Kazuo N., Koichi H. New marine gas engine development in YANMAR. *CIMAC Congress*, 2016, paper 49.
- [36] Umierski M., Stommel P. Fuel efficient natural gas engine with common-rail micro-pilot injection. *SAE Tech. Pap.*, 2000, no. 2000-01-3080, doi: <https://doi.org/10.4271/2000-01-3080>
- [37] Senghaas C. New injector family for high-pressure gas and low-caloric liquid fuels. *CIMAC Congress*, 2019, paper 119.
- [38] Kuo T.W., Bracco F.V. On the scaling of transient laminar, turbulent and spray jets. *SAE Tech. Pap.*, 1982, no. 820038, doi: <https://doi.org/10.4271/820038>
- [39] Лышевский А.С. *Распыливание топлива в судовых дизелях*. Ленинград, Судостроение, 1971. 248 с.
- [40] Livengood J.C., Wu P.C. Correlation of autoignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machines. *5th Int. Symp. on Combustion*, 1955, vol. 5, no. 1, pp. 347–356, doi: [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(55\)80047-1](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(55)80047-1)
- [41] Kozlov A., Grinev V., Terenchenko A. et al. An investigation of the effect of fuel supply parameters on combustion process of the heavy-duty dual-fuel diesel ignited gas engine. *Energies*, 2019, vol. 12, no. 12, art. 2280, doi: <https://doi.org/10.3390/en12122280>
- [42] Kubesh J.T., Podnar D.J., Guglielmo K.H. et al. Development of an electronically-controlled natural gas-fueled John Deere power Tech 8.1 L engine. *SAE Tech. Pap.*, 1995, paper 951940, doi: [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(55\)80047-1](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(55)80047-1)

References

- [1] Aleksandrov A.A., Markov V.A., eds. *Al'ternativnye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative fuels for internal combustion engines]. Moscow, Inzhener Publ., Oniko-M Publ., 2012. 791 p. (In Russ.).
- [2] Erokhov V.I. Environmental indicators of modern land vehicles. *Gruzovik* [Truck], 2020, no. 9, pp. 16–27. (In Russ.).
- [3] Dolganov K.E., Verbovskiy V.S., Kovalev S.A. et al. Study on fuel efficiency and gas diesel exhaust toxicity. *Dvigatelestroenie*, 1991, no. 8-9, pp. 6–9. (In Russ.).
- [4] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative fuels for sustainable development of the transport sector. Part 1. Gas engine fuel. *Gazomotornoe toplivo. Transport na al'ternativnom toplive* [Autogas Filling Complex+Alternative Fuel], 2021, no. 4, pp. 68–77. (In Russ.).
- [5] Gayvoronskiy A.I., Markov V.A., Ilatovskiy Yu.V. *Ispol'zovanie prirodnogo gaza i drugikh al'ternativnykh topliv v dizel'nykh dvigatelyakh* [Using natural gas and other alternative fuels in diesel engines]. Moscow, IRTs Gazprom Publ., 2007. 480 p. (In Russ.).
- [6] Druzhinin P.V., Kartukov A.G., Volokushin R.V. Analysis and prospects of using alternative motor fuels in road transport. *Avtogazozapravochnyy kompleks + al'ternativnoe toplivo* [Autogas Filling Complex+Alternative Fuel], 2020, vol. 19, no. 10, pp. 467–472. (In Russ.).

- [7] Dolganov K.E. Automotive gas engines. *Dvigatelistroenie*, 1995, no. 1, pp. 6–10. (In Russ.).
- [8] Fofanov G.A., Grigorovich D.N., Nestrakhov A.S. *Al'ternativnye vidy topliva na podvizhnom sostave zheleznodorozhnogo transporta* [Alternative fuels on a rolling stock of railway transport]. Moscow, Intekst Publ., 2008. 144 p. (In Russ.).
- [9] Vatolin D.S. LNG as a fuel for marine reciprocating engines. *Dvigatelistroenie*, 2020, no. 3, pp. 28–34. (In Russ.).
- [10] Galyshev Yu.V., Magidovich L.E., Koreshonkov N.A. et al. Prospect and problems of shifting marine diesel on gas fuel. *Dvigatelistroenie*, 1998, no. 1, pp. 8–9. (In Russ.).
- [11] Galyshev Yu.V. Dual-fuel marine engine: concept and development. *Dvigatelistroenie*, 2006, no. 1, pp. 10–14. (In Russ.).
- [12] Likhanov V.A., Saykin A.M. *Snizhenie toksichnosti avtotraktornykh dizeley* [Lowering toxicity of automotive diesel engines]. Moscow, Kolos Publ., 1994. 224 p. (In Russ.).
- [13] Aniskin V.I. Technology introduction in agriculture technics production working on compressed natural gas. *Avtogazozapravochnyy kompleks + al'ternativnoe toplivo* [Autogas Filling Complex+Alternative Fuel], 2005, no. 1, pp. 17–18. (In Russ.).
- [14] Lupachev P.D., Filimonov A.I. Gas and gas-diesel tractors: advantages and disadvantages. *Traktory i sel'khoz mashiny* [Tractors and Agricultural Machinery], 1998, no. 6, pp. 28–30. (In Russ.).
- [15] Savel'yev G.S., Kochetkov M.N., Ovchinnikov E.V. Efficiency of gas motor fuel for agricultural machinery. *Sel'skokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii* [Agricultural Machinery and Technologies], 2015, no. 1, pp. 12–15. (In Russ.).
- [16] Markov V.A., Gayvoronskiy A.I., Grekhov L.V. et al. *Rabota dizeley na netraditsionnykh toplivakh* [Work of diesels on non-conventional fuels]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2008. 464 p. (In Russ.).
- [17] Bukreev G.A., Nizhnik M.E. *Primenenie razlichnykh gazov v kachestve topliva dlya DVS. Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. Ser. 4, vyp. 4 [Using different gases as a fuel for combustion engines. Combustion engines. Ser. 4, iss. 4.]. Moscow, TsNIITEItiazhmash Publ., 1991. 36 p. (In Russ.).
- [18] Nizhnik M.E., Vezhenkov I.V. Gazovyy dvigatel' 12 GChN 18/20 [12 GChN 18/20 gas engine]. V: *Sb. trudov TsNIDI* [In: Proceeding TsNIDI]. Leningrad, TsNIDI Publ., 1985, pp. 136–142. (In Russ.).
- [19] Vinogradov L.V., Gorbunov V.V., Patrakhal'tsev N.N. et al. *Primenenie gazovykh topliv v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya* [Application of gas fuels in combustion engines]. Moscow, IRTs Gazprom Publ., 1996. 186 p. (In Russ.).
- [20] Ryspanov N.B. Calculating-experimental investigation of the primer fuel dose effect on the liquid gas engine operation. *Dvigatelistroenie*, 1991, no. 6, pp. 7–8. (In Russ.).
- [21] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Computational shaping of optimum law for diesel control on traditional and alternative fuels. *Bezopasnost' v tekhnosfere*, 2007, no. 5, pp. 30–32. (In Russ.).
- [22] Kuleshov A.S. Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in di diesel engines over whole operating range. *SAE Tech. Pap.*, 2005, no. 2005-01-2119, doi: <https://doi.org/10.4271/2005-01-2119>
- [23] Kuleshov A.S. Multi-zone DI diesel spray combustion model and its application for matching the injector design with piston bowl shape. *SAE Tech. Pap.*, 2007, no. 2007-01-1908, doi: <https://doi.org/10.4271/2007-01-1908>
- [24] Shekhovtsov A.F., red., Razleytsev N.F. et al. *Protsessy v perspektivnykh dizelyakh* [Processes in prospective diesels]. Khar'kov, Osnova Publ., 1992. 352 p. (In Russ.).
- [25] Kuleshov A., Mahkamov Kh., Kozlov A. et al. Simulation of dual-fuel diesel combustion with multi-zone fuel spray combustion model. *ASME ICEF2014-5700*, 2014, paper ICEF2014-5700, V002T06A020, doi: <https://doi.org/10.1115/ICEF2014-5700>
- [26] Kuleshov A., Grekhov L. Multidimensional optimization of DI diesel engine process using multi-zone fuel spray combustion model and detailed chemistry NOx formation model. *SAE Tech. Pap.*, 2016, no. 2013-01-0882, doi: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [27] Kuleshov A.S. *Razvitie metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS*. Diss. dok. tekhn. nauk [Development of calculation methods and optimization of combustion engine working processes. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2011. 235 c.

- [28] Razleytsev V.N. *Modelirovanie i optimizatsiya protsessa sgoraniya v dizelyakh* [Modelling and optimization of combustion process in diesels]. Khar'kov, Vishcha shkola Publ., 1980. 169 p. (In Russ.).
- [29] Hiroysu Y., Arai M. Structures of fuel sprays in diesel engines. *SAE Tech. Pap.*, 1990, no. 900475, doi: <https://doi.org/10.4271/900475>
- [30] Hiroysu Y., Kadota T., Arai M. Development and use of a spray combustion modeling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions. Part 1. Combustion modeling. *Bull. JSME*, 1983, vol. 26, no. 214, pp. 562–568, doi: <https://doi.org/10.1299/jsme1958.26.562>
- [31] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Sistemy toplivopodachi i upravleniya dizeley* [Fuel-delivery and control system of diesels]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2005. 344 p. (In Russ.).
- [32] Markov V.A., Furman V.V., Loboda S.S. Calculation research of functional process of diesel engine with electronic control system for fuel supply. *Gruzovik* [Truck], 2015, no. 10, pp. 28–33. (In Russ.).
- [33] Markov V.A., Trifonov V.L., Markova I.G. et al. Calculating study of the diesel engine working process. *Gruzovik* [Truck], 2020, no. 10, pp. 9–16. (In Russ.).
- [34] Markov V.A., Kuleshov A.S., Neverov V.A. et al. Improvement of fuel atomization and mixing processes in engines firing mixed biofuels. *Dvigatelistroenie*, 2021, no. 1, pp. 3–12. (In Russ.).
- [35] Ohashi I., Kazuo N., Koichi H. New marine gas engine development in YANMAR. *CIMAC Congress*, 2016, paper 49.
- [36] Umierski M., Stommel P. Fuel efficient natural gas engine with common-rail micro-pilot injection. *SAE Tech. Pap.*, 2000, no. 2000-01-3080, doi: <https://doi.org/10.4271/2000-01-3080>
- [37] Senghaas S. New injector family for high-pressure gas and low-caloric liquid fuels. *CIMAC Congress*, 2019, paper 119.
- [38] Kuo T.W., Bracco F.V. On the scaling of transient laminar, turbulent and spray jets. *SAE Tech. Pap.*, 1982, no. 820038, doi: <https://doi.org/10.4271/820038>
- [39] Lyshevskiy A.S. *Raspylivanie topliva v sudovykh dizelyakh* [Fuel spreading in marine diesel]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1971. 248 p. (In Russ.).
- [40] Livengood J.C., Wu P.C. Correlation of autoignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machines. *5th Int. Symp. on Combustion*, 1955, vol. 5, no. 1, pp. 347–356, doi: [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(55\)80047-1](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(55)80047-1)
- [41] Kozlov A., Grinev V., Terenchenko A. et al. An investigation of the effect of fuel supply parameters on combustion process of the heavy-duty dual-fuel diesel ignited gas engine. *Energies*, 2019, vol. 12, no. 12, art. 2280, doi: <https://doi.org/10.3390/en12122280>
- [42] Kubesh J.T., Podnar D.J., Guglielmo K.H. et al. Development of an electronically-controlled natural gas-fueled John Deere power Tech 8.1 L engine. *SAE Tech. Pap.*, 1995, paper 951940, doi: [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(55\)80047-1](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(55)80047-1)

Статья поступила в редакцию 21.05.2022

Информация об авторах

КУЛЕШОВ Андрей Сергеевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: askuleshov@mail.ru).

МАРКОВ Владимир Анатольевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: vladimir.markov58@yandex.ru).

Information about the authors

KULESHOV Andrey Sergeevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: askuleshov@mail.ru).

MARKOV Vladimir Anatolyevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of the Department of Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vladimir.markov58@yandex.ru).

ФУРМАН Виктор Владимирович — доктор технических наук, генеральный директор. ООО «ППП «Дизельавтоматика» (410017, Саратов, Российская Федерация, ул. Чернышевского, д. 109, e-mail: dizavt@overta.ru).

FURMAN Viktor Vladimirovich — Doctor of Science (Eng.), General Director. ООО PPP Dizelavtomatika (410017, Saratov, Russian Federation, Chernyshevskogo St., Bldg. 109, e-mail: dizavt@overta.ru).

ПЛАХОВ Сергей Валентинович — кандидат технических наук, зам. генерального директора по проектным работам ООО «ППП Дизельавтоматика» (410017, Саратов, Российская Федерация, ул. Чернышевского, д. 109, e-mail: plahov@dizavt.ru).

PLAKHOV Sergei Valentinovich — Candidate of Science (Eng.), Deputy General Director, Chief Programmer. ООО PPP Dizelavtomatika (410017, Saratov, Russian Federation, Chernyshevskogo St., Bldg. 109, e-mail: plahov@overta.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Кулешов А.С., Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Расчетное исследование влияния запальной дозы дизельного топлива на рабочий процесс газодизельного двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 12, с. 87–106, doi: 10.18698/0536-1044-2022-12-87-106

Please cite this article in English as:

Kuleshov A.S., Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Computational Study of the Diesel Fuel Ignition Dose Effecting the Gas-Diesel Engine Operation Process. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 12, pp. 87–106, doi: 10.18698/0536-1044-2022-12-87-106



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебное пособие
под редакцией И.В. Балабина**

«Механика колеса мобильной машины»

Авторы: И.В. Балабин, И.С. Чабунин

Представлены основные этапы развития колес мобильных машин. Рассмотрены устройство колеса и пневматической шины, вопросы кинематики и динамики колеса в сборе с шиной, даны основные расчетные зависимости для определения напряженного состояния их элементов. Приведены варианты конструкций вентилялей и удлинителей для шин. Описаны методы испытаний колес и шин.

Для студентов, обучающихся по направлению подготовки 23.04.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы», магистерская программа «Колесные машины», дисциплина «Механика колеса мобильной машины».

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://bmstu.press>