

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА (материалы конгресса CIMAC-2016)

Глобальное потепление и рост загрязненности воздуха — основные факторы, вынуждающие производителей двигателей внутреннего сгорания (ДВС) искать альтернативу традиционным видам топлива. К наиболее перспективным вариантам альтернативного топлива относятся спирты. Топлива для ДВС на основе спиртов рассматриваются как одно из направлений возобновляемой энергетики, позволяющее снизить выбросы токсичных газов и CO₂. Первоочередными объектами исследований в этой области являются метанол и этанол. Данная работа представляет собой часть исследовательского проекта под названием «LeanShips». Эта аббревиатура расшифровывается как «Суда, работающие на низкокалорийном топливе с практически нулевыми вредными выбросами» («Low Energy And Near-to-zero emission Ships»). Речь идет о проекте Horizon 2020 (H2020), финансируемом Еврокомиссией, который направлен на развитие и внедрение «зеленых» технологий.

В настоящее время преобладающими видами топлива для среднеоборотных дизелей остаются темные и светлые нефтепродукты. Однако, требования к содержанию серы в топливе для судов, находящихся в пределах зон контролируемых выбросов (SECAs — Sulphur Emission Control Areas), постоянно ужесточаются. С 1 июля 2010 г. предельно допустимое содержание серы в топливе было снижено с 1,50 % м/м до 1,00 % м/м, а с 1 января 2015 г. — до 0,10 % м/м. На вступление в силу новых нормативов рынок

отреагировал появлением новых сортов топлива. Во многих портах уже появились новые особо малосернистые дистилляты и мазуты (ULSD — Ultra Low Sulphur Diesel) с содержанием серы порядка 10 мг/кг, а также различные малосернистые топлива с содержанием серы не более 0,10 % м/м.

Увеличивается количество судовых двигателей, использующих природный газ, доступный как в виде трубопроводного, так и сжиженного. Сжиженный природный газ (LNG — Liquefied Natural Gas) как правило, используется в газозолах, приводимых в движение двухтопливными (DF — Dual Fuel) двигателями Вяртсиля, а в последнее время начинает все шире использоваться и на других объектах, например, паромов, кораблях береговой охраны, портовых буксирах и танкерах для перевозки нефтепродуктов. Кроме того, наблюдается интерес к использованию и сжиженного нефтяного газа (LPG — Liquefied Petroleum Gas). В настоящем докладе обсуждаются физико-химические свойства топлив с содержанием серы не более 0,10 % м/м, созданные специально для использования в зонах SECA, некоторых биотоплив (LBF). В докладе приводятся показатели двигателей, освещается опыт их промышленной эксплуатации, и формулируются выводы, основанные на эксплуатационном опыте. Обсуждаются также вопросы планирования модернизации двигателей и систем топливоподдачи и оцениваются перспективы применения различных альтернативных топлив на судах.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СПИРТОВ В КАЧЕСТВЕ КОМПОНЕНТА ЖИДКОГО ТОПЛИВА В ДВУХТОПЛИВНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ:

Обзор

*Jakob Coulier, Sebastian Verhelst,
Ghent University*

Введение

Фактически во многих странах уже давно практикуется добавление этанола или метанола в бензин для двигателей с искровым зажиганием (SI — Spark Ignition). Эти виды спиртов характеризуются высоким октановым числом и идеально подходят для двигателей SI (что снижает риск детонации). В то же время они не совсем подходят для двигателей с самовоспламенением от сжатия (CI — Compression Ignition), где требуется высокое сжатое число. Тем не менее технологии, обеспечивающие нормальную работу двигателей CI на спиртовых топливах, существуют. Одна из таких технологий — двухтопливный двигатель (DF — Dual Fuel).

Технология DF двигателя может быть реализована в нескольких различных вариантах. Один из них предусматривает впрыск в цилиндр двигателя готовой смеси дизельного топлива со спиртом. Другой вариант предусматривает отдельный впрыск спирта и дизельного топлива в цилиндр двигателя. Наконец, третий вариант (так называемая фумигация) состоит в том, что спирт впрыскивается во впускной ресивер двигателя, а дизельное топливо — прямо в цилиндр, после чего зажигание гомогенной смеси дизельного топлива со спиртом осуществляется за счет впрыска и самовоспламенения пилотного топлива. В настоящем докладе представлен обзор работ, посвященных методу фумигации.

Каждая из упомянутых концепций имеет свои плюсы и минусы. Впрыск готовой смеси спирта с дизельным топливом имеет то преимущество, что для этого достаточно одной форсунки, причем переключение между обычным и двухтопливными режимами осуществляется достаточно

просто. Недостатком данной технологии, причем достаточно серьезным, является то, что степень замещения дизельного топлива спиртом не может быть изменена мгновенно. Более того, степень замещения ограничена, поскольку спирт с дизельным топливом смешиваются плохо (что может быть частично компенсировано эмульгированием смеси). При раздельном впрыске спирта и дизельного топлива мгновенное изменение степени замещения возможно, к тому же допустимая величина степени замещения возрастает. Недостатком этой технологии является необходимость использования двух форсунок для впрыска спирта и топлива непосредственно в цилиндр, что сильно усложняет конструкцию двигателя.

Технология фумигации реализуется проще, поскольку давление впрыска спирта в ресивер может быть относительно низким (по сравнению с прямым впрыском в цилиндр), к тому же нет необходимости менять конструкцию головки цилиндра. Кроме того, воздушный ресивер — более доступный элемент двигателя. Однако и этот метод не лишен недостатков. В частности, воспламенение готовой смеси может вызывать детонацию, поскольку дизельный цикл подразумевает высокую степень сжатия.

Далее рассмотрим показатели рабочего процесса и вредных выбросов в двухтопливном двигателе, работающем по дизельному циклу на смеси дизельного топлива и спирта.

Степень замещения

Степень замещения — это доля энергии дизельного топлива, замещенная энергией спирта. Она определяется долей (процентом) снижения расхода дизельного топлива в двухтопливном режиме по сравнению с работой по дизельному циклу:

$$S_a = \frac{\dot{m}_{d,D} - \dot{m}_{d,DF}}{\dot{m}_{d,D}}$$

где S_a — степень замещения дизельного топлива спиртом; $\dot{m}_{d,D}$ — массовый расход дизельного топлива при работе в дизельном режиме; $\dot{m}_{d,DF}$ — массовый расход дизельного топлива в двухтопливном режиме.

Данные, приведенные на рис. 1, показывают, что как на низких, так и на высоких нагрузках существует некоторая предельно допустимая степень замещения. На малых нагрузках эта величина ограничена, поскольку при большем содержании спирта в топливе возникает опасность неполного сгорания и/или пропуска вспышек. При этом возможно падение температуры в цилиндре ниже допустимого уровня и/или превышение коэффициента избытка воздуха (что сни-

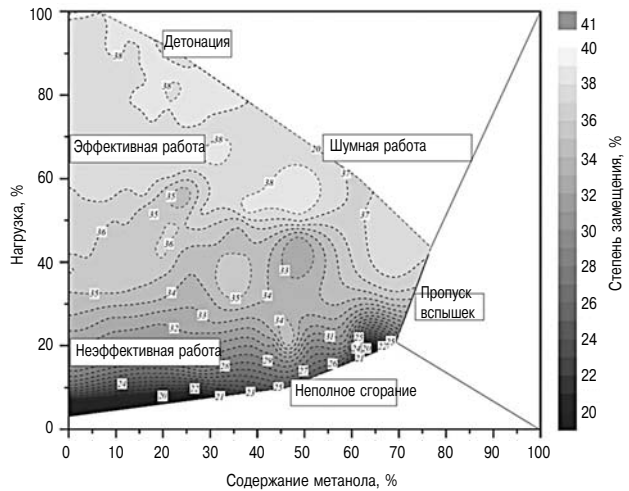


Рис. 1. Диаграмма рабочих режимов двухтопливного двигателя, построенная на основании экспериментов [3]

жает температуру смеси до уровня ниже точки воспламеняемости). На больших нагрузках верхний предел степени замещения обусловлен опасностью возникновения вибрации и/или детонации. При высоких нагрузках повышение степени замещения дизельного топлива спиртом вызывает рост относительной доли смеси, готовой к воспламенению, что в сочетании с высокой степенью сжатия повышает риск возникновения детонации. В этом случае степень замещения должна быть снижена. В качестве альтернативы можно снизить степень сжатия за счет соответствующей замены поршней. Это, однако, снижает степень адаптации двигателя и может привести к ухудшению его пусковых качеств в холодных условиях.

Вместо степени замещения некоторые авторы рекомендуют использовать долю спирта (выраженную в массовых долях или в энергосодержании) в общем расходе топлива. Массовая доля спирта в топливе определяется как [6]:

$$\phi_a = \frac{\dot{m}_{a,DF}}{\dot{m}_{a,DF} + \dot{m}_{d,DF}}$$

где $\dot{m}_{a,DF}$ — массовый расход спирта в двухтопливном режиме; $\dot{m}_{d,DF}$ — массовый расход дизельного топлива в двухтопливном режиме.

Энергетическая доля спирта в топливе определяется как [7]:

$$\phi_a = \frac{\dot{m}_{a,DF} \cdot LHV_a}{\dot{m}_{a,DF} \cdot LHV_a + \dot{m}_{d,DF} \cdot LHV_d}$$

где $\dot{m}_{a,DF}$ — массовый расход спирта в двухтопливном режиме; $\dot{m}_{d,DF}$ — массовый расход дизельного топлива в двухтопливном режиме; LHV_a и LHV_d — значения нижней теплотворной способности соответственно спирта и дизельного топлива.

Из двух указанных параметров предпочтительным следует признать первый, поскольку спиртовое топливо, даже наиболее энергоемкое (метанол и этанол), по теплотворной способности уступают дизельному топливу.

Нагрузка

Как уже показано в предыдущем разделе, на малых нагрузках существуют предельно допустимые значения степени замещения, превышение которых ведет к недопустимому снижению температуры и/или к недопустимому увеличению коэффициента избытка воздуха. Имеется также минимальная нагрузка двигателя, ниже которой работа двигателя в двухтопливном режиме становится невозможной (см. рис. 1).

Как правило, влияние фумигации на минимальную нагрузку двигателя незначительно [8]. В некоторых случаях отмечалась возможность увеличения максимально допустимой нагрузки (когда возникновения вибрации или детонации можно не опасаться). Подобный результат был получен Song и др. [6] при работе одноцилиндрового дизеля мощностью 11 кВт в двухтопливном режиме. Был проведен ряд экспериментов с полной нагрузкой в двухтопливном режиме при различных значениях частоты вращения двигателя, начиная с 1800 об/мин. Результаты показаны на рис. 2.

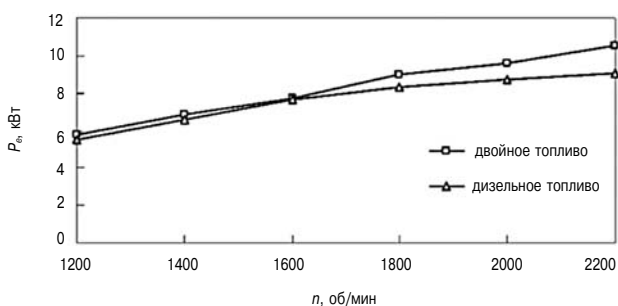


Рис. 2. Мощность, развиваемая двигателем при различных значениях скорости [6]

Что касается межциклового стабильности, то, как показали Wang и др. [9], двухтопливный двигатель при высокой нагрузке работает стабильнее, чем при низкой. При малой нагрузке значения коэффициента вариации (COV — Coefficient Of Variation), максимальные величины температуры и давления цикла при увеличении степени замещения заметно возрастают, тогда как при большой нагрузке этот рост незначителен. Было также отмечено, что при работе двигателя в двухтопливном режиме флуктуации среднего эффективного давления (IMEP — Indicated Mean Effective Pressure) при низкой нагрузке больше, чем при высокой.

Коэффициент полезного действия

КПД двигателя определяется как [3]:

$$BTE = \frac{P_b}{\dot{m}_{d,DF} \cdot LHV_d + \dot{m}_{a,DF} \cdot LHV_a} \cdot 100 \%,$$

где P_b — эффективная мощность; $\dot{m}_{d,DF}$ и $\dot{m}_{a,DF}$ — значения массового расхода дизельного топлива и спирта соответственно; LHV_d и LHV_a — значения нижней теплотворной способности дизельного топлива и спирта соответственно.

Han и др. [5] на базе четырехцилиндрового дизеля Ford оборудовали одноцилиндровый экспериментальный отсек двухтопливного двигателя, работающего на этаноле. Двигатель оборудован системой впрыска топлива типа common rail на давление (1600 бар) и имеет степень сжатия 18,2:1. Как показали испытания, при увеличении доли этанола в топливе (до 80 %) КПД двигателя несколько снижается. Однако значения КПД двигателя в двухтопливном режиме все же оставались достаточно высокими — от 41 до 46 %.

Tutak и др. [10] исследовали влияние фумигации спирта (метанол и E85) на работу трехцилиндрового двигателя без наддува со степенью сжатия 19:1. Эксперименты проводились при нагрузке 34, 67 и 100 % от номинальной, при постоянной частоте вращения двигателя 1500 об/мин. Во всех опытах, проводимых при частичных нагрузках, увеличение степени фумигации метанола или E85 сопровождалось снижением эффективного КПД двигателя. При полной нагрузке наблюдалось небольшое увеличение эффективного КПД при степени замещения (по вносимой энергии) более 75 % для метанола, и более 50 % — для E85. Авторы объясняют снижение эффективного термического КПД при фумигации метанола на частичных нагрузках замедлением процесса сгорания (большая задержка самовоспламенения), вследствие чего остается меньше времени для полного сгорания топлива (снижение эффективности горения). Увеличение эффективного КПД при полной нагрузке с повышением степени замещения объясняется ускорением горения (реальный процесс приближается к сгоранию в постоянном объеме).

Cheng и др. [11] исследовали работу на метаноле четырехцилиндрового дизеля без наддува на пяти режимах нагрузочной характеристики при постоянной частоте вращения 1800 об/мин. При этом рабочие параметры на биодизеле, в двухтопливном режиме на смеси 90 % биодизеля и 10 % метанола, а также в двухтопливном режиме с фумигацией метанола (90 % биодизеля и 10 % метанола) сравнивались с эталонным вариантом —

работой на дизельном топливе. При работе на биодизеле результаты оказались лучше, чем для эталонного варианта при всех значениях нагрузки. При работе в двухтопливном режиме с добавкой метанола максимальный КПД наблюдался на низких нагрузках, а при работе в двухтопливном режиме с фумигацией метанола максимальный КПД наблюдался на средних и высоких нагрузках. При сравнении результатов работы на биодизеле и в двухтопливном режиме с фумигацией метанола оказалось, что в последнем случае КПД при низких нагрузках были ниже, а при средних и высоких нагрузках — выше, чем в эталонном варианте. Снижение эффективного КПД на малых нагрузках авторы объясняют снижением эффективности сгорания (переобедненная смесь). При этом повышение эффективного КПД на средних и высоких нагрузках объясняется ростом эффективности сгорания (более эффективным сгоранием готовой смеси).

Song и др. исследовали работу двухтопливного двигателя на метаноле при степени сжатия 18:1. При оценке рабочих параметров пользовались показателем эквивалентного удельного расхода топлива $BSFC_{eq}$, в котором расход метанола выражается через эквивалентный удельный расход дизельного топлива с учетом меньшей теплотворной способности метанола. Был получен результат примерно такой же, как и в случае с эффективным КПД: при 1600 и 2000 об/мин переход от двухтопливного режима к обычному дизельному сопровождался ростом $BSFC_{eq}$ (т. е. уменьшение теплотворной способности, выраженной в ВТЕ). Наблюдался также рост $BSFC_{eq}$ (уменьшение ВТЕ) при увеличении массовой доли метанола. По мнению авторов, это объясняется тем, что пик тепловыделения в двухтопливном режиме далеко отстоит от ВМТ из-за меньшей скорости горения (переобедненная и слишком холодная смесь) и большей задержки самовоспламенения. Однако при высоких нагрузках в двухтопливном режиме величина $BSFC_{eq}$ снижалась, а величина ВТЕ возрастала. Этот эффект становился заметнее при увеличении массовой доли метанола, что объясняется ускорением сгорания, так как скорость распространения факела метанола выше.

Следует упомянуть также результаты исследования *Liu* и др. [12], выполненного на одноцилиндровом отсеке дизеля при работе в двухтопливном режиме на метаноле. Было отмечено снижение КПД при усилении фумигации метанола на низких нагрузках, и, соответственно, увеличение КПД при усилении фумигации метанола на высоких нагрузках. Полученный результат позволил сформулировать еще одну причину указанного явления, состоящую в повышении объемного КПД

вследствие эффекта охлаждения смеси за счет испарения метанола при фумигации на высоких нагрузках (следовательно, при более высокой температуре).

Подводя итог, следует признать, что в некоторых случаях использование метода фумигации снижает КПД двухтопливного двигателя, причем с ростом степени замещения этот эффект проявляется сильнее. Однако в большинстве случаев для малых нагрузок характерно небольшое снижение КПД, тогда как для больших нагрузок, напротив, характерно небольшое повышение КПД. Иначе говоря, чем выше эффективность сгорания, тем выше КПД (при этом термодинамический цикл приближается к идеальному изохорному циклу).

Вредные выбросы

Выбросы NO_x

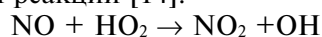
Выбросы NO_x определяются тремя факторами: температурой в цилиндре, временем пребывания (смеси) в цилиндре и количеством доступного кислорода. Чем выше температура в цилиндре, тем дольше длится фаза высокотемпературного горения, и чем больше кислорода в цилиндре, тем больше образуется NO_x в процессе сгорания. Важнейшим из упомянутых трех факторов является влияние локальной высокой температуры в цилиндре, т. е. количество NO_x , образовавшихся в цилиндре, определяется, главным образом, температурой (так называемые термические NO_x , которые состоят из NO и NO_2).

Britto и др. исследовали работу одноцилиндрового отсека двухтопливного двигателя на гидрированном этаноле при степени сжатия 17:1. Они сообщают о снижении выбросов NO_x при фумигации этанола во всем диапазоне нагрузок. Последнее вызвано снижением максимальной температуры сгорания из-за испарения этанола, что подтверждается сопутствующим снижением температуры ОГ.

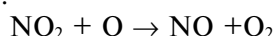
В работе *Jie Liu* и др. [12] также сообщается о снижении выбросов NO_x в двухтопливном режиме с фумигацией метанола, причем снижение NO_x пропорционально количеству фумигированного метанола. Не упоминая охлаждающий эффект от испарения метанола, авторы указывают на снижение температуры и длительности высокотемпературной стадии сгорания вследствие большой задержки самовоспламенения как на главную причину снижения выбросов NO_x .

Следует также упомянуть работу *Junheng, Liu* и др. [4], выполнивших исследование работы мощного шестицилиндрового дизеля с двухступенчатым наддувом и промежуточным охладителем воздуха в двухтопливном режиме на метаноле. Было установлено, что выбросы NO_x снижаются, однако в двухтопливном варианте,

по сравнению с дизельным циклом, растут выбросы NO_2 (степень замещения порядка 45 %). Снижение выбросов NO_x составило 42,3 % — при нагрузке 30 %, и 23,1 % — при нагрузке 80 %. Однако выбросы NO_2 в двухтопливном варианте по сравнению с дизельным циклом оказались в четыре раза больше. По мнению авторов, снижение выбросов NO_x происходит за счет охлаждающего эффекта при испарении метанола во впускном коллекторе и в цилиндре, увеличения скорости сгорания и сокращения высокотемпературной стадии сгорания в двухтопливном режиме. Упоминается также фактор большей концентрации кислорода вследствие фумигации метанола, что дает обратный эффект, способствующий росту выбросов NO_x . Увеличение выбросов NO_x авторы объясняют ускорением преобразования NO в NO_2 из-за наличия радикалов HO_2 и замедления преобразования NO_2 в NO . Окисление NO в NO_2 происходит, в основном, в ходе следующей реакции [14]:



Восстановление NO_2 в NO определяется наличием атомарного кислорода в ходе следующей реакции [14]:



Работа двигателя в двухтопливном режиме обычно сопровождается выбросом несгоревшего метанола. По мнению авторов, несгоревший метанол может быть источником радикалов HO_2 , что ведет к интенсивному окислению NO в NO_2 . Возможность восстановления NO_2 в NO ограничена охлаждающим эффектом испарения метанола, благодаря которому в камере сгорания возникают низкотемпературные зоны. Таким образом, одним из интересных результатов исследования является то, что в двухтопливном режиме выбросы NO уменьшаются, а выбросы NO_2 растут, однако суммарный выброс NO_x при этом снижается. Например при нагрузке 30 % соотношение NO/NO_x составляет порядка 0,91 в дизельном режиме и порядка 0,25 — в двухтопливном режиме.

Cheung и др. [15] проводили эксперименты при работе на метаноле четырехцилиндрового двигателя без наддува со степенью сжатия 19:1 при различных значениях частоты вращения и нагрузки. При всех сочетаниях частоты вращения и нагрузки было отмечено снижение выбросов NO_x , которое оказывалось тем заметнее, чем выше была степень замещения. Авторы указывают на два разнонаправленных фактора, влияющих на образование NO_x . С одной стороны, при усилении фумигации метанола в цилиндр попадает большее количество связанного кислорода. Это может ускорять образование NO_x . С другой стороны, охлаждающий эффект метанола может

приводить к снижению температуры в цилиндре, замедляя тем самым скорость образования NO_x . Снижение выбросов NO_x (от 5,6 до 27,5 %, в зависимости от режима работы двигателя и степени замещения) свидетельствует о преобладании охлаждающего эффекта испарения метанола. Исследовались также выбросы NO_2 .

Интересно, что эта часть выбросов NO_x в двухтопливном режиме больше, чем в дизельном, причем с увеличением степени замещения она возрастает. Рост выбросов NO_2 весьма значителен — в 2,9–5,7 раз в зависимости от режима работы двигателя и степени замещения. Это свидетельствует о том, что метанол является источником свободных радикалов HO_2 , вызывающих окисление NO в NO_2 .

Работа *Wei* и др. [16] сообщает о результатах испытаний мощного шестицилиндрового дизеля с двухступенчатым наддувом и промежуточным охлаждением воздуха в двухтопливном режиме на метаноле. Опыты проводились при трех фиксированных значениях нагрузки ($\text{BMEP} = 3,5, 6,2$ и $8,8$ бар) и двух фиксированных значениях частоты вращения (1000 и 2000 об/мин). Результаты показали, что выбросы NO_x в двухтопливном режиме меньше, чем в эталонном (дизельном) режиме. При этом выбросы NO_x снижались при увеличении степени замещения. Уменьшение выбросов NO_x находилось в пределах 7,1–27,3 % (в зависимости от нагрузки и частоты вращения) при максимальной степени замещения (до 75 %). В двухтопливном режиме выбросы NO_2 увеличивались с увеличением степени замещения, а соотношение NO_2/NO_x росло по мере увеличения количества фумигированного метанола. Названы три механизма, объясняющих указанные выше закономерности. Во-первых, при снижении температуры в цилиндре и сокращении времени существования высокотемпературных зон образуется меньше NO . Благодаря высокому значению теплоты парообразования метанола снижается температура в цилиндре на такте сжатия, а из-за увеличения задержки самовоспламенения и доли горения готовой смеси (ДГГС) снижается локальная температура сгорания (уменьшается количество локальных зон богатой смеси). Кроме того, сокращается время существования высокотемпературных зон в цилиндре из-за увеличения ДГГС. Во-вторых, из-за формирования радикала HO_2 при окислении метанола значительное количество NO переходит в NO_2 в ходе реакции $\text{NO} + \text{HO}_2 \rightarrow \text{NO}_2 + \text{OH}$. Выбросы NO_x снижаются, поскольку NO_2 образуется из термических NO , исходное количество которых невелико. Весьма интересной представляется вторая часть данной работы, посвященная катализатору окисления дизтоплива (DOC — Diesel Oxidation

Catalyst) и его воздействию на вредные выбросы. В двухтопливном режиме при использовании DOC авторы наблюдали небольшое увеличение выбросов NO_x и значительное уменьшение соотношения NO_2/NO_x . Химическое равновесие в реакциях с участием NO и NO_2 в катализаторе сильно зависит от количества восстановителей. Большую роль в этом играет увеличение количества CO и несгоревших углеводородов (HC), которые обычно присутствуют при работе двигателя в двухтопливном режиме. Данные компоненты способны восстанавливать NO_2 до NO при недостатке кислорода или ускорять окисление NO до NO_2 в DOC при его избытке. Последнее объясняет уменьшение соотношения NO_2/NO_x , но не объясняет рост выбросов NO_x .

Yao и др. [17] выполнили ряд экспериментов с использованием окислительного каталитического нейтрализатора на четырехцилиндровом двухтопливном двигателе без наддува, работающем на метаноле. Было отмечено снижение выбросов NO_x при любых сочетаниях нагрузки и частоты вращения двигателя в двухтопливном режиме по сравнению с дизельным циклом без применения каталитического нейтрализатора. Максимальное снижение составляло 50 %. По мнению авторов, это объясняется охлаждающим эффектом при испарении метанола, который снижает температуру горения. В двухтопливном режиме применение каталитического нейтрализатора вызвало некоторое увеличение выбросов NO_x , количество которых оставалось ниже, чем в эталонном дизельном цикле. Авторы объясняют это тем, что в каталитическом нейтрализаторе несгоревшие HC и CO в присутствии кислорода реагируют с азотом с образованием NO_x .

Также следует упомянуть о результатах исследования Surawski и др. [18], выполненного на четырехцилиндровом двигателе Ford, работающем в двухтопливном режиме на этаноле. Цель исследования состояла в определении влияния паров этанола на выбросы газообразных и твердых частиц. В отличие от большинства традиционных систем впрыска, система фумигации была оборудована теплообменником для испарения этанола с последующим впрыском его паров в воздушный ресивер двигателя. Идея эксперимента состояла в том, чтобы исключить охлаждающий эффект от испарения этанола на рабочий процесс. Испытания проводились при постоянной частоте вращения двигателя, равной 1700 об/мин на четырех нагрузочных режимах, при этом (энергетическая) доля этанола в топливе составляла до 40 %. Снижение выбросов NO составило от 20 % (на холостом ходу) до 50 % (при полной нагрузке). По мнению авторов, столь значительное снижение выбросов NO объясняется уменьшением

коэффициента избытка воздуха под воздействием фумигации (этанол является оксигенатором, но его испарение приводит к частичному замещению всасываемого воздуха). При этом происходит обогащение смеси, в результате чего в камере сгорания остается меньше кислорода и азота, необходимых для формирования NO . Отсюда следует, что фумигация всегда приводит к снижению выбросов NO_x на всех режимах работы двигателя, причем эффект тем больше, чем больше степень замещения. Главной причиной снижения NO_x является охлаждающий эффект фумигации метанола во впускном тракте двигателя, что вызывает снижение температуры в цилиндре и, соответственно, значительное сокращение скорости образования NO . К тому же более быстрое сгорание рабочей смеси с метанолом сокращает общую продолжительность сгорания, уменьшая тем самым время высокотемпературной стадии процесса. Следовательно, сокращается располагаемое время для образования NO . Ряд авторов изучили также процесс формирования двуокиси азота и ее доли в общем количестве выбросов NO_x . В соответствии с общим мнением фумигация приводит к увеличению выбросов NO_2 , количество которых растет с увеличением степени замещения. Рост выбросов NO_2 является результатом высокой скорости окисления NO в NO_2 большим количеством радикалов HO_2 в соответствии с реакцией $\text{NO} + \text{HO}_2 \rightarrow \text{NO}_2 + \text{OH}$. Радикалы HO_2 образуются при интенсивном окислении метанола в выпускном тракте. Именно поэтому соотношение NO_2/NO_x в двухтопливном режиме также возрастает. Поскольку NO_2 образуется за счет окисления NO , а исходное количество NO невелико, общая масса выбросов NO_x при использовании фумигации несколько возрастает.

Выбросы твердых частиц

Твердые частицы (PM) в отработавших газах дизеля в основном состоят из углерода (сажи), растворимых органических фракций (SOF — Soluble Organic Fraction) и сульфатов [2, 15, 19]. Отработавшие газы дизеля обычно содержат значительное количество PM. Это следствие диффузионного нестационарного процесса горения, когда для качественного смешивания дизельного топлива с воздухом недостаточно времени, вследствие чего в ходе сгорания образуются зоны переобогащенной смеси. Значительную роль в сажеобразовании играют состав и тип дизельного топлива. Дизельное топливо представляет собой смесь сложных тяжелых молекул (в том числе ароматиков и молекул, состоящих из длинных молекулярных цепочек) со множеством связей типа углерод—углерод, что повышает склонность топлива к пиролизу с формированием прекурсоров сажи.

Cheung и др. [15] исследовали рабочий процесс четырехцилиндрового двигателя Isuzu без наддува при работе на метаноле в двухтопливном режиме. Относительный объем фумигации метанола (по замещаемой энергии) составлял 10, 20 и 30 %. Испытания проводились при нагрузке двигателя 20, 40, 60, 80 и 95 % от номинальной при трех фиксированных значениях частоты вращения: 1280, 1920 и 2560 об/мин. При усилении фумигации метанола наблюдалось уменьшение массовой концентрации частиц. При максимальной частоте вращения двигателя и степени замещения 30 % снижение массовой концентрации частиц достигало 48 %. Снижение выбросов частиц объясняется тем, что при усилении фумигации снижается количество дизельного топлива, сгорающего в парах метанола-воздушной смеси, содержащей кислород. При этом снижается скорость образования твердых частиц. Кроме того, в образовании количества твердых частиц играют роль свободное состояние серы и ароматиков, которых не содержит метанол, а также меньшее (по сравнению с дизелем) массовое соотношение С/Н метанола. Авторы отмечают еще один интересный результат, а именно, возможность использовать фумигацию метанола для увеличения растворимой органической составляющей (SOF) РМ за счет конденсации содержащихся в отработавших газах несгоревших углеводородов. При этом отмечается, что увеличение доли SOF компенсируется уменьшением доли золы и сульфатов, что в итоге ведет к частичному восстановлению общей массы РМ.

Zhang и др. [19] исследовали работу на метаноле в двухтопливном режиме четырехцилиндрового двигателя Isuzu без наддува. Испытания проводились по нагрузочной характеристике (0,13, 0,27, 0,40, 0,53 и 0,63 МПа) при постоянной частоте вращения 1920 об/мин. Доля (энергетическая) фумигированного метанола менялась в пределах от 0 до 30 %. Также отмечено снижение концентрации частиц в ОГ на двухтопливном режиме по сравнению с дизельным циклом. Как показано на рис. 3, снижение выбросов частиц более заметно при больших нагрузках и более интенсивной фумигации. По мнению авторов, это связано с двумя факторами. Во-первых, сгорает меньше дизельного топлива, поскольку часть энергии поступает от сгорания метанола. Следовательно, снижается объем, занятый диффузионным горением дизельного топлива, который является одним из основных источников формирования сажи. Во-вторых, увеличение периода задержки самовоспламенения (из-за охлаждающего эффекта метанола) оставляет больше времени для развития, испарения и смешивания с воздухом факела дизельного топлива

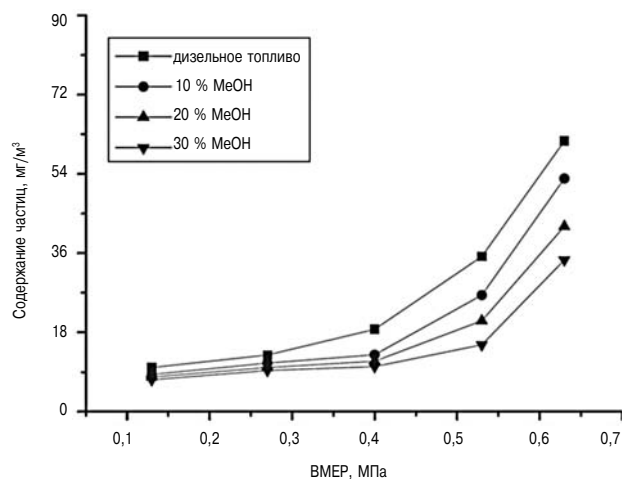


Рис. 3. Зависимость массовой концентрации частиц от нагрузки (ВМЕР) [19]

до его воспламенения. Следовательно, больше дизельного топлива сгорает в составе гомогенной смеси. Это, в свою очередь, уменьшает количество дизельного топлива, сгорающего в диффузионном режиме, что опять-таки способствует снижению сажеобразования и замедлению формирования частиц. По мнению авторов, интерес представляет корреляция между массой частиц и долей топлива, сгорающего в составе гомогенной смеси. Эта доля характеризуется как отношение энергии, выделяемой при сгорании топлива в составе гомогенной смеси, к общему количеству выделяемой энергии. Энергия, выделяемая при сгорании топлива в составе гомогенной смеси, оценивается по кривой тепловыделения. На рис. 4 показана зависимость концентрации частиц от доли топлива, сгоревшего в составе гомогенной смеси. Из рисунка видно, что с увеличением доли топлива, сгорающего в составе гомогенной смеси, снижается массовая концентрация частиц. При малых на-

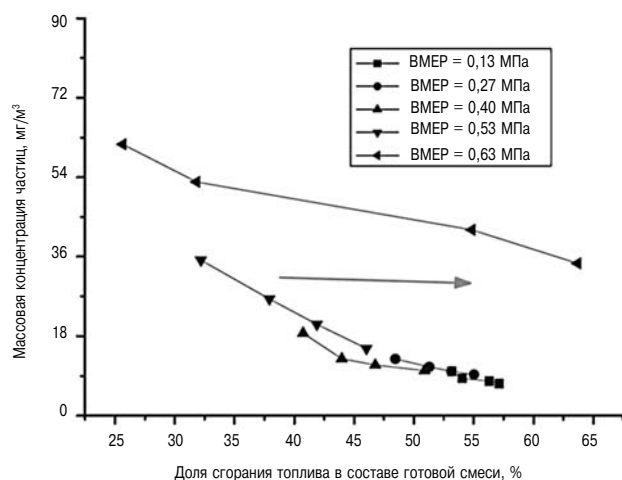


Рис. 4. Зависимость массовой концентрации частиц от доли топлива, сгорающего в составе гомогенной смеси (ВМЕР) [19]

грузках усиление фумигации приводит к незначительному росту этого показателя, столь же незначительно уменьшается массовая концентрация частиц. При высоких нагрузках эффект от усиления фумигации приводит к росту доли топлива, сгорающего в составе гомогенной смеси с соответствующим снижением массовой концентрации частиц. Помимо массовой концентрации, авторы рассматривали также вопрос количественной концентрации. Отмечается снижение количества частиц по сравнению с дизельным режимом. При уровне фумигации 30 % и ВМЕР = 0,4 МПа снижение количества частиц составило порядка 39 %. Отмечается уменьшение среднего геометрического диаметра частиц (GMD — Geometric Mean Diameter) при усилении фумигации на больших нагрузках, тогда как на малых нагрузках этот эффект практически отсутствовал. Как считают авторы, уменьшение GMD вызвано ростом количества несгоревших углеводородов (при усилении фумигации), что приводит к более интенсивной коагуляции частиц углеводородов в процессе их охлаждения и адсорбции их на поверхности сажи.

Работа *Cheng* и др. [11] включала также исследование количественной концентрации частиц и распределение их по размерам при работе четырехцилиндрового двигателя без наддува, адаптированного для работы на метаноле в двухтопливном режиме. При уровне фумигации метанола 10 % сколько-нибудь заметного изменения количественной концентрации частиц не наблюдалось, однако была выявлена тенденция к уменьшению их размеров и, следовательно, к уменьшению GMD. Авторы объясняют это коагуляцией и конденсацией несгоревших углеводородов, вызванных фумигацией метанола.

Yao и др. [17] проводили исследование влияния фумигации метанола на выбросы модифицированного четырехцилиндрового двигателя без наддува с каталитическим нейтрализатором. Экспериментально установлено снижение дымности ОГ (по шкале Бош) до 50 % при работе в двухтопливном режиме по сравнению с дизельным циклом. Авторы считают, что это вызвано меньшей ДДГ дизельного топлива и снижением скорости сажеобразования при горении метанола. Причина снижения ДДГ заключается в том, что уменьшается объем впрыска дизельного топлива в камеру сгорания, при этом остается больше времени на испарение дизельного топлива и смешивание его с воздухом вследствие увеличения периода задержки самовоспламенения, вызванного охлаждающим эффектом испарения метанола. Сгорание метанола не вызывает сажеобразования, во-первых, потому, что в данном случае горит гомогенная смесь, во-

вторых, молекула метанола обладает простой структурой и низким молекулярным весом. Кроме того, в ней содержится кислород, а сера и ароматики отсутствуют. Большую скорость распространения факела авторы также упоминают как одну из причин подавления сажеобразования. Наличие каталитического нейтрализатора обеспечивает снижение дымности ОГ (до 80 %), что является результатом окисления частиц сажи.

Влияние каталитического нейтрализатора на выбросы NO_x в двухтопливных двигателях исследовалось также *Geng* и др. [2]. Они установили, что каталитический нейтрализатор в двухтопливном режиме способствует снижению массовой и количественной концентрации частиц. Авторы объясняют это окислением содержащихся в частицах несгоревших углеводородов и растворимых органических фракций.

В работе *Liu* и др. [4], выполненной на одноцилиндровом отсеке дизеля, работающего в двухтопливном режиме на метаноле, исследовалось влияние давления впрыска дизельного топлива на показатели рабочего процесса и выбросы вредных веществ. В случае с фумигацией метанола наблюдалось снижение дымности ОГ по сравнению с дизельным (эталонным) циклом. Помимо причин, упоминаемых другими авторами, *Liu* и др. отмечают образование радикалов ОН при окислении метанола, которые способны окислять также и прекурсоры сажи, что способствует снижению дымности ОГ. Кроме того, отмечается снижение дымности в двухтопливном режиме при повышении давления впрыска дизельного топлива. Это объясняется тем, что большее давление впрыска повышает качество распыливания. В результате капли дизельного топлива быстрее испаряются и смешиваются с воздухом. Следствием этого является сдвиг в сторону увеличения ДГГС и уменьшения ДДГ дизельного топлива, что замедляет формирование сажи. Повышение температуры сгорания, которое связывают с горением более однородной воздушно-топливной смеси, также способствует и повышению полноты сгорания.

Более подробное описание процесс сажеобразования в двухтопливном двигателе можно найти в работе *Gargiulo* и др. [20].

Подводя итог, можно констатировать, что работа двигателя в двухтопливном режиме способствует снижению сажеобразования прежде всего потому, что часть дизельного топлива замещается спиртовым топливом, которое не содержит ароматиков (метанол практически не имеет связей типа углерод—углерод) и содержит кислород. Спиртовые топлива состоят из простых молекул с низким молекулярным весом. Кроме того,

спиртовые топлива перед поступлением в камеру сгорания образует гомогенную смесь, что снижает количество и размеры зон переобогащенной смеси. Более того, за счет большей теплоты парообразования спирта период задержки самовоспламенения, как правило, увеличивается, что оставляет больше времени для качественного смесеобразования. В результате образуется меньше локальных зон богатой смеси с дизельным топливом (снижается ДДГ), что уменьшает выброс сажи. Радикалы OH , образующиеся при окислении метанола, способствуют также окислению прекурсоров сажи.

Доля растворимых органических фракций в составе частиц при этом обычно увеличивается за счет роста несгоревших углеводородов в двухтопливных двигателях (см. раздел «Выбросы углеводородов»).

Сульфаты, обычно присутствующие в ОГ дизеля, в двухтопливном режиме отсутствуют, поскольку спирты не содержат серы.

Несмотря на то что выбросы PM обычно снижаются, в отношении изменения количественной концентрации частиц исследователи не пришли к общему мнению. Если анализировать распределение частиц по размерам, то в большинстве случаев наблюдается сдвиг в сторону их уменьшения, что объясняется коагуляцией и конденсацией несгоревших углеводородов — факторов, способствующих уменьшению среднего геометрического диаметра частиц.

Баланс между NO_x и PM

При расчете рабочего процесса дизеля обычно приходится находить компромисс между выбросами NO_x и частиц. Если параметры двигателя оптимизированы по минимуму выбросов NO_x , выбросы PM , как правило, возрастают, и наоборот.

Liu и др. [12] исследовали этот вопрос, проводя эксперименты на одноцилиндровом отсеке дизеля, адаптированного для работы в двухтопливном режиме. При увеличении степени замещения топлива метанолом наблюдалось одновременное снижение выбросов NO_x и дымности. Устранение традиционно наблюдаемой альтернативы между выбросами NO_x и частиц авторы объясняют высоким значением скрытой теплоты испарения метанола, что способствует снижению температуры в начале такта сжатия, улучшению гомогенизации рабочей смеси (снижающей локальные температуры) и окислением метанола.

Song и др. [6] и *Wei* и др. [16] также наблюдали одновременное снижение выбросов NO_x и дымности ОГ при усилении фумигации метанола.

Отсюда можно сделать вывод о том, что традиционное противоречие между выбросами NO_x и частиц при работе двигателя в двухтопливном режиме на спиртовом топливе отсутствует. Дру-

гими словами, фумигация спирта обеспечивает одновременное снижение выбросов NO_x и дымности. Объяснение этого эффекта приведено в соответствующих разделах настоящего доклада.

Выбросы CO

Оксид углерода (CO) является промежуточным продуктом неполного сгорания. Ее присутствие в отработавших газах свидетельствует о неполном сгорании топлива, вызванном низкой температурой горения или недостатком кислорода. В дизельном цикле выбросы CO достаточно малы, поскольку процесс горения протекает при высоких значениях коэффициента избытка воздуха. Это означает, что количество кислорода, доступного для сгорания, значительно больше стехиометрически необходимого.

Liu и др. [4] исследовали этот вопрос, проводя эксперименты с метанолом на шестицилиндровом дизеле, адаптированном для работы в двухтопливном режиме. Они установили, что выбросы CO в двухтопливном режиме были больше, чем при работе в дизельном режиме. Авторы объяснили это уменьшением скорости окисления CO из-за охлаждающего эффекта испарения метанола.

Tutak и др. [10] исследовали влияние фумигации метанола и E85 на трехцилиндровом дизеле без наддува. Они установили, что фумигация метанола способствует увеличению выбросов CO по сравнению с дизельным циклом, причем этот эффект на частичных нагрузках проявляется сильнее, чем на полной нагрузке. Причина состоит в том, что при низких нагрузках температура в цилиндре тоже низкая вследствие совместного охлаждающего эффекта фумигации метанола и E85 .

Surawski и др. [18] также подтверждают увеличение выбросов CO при усилении фумигации в двухтопливном режиме. В качестве объяснения указывается на снижение коэффициента избытка воздуха при усилении фумигации метанола, что приводит к обогащению смеси.

Yao и др. [17] изучали работу и влияние каталитического нейтрализатора на уровень выбросов четырехцилиндрового двигателя без наддува с фумигацией метанола в двухтопливном режиме. Было отмечено повышение уровня выбросов в двухтопливном режиме по сравнению с дизельным (базовым) циклом, однако наличие катализатора позволило снизить выбросы CO по сравнению с дизелем. В этой связи *Wei* и др. [16] отметили, что в их экспериментах в двухтопливном режиме при малых значениях частоты вращения и нагрузки температура отработавших газов была ниже температуры активации катализатора (240–250 °C), поэтому его эффективность была невелика. В указанном диапазоне частоты вращения и нагрузки катализатор способствовал снижению выбросов CO до уровня, не превы-

шающего соответствующие значения в дизельном режиме. При больших значениях нагрузки, когда температура отработавших газов становится выше температуры активации катализатора, выбросы CO снижаются до уровня базового дизельного цикла.

Итак, уровень выбросов CO в двухтопливном режиме оказывается выше, чем в дизельном режиме, причем с усилением фумигации он растет. Это объясняется снижением температуры смеси, обусловленным большими затратами тепла на испарение спиртовых топлив. Снижение температуры замедляет горение топлива, причем данный эффект более заметен при низких нагрузках.

Выбросы углеводородов

Количество несгоревших углеводородов, также как и CO, является показателем качества рабочего процесса. Количество несгоревших углеводородов (НС) в ОГ свидетельствует о неполном сгорании топлива. Большие выбросы НС типичны для двигателей с впрыском топлива на впуске (PFI — Port Fuel Injection), например, бензиновых. В обычном дизеле выбросы НС обычно невелики.

Cheung и др. [15] выяснили, что выбросы НС четырехцилиндрового двигателя Isuzu без наддува при работе на метаноле в двухтопливном режиме меньше, чем в эталонном (дизельном) цикле. При всех значениях частоты вращения и нагрузки выбросы НС росли пропорционально степени замещения топлива. Рост выбросов НС в двухтопливном режиме объясняется эффектом PFI и меньшей температурой горения. При фумигации метанола во впускной тракт часть топливовоздушной смеси (метанол-воздух) при контакте с холодными стенками цилиндра, абсорбируется масляным слоем или остается в кавернах. Эта часть топливовоздушной смеси в сгорании не участвует, что приводит к повышению выбросов НС. Снижением температуры сгорания, обусловленное охлаждающим эффектом метанола, также приводит к замедлению горения топлива и выбросам НС.

В работах *Cheng* и др. [11], *Yao* и др. [17] и *Tutak* и др. [10] описываются аналогичные эксперименты, результатам которых даны аналогичные объяснения. По мере увеличения интенсивности фумигации наблюдается рост выбросов НС. При увеличении нагрузки количество выбросов НС уменьшается из-за повышения температуры сгорания, что способствует более интенсивному окислению топлива.

Кроме того, *Liu* и др. [4] в качестве одной из причин больших выбросов НС называют эффект продувки. Когда впускной и выпускной клапаны открыты одновременно (перекрытие клапанов), часть воздушно-топливной смеси пролетает

через цилиндр, что ведет к повышению выбросов НС. Наиболее сильно этот эффект может проявляться в двухтопливных двигателях с наддувом.

Как показано в исследованиях *Wei* и др. [16] и *Yao* и др. [76], каталитический нейтрализатор, установленный на выпуске, может существенно сократить выбросы НС.

Отсюда можно сделать вывод о том, что выбросы несгоревших углеводородов в двухтопливном режиме больше, чем в дизельном цикле благодаря эффектам PFI и снижению температуры горения, связанным с фумигацией спирта. При увеличении степени замещения топлива в цилиндр попадает больше спирта, соответственно, растут выбросы НС.

Выбросы CO₂

Cheng и др. [11] исследовали выбросы дизеля, адаптированного для работы в двухтопливном режиме на метаноле. Фумигация метанола привела к сокращению выбросов CO₂ на 2,5%, что объясняется меньшим содержанием в нем углерода (одна единица химической энергии содержит меньше углерода).

Опыты *Liu* и др. [4] показали, что в двухтопливном режиме концентрация CO₂ в ОГ меньше, чем в дизельном цикле. Авторы объясняют это меньшим содержанием углерода и снижением скорости горения топлива в двухтопливном режиме (меньше топлива подвергается полному окислению до CO₂, о чем можно судить по росту выбросов CO и НС).

Согласно наблюдениям *Cheung* и др. [15], измерение CO₂ дает неоднозначные результаты. При малых нагрузках фумигация метанола не сказывается сколько-нибудь существенно на концентрации CO₂, однако при больших нагрузках повышение интенсивности фумигации сопровождается снижением концентрации CO₂. Из этого можно сделать важный вывод: в двухтопливном режиме КПД двигателя на малых нагрузках снижается, на больших — вырастает. Следовательно, при малых нагрузках увеличение удельного расхода топлива (от снижения КПД) компенсируется снижением скорости окисления топлива и меньшим содержанием углерода в метаноле, поэтому в результате концентрация CO₂ меняется мало. При больших нагрузках расход топлива снижается (с увеличением КПД), при этом снижение концентрации CO₂ достигает 7,4 %.

Таким образом, характер поведения выбросов CO₂ в двухтопливном режиме однозначно определить трудно. Следует, однако, помнить, что снижение скорости окисления топлива и меньшее содержание углерода в метаноле способствуют снижению выбросов CO₂. Поэтому фактическое снижение выбросов CO₂ (или его отсутствие) будет зависеть в основном от КПД двигателя.

Заключение

Обзор результатов исследования работы двухтопливных двигателей на топливах, содержащих спирт, позволяет сформировать следующие выводы:

➤ Существует некоторый предел степени замещения топлива спиртом как на малых, так и на больших нагрузках, превышение которого в первом случае ведет к неполному сгоранию и/или пропуску вспышек, во втором — к возникновению детонации и/или повышенной вибрации.

➤ В большинстве случаев КПД двигателя несколько меньше на малых нагрузках (из-за ухудшения смесеобразования) и несколько больше на больших нагрузках (из-за увеличения скорости сгорания), чем в обычном дизельном цикле.

➤ При любых значениях частоты вращения и нагрузки наблюдается снижение выбросов NO_x (по сравнению с дизельным циклом), пропорциональное степени замещения топлива. Эффект снижения определяется охлаждающим эффектом испарения спирта, что приводит к снижению температуры в цилиндре.

➤ Выброс частиц по сравнению с дизельным циклом уменьшается. Это происходит, в основном, из-за того, что часть дизельного топлива замещается спиртовым топливом, гораздо менее склонным к сажеобразованию (ввиду того, что оно предварительно смешивается с воздухом, имеет простую молекулярную структуру, насыщено кислородом и имеет меньше связей типа углерод–углерод, чем дизельное топливо).

➤ В двухтопливном двигателе отсутствует традиционная альтернатива между выбросами NO_x и частиц, поскольку выбросы как NO_x , так и частиц меньше, чем в дизельном цикле.

➤ Выбросы CO в двухтопливном двигателе больше, чем в дизеле благодаря более низкой температуре среды из-за охлаждающего эффекта от испарения спирта.

➤ В двухтопливном двигателе выбросы углеводородов выше, чем в дизеле вследствие эффекта от PFI (охлаждение заряда стенками цилиндров, абсорбции спирта масляным слоем или задержка в мертвых зонах), а также от снижения температуры горения вследствие фумигации спирта.

Литература

1. Boretti A. «Advantages of converting Diesel engines to run as dual fuel ethanol-Diesel» Applied Thermal Engineering, Vol. 47, 2012, pp. 1–9.
2. Geng P., Yao C., Wei L., Liu J., Wang Q., Pan W. and Wang J. «Reduction of PM emissions from a heavy-duty diesel engine with diesel/methanol dual fuel» Fuel, Vol. 123, 2014, pp. 1–11.
3. Wang Q., Wei L., Pan W. and Yao C. «Investigation of operating range in a methanol fumigated diesel engine» Fuel, Vol. 140, 2015, pp. 164–170.

4. Liu J., Yao A. and Yao C. «Effects of diesel injection pressure on the performance and emissions of a HD common-rail diesel engine fueled with diesel/methanol dual fuel» Fuel, Vol. 140, 2015, pp. 192–200.

5. Han X., Zheng M. and Tjong J. «Clean combustion enabling with ethanol on a dual-fuel compression ignition engine» International Journal of Engine Research, Vol. 16(5), 2015, pp. 639–651.

6. Song R. L., Jie; Wang, Lijun; Liu, Shenghua «Performance and Emissions of a Diesel Engine Fuelled with Methanol» Energy & Fuels, Vol. 22, 2008, pp. 3883–3888.

7. Padala S., Woo C., Kook S. and Hawkes E.R. «Ethanol utilisation in a diesel engine using dualfuelling technology» Fuel, Vol. 109, 2013, pp. 597–607.

8. Tutak W. «Bioethanol E85 as a fuel for dual fuel diesel engine» Energy Conversion and Management, Vol. 86, 2014, pp. 39–48.

9. Wang Q., Wang B., Yao C., Liu M., Wu T., Wei H. and Dou Z. «Study on cyclic variability of dual fuel combustion in a methanol fumigated diesel engine» Fuel, Vol. 164, 2016, pp. 99–109.

10. Tutak W., Lukacs K., Szwaja S. and Bereczky A. «Alcohol-diesel fuel combustion in the compression ignition engine» Fuel, Vol. 154, 2015, pp. 196–206.

11. Cheng C.H., Cheung C.S., Chan T. L., Lee S.C., Yao C.D. and Tsang K.S. «Comparison of emissions of a direct injection diesel engine operating on biodiesel with emulsified and fumigated methanol» Fuel, Vol. 87(10–11), 2008, pp. 1870–1879.

12. Liu J., Li Y., Li G., Zhu Z., He H. and Liu S. «Effect of Pilot Diesel Quantity and Fuel Delivery Advance Angle on the Performance and Emission Characteristics of a Methanol-Fueled Diesel Engine» Energy & Fuels, Vol. 24(3), 2010, pp. 1611–1616.

13. Britto R.F. and Martins C.A. «Emission analysis of a Diesel Engine Operating in Diesel-Ethanol Dual-Fuel mode» Fuel, Vol. 148, 2015, pp. 191–201.

14. Hori M., Matsunaga N., Marinov N., Pitz W. and Westbrook C. «An experimental and kinetic calculation of the promotion effect of hydrocarbons on the NO – NO_2 conversion in a flow reactor» 27th Symposium (International) on Combustion, Vol. 1, 1998, pp. 389–396.

15. Cheung C. S., Zhang Z. H., Chan T. L. and Yao C. «Investigation on the Effect of Port-Injected Methanol on the Performance and Emissions of a Diesel Engine at Different Engine Speeds» Energy & Fuels, Vol. 23(11), 2009, pp. 5684–5694.

16. Wei L., Yao C., Wang Q., Pan W. and Han G. «Combustion and emission characteristics of a turbocharged diesel engine using high premixed ratio of methanol and diesel fuel» Fuel, Vol. 140, 2015, pp. 156–163.

17. Yao C., Cheung C.S., Cheng C., Wang Y., Chan T.L. and Lee S.C. «Effect of Diesel/methanol CIMAC Congress 2016, Helsinki Paper №. 224 Page 12 compound combustion on Diesel engine combustion and emissions» Energy Conversion and Management, Vol. 49(6), 2008, pp. 1696–1704.

18. Surawski N.C., Ristovski Z.D., Brown R.J. and Situ R. «Gaseous and particle emissions from an ethanol fumigated compression ignition engine» Energy Conversion and Management, Vol. 54(1), 2012, pp. 145–151.

19. Zhang Z.H., Cheung C.S. and Yao C.D. «Influence of fumigation methanol on the combustion and particulate emissions of a diesel engine» Fuel, Vol. 111, 2013, pp. 442–448.

20. Gargiulo V., Alfe M., Di Blasio G. and Beatrice C. «Chemico-physical features of soot emitted from a dual-fuel ethanol-diesel system» Fuel, Vol. 150, 2015, pp. 154–161.

**АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА
ДЛЯ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ: ПЕРСПЕКТИВЫ**

*Kai Juoperi,
Wartsila Corporation*

Введение

В последнее время фирма «Wartsila» уделяет значительное внимание нескольким видам альтернативных топлив. В настоящем докладе рассматриваются новые топлива с содержанием серы 0,10 % m/m, необходимые для работы в зонах контролируемых выбросов, три вида жидкого биотоплива, а также сжиженный нефтяной газ.

Рассматриваются физико-химические свойства топлив с содержанием серы 0,10 % m/m, и сравниваются спецификации от поставщиков топлив с результатами эксплуатационных испытаний полученных партий топлив. Оценивается применимость этих топлив для среднеоборотных дизелей «Wartsila», а результаты их эксплуатационных испытаний сравниваются с имеющимся опытом эксплуатации аналогов.

Не смотря на то что недавно появившиеся топлива с содержанием серы 0,10 % m/m как дистилляты, так и мазуты соответствуют требованиям стандарта ISO 8217: 2012(E), многие из них не могут однозначно быть отнесены к одной из двух упомянутых категорий, так как каждое из них может обладать отдельными признаками, свойственными той или иной категории. Чтобы оптимизировать рабочий процесс, обеспечить необходимые ресурсные показатели, бесперебойное функционирование двигателя и системы топливоподачи при использовании этих топлив, необходимо уделять первоочередное внимание конкретным условиям эксплуатации.

В судовых установках жидкие биотоплива (LBF) используются пока еще довольно редко, хотя есть обширный опыт их применения в стационарных дизель-генераторах. Принципиальных препятствий для использования LBF в судовых двигателях не существует, хотя есть ряд факторов, которые могут повлиять на их применимость, например, ценовая разница между минеральными топливами и LBF, субсидирование цен, доступность LBF там, где в роли пользователей выступают бункеровщики, наличие на судах емкостей для хранения дополнительных видов топлива, конструктивные изменения двигателей и систем топливоподачи, которые могут потребоваться для их адаптации к LBF, одобрение классификационными обществами, и, наконец, отсутствие опыта работы с ними. В настоящем докладе рассматриваются физико-химические свойства LBF, отобранных фирмой «Wartsila» для испытаний. Представлены сравнительный анализ и оценка результатов испытаний. Описаны возможные изменения конструкции двигателя

и систем топливоподачи, необходимые для их адаптации к новым топливам.

Фирма «Wartsila» накопила обширный опыт постройки и использования различных типов газовых двигателей, включая газовые двигатели с искровым зажиганием (SG) и двигатели, работающие на двух топливах низкого и высокого давления — двухтопливные двигатели (DF) и газодизели (GD). Природный газ пока остается основным топливом для газовых двигателей, но и ряд других газов, таких, как например, попутные газы, низкокалорийные газы, LEG и LPG прошли испытания с хорошими результатами.

В настоящем докладе освещается опыт, накопленный фирмой «Wartsila», в работе с LPG, состоящим, главным образом, из пропана. Эта работа вызвала большой интерес среди потенциальных заказчиков.

Топливо с содержанием серы 0,10 % m/m для зон SECA

Когда дискуссия о введении новых требований по содержанию серы в топливе для зон SECA начала накаляться, общее мнение склонялось к тому, что должны использовать светлые или темные нефтепродукты + скруббер. Кроме того, обсуждался третий вариант — двухтопливный двигатель в газовом режиме (рис. 1).

Однако к концу 2014 г. стала появляться информация о разработке новых малосернистых топлив. Эти новые топлива с содержанием серы 0,10 % m/m, не являются чистыми дистиллятами, не вполне укладываются в существующие категории топлив, регламентируемых стандартом ISO 8217:2012(E), на который ориентировалось большинство судостроителей. Оказалось, что некоторые продукты процесса перегонки нефти, которые ранее рассматривались как отходы, например, донный слой колонны для гидрокрекинга, могут быть использованы в качестве компонентов топливных смесей. По мнению «Wartsila», если требования к топливам категорий DMA, DMZ или DMВ не выполняются, возникает вопрос о качестве мазута. Большинство новых топлив с



Рис. 1. Варианты топлива для зон SECA

содержанием серы 0,10 % m/m соответствуют требованиям к топливам категорий RMA 10, RMB 30 или RMD 80. Многие поставщики стали присваивать своим продуктам собственные обозначения, что прежде не было характерно для морских топлив. Обычно такие топлива называются ультрамалосернистыми (ULSFO — Ultra Low Sulphur Fuel Oils), или, в некоторых случаях, гибридными топливами, поскольку они обладают свойствами как дистиллятных топлив, так и мазута.

Изучив эти топлива более тщательно, фирма «Wartsila» обнаружила, что спецификации отдельных продуктов сильно разнятся между собой. Кроме того, обнаружились серьезные различия между техническими условиями и реальными свойствами поставляемого топлива. Это было не слишком удобно как для покупателей, так и для производителей.

Покупатель не знает в точности, что он получит, если у него нет опыта работы с данным конкретным продуктом, и не будут ли свойства этого продукта меняться от партии к партии.

Что же касается производителя двигателя, то ему будет непросто разработать инструкции по эксплуатации, не имея точной информации о его свойствах, например, о его вязкости и текучести в холодном состоянии, которые могут меняться в широких пределах.

Физико-химические свойства топлив ULSFO

Сведения о физико-химических свойствах топлив ULSFO приведены в табл. 1 и 2. В табл. 1 приводятся минимальные, средние и максимальные значения 14 контролируемых параметров топлива. При отсутствии спецификации использовались типичные значения данного параметра. В табл. 2 показаны расхождения между техническими условиями и фактическими показателями одного из полученных топлив.

Отмеченные расхождения могут заметно повлиять на работу и показатели как двигателя, так и системы топливоподачи.

Хотя вряд ли можно ожидать, что топливо ULSFO в состоянии поставки будет иметь вязкость 380 мм²/с, все же разница между средним и минимальным значениями (8 мм²/с вместо 84 мм²/с) слишком велика. Чтобы сохранять гарантированные показатели работы двигателя, значение вязкости топлива в момент впрыска должно находиться в достаточно узких пределах, иначе нельзя сформулировать обоснованные рекомендации по его температуре. От вязкости топлива зависит также необходимая температура сепарации.

Для правильного выбора регулировочной шайбы в старых типах сепараторов необходимо знать вязкость топлива. Неправильный выбор регу-

Таблица 1

Физико-химические свойства топлив с содержанием серы 0,10 % m/m

Параметр	Минимальное значение	Среднее значение	Максимальное значение
Сера, % m/m	0,03	0,09	0,10
ν при 50°C, мм ² /с	8	84	380
ρ при 15°C, кг/м ³	845	908	991
ССАИ	765	828	870
Температура застывания, °C	-12	15	30
Кислотное число, мг КОН/г	0,1	1,5	2,5
Общий осадок, % m/m	0,01	0,08	0,10
Коксовый остаток, % m/m	< 0,1	4,9	18,0
Зола, % m/m	0,01	0,04	0,10
Ванадий, мг/кг	1	84	350
Натрий, мг/кг	1	44	100
Алюминий, мг/кг	1	14	30
Кремний, мг/кг	1	13	30

Таблица 2

Расхождения между указанными в технических условиях и реальными физико-химическими свойствами одного из топлив с содержанием серы 0,10 % m/m

Параметр	Значение	Результат
Сера, % m/m	0,10	0,05
ν при 50°C, мм ² /с	65	13,3
ρ при 15°C, кг/м ³	910	883
ССАИ	860	794
Температура застывания, °C	20	21
Температура вспышки, °C	60	> 70
Общий осадок, % m/m	0,10	< 0,01
Коксовый остаток, % m/m	14	0,12
Зола, % m/m	0,07	< 0,01
Ванадий, мг/кг	2	< 1
Натрий, мг/кг	2	< 1
Алюминий, мг/кг	15	9
Кремний, мг/кг	2	3

лировочной шайбы снижает эффективность сепарации. От работы сепаратора зависит эффективность очистка топлива от осадка, а также от частиц алюминия и кремния, известных как «cat fines» (мелкие обломки катализатора).

Текучесть в холодном состоянии также сильно меняется — в соответствии с изменением температуры застывания. Температурный диапазон топлива составляет от -12 до +30 °C, причем температура топлива во многом определяет темпе-

ратуру всей системы топливоподачи. Снижение температуры может вызвать кристаллизацию парафинов, что приводит к засорению топливных фильтров и к ухудшению прокачиваемости топлива. Надо также учитывать, что нагревание топлива требует затрат энергии, и, следовательно, дополнительных расходов, чего желательно избегать.

Если двигатель предназначен для работы на мазуте, то разброс других показателей топлива, перечисленных в табл. 1, на его функционирование существенно не повлияет.

Как видно из табл. 2, основным параметром, отклонение которого от оптимума может вызвать ухудшение рабочих параметров двигателя, является вязкость топлива. Если, например, требуется вязкость при впрыске 16 мм²/с, то при реальной вязкости 23 мм²/с потребуются нагрев топлива до температуры порядка 45 °С, а если его реальная вязкость составляет 65 мм²/с, потребуются нагрев до температуры порядка 90 °С. При работе на подобных топливах стоит подумать, не лучше ли при нагреве контролировать их температуру, а не вязкость.

В табл. 2 видно существенное расхождение в таких параметрах, как общий осадок, коксовый остаток и зольность (правда, все это обычно имеет серьезное значение лишь для двигателей, предназначенных для работы только на чистых дистиллятах).

Практические соображения

В целом, новые топлива ULSFO — это высококачественные продукты. Если судно прежде работало на мазуте, переход на топливо ULSFO не должен вызывать никаких проблем при выполнении некоторых условий, перечисленных ниже.

Даже при отсутствии необходимости в каких-либо изменениях самого двигателя оператору судна все равно рекомендуется обсудить данный вопрос с производителем двигателя, поскольку для разных типов двигателя рекомендации также могут быть разными.

Если говорить о 4-тактных двигателях «Wartsila», то рекомендуется в первую очередь обращать внимание на следующие моменты:

➤ Если планируется полный переход с мазута на дистиллятные топлива, то рекомендуется изменить тип выпускных клапанов, поскольку для разных типов топлив должны применяться различные типы покрытий выпускных клапанов.

➤ Если ранее судно в течение длительного времени работало на мазуте, при переходе на дистилляты могут возникнуть проблемы с приемистостью. При этом ВРШ должен быть пере настроен на другой уровень ограничения нагрузки, соответственно должен быть изменен его шаг, поскольку ход топливной рейки теперь увеличится.

Прежде чем смешивать разные топлива или переходить с одного топлива на другое, например ULSFO следует проверить их на совместимость, особенно с мазутом. При смешивании топлива ULSFO, содержащего больше парафинов, с мазутом, в котором преобладают ароматики, возможно выпадение в осадок асфальтенов, что приводит к засорению топливных фильтров и к образованию шлама в топливном сепараторе. В худшем случае засорение топливных фильтров может привести к потере мощности и даже к остановке двигателя.

Следует подумать также над подбором смазочного масла с оптимальным щелочным числом (BN). Понятно, что смазочное масло должно содержать достаточное количество щелочи для нейтрализации кислот, образующихся при горении топлива и старении масла. Достаточно большое количество щелочи позволяет поддерживать более высокий уровень чистоты поверхностей трущихся компонентов. С другой стороны, ее передозировка и, соответственно, слишком большая моющая способность (BN) может вызвать образование отложений на горячих поверхностях камеры сгорания и выпускного тракта, включая турбокомпрессор. Повышение BN также означает большее содержание сульфатной золы, что может повысить уровень выбросов частиц. Хотя содержание серы в новых топливах достаточно мало, многие из этих топлив содержат остаточные материалы, например коксовые остатки, асфальтены и зола. Следовательно, масла, рассчитанные на работу с дистиллятными топливами, не оптимально совместимы со всеми видами ULSFO. «Wartsila» считает, что смазочное масло с BN не менее 30 следует использовать также и с ULSFO, если данное топливо не является чистым дистиллятом и соответствует требованиям категорий ISO-F-DMA, -DMZ или -DMB.

Опыт эксплуатации

Как показывает накопленный на сегодняшний день опыт эксплуатации, заказчики, перешедшие на топлива ULSFO, не испытывают особых проблем, если придерживаются соответствующих инструкций производителей топлива и двигателей.

Однако бывают и исключения. В начале 2015 г. произошел случай с судном, поставленным в док в конце 2014 г. с топливными баками и системой топливоподачи, заполненными нормальным высокосернистым тяжелым топливом. В начале следующего года, в ходе планового техобслуживания, при бункеровке в систему было залито топливо ULSFO, не являющееся чистым дистиллятом. Не прошло и пятнадцати минут после выхода судна из акватории порта, как все топливные фильтры оказались забитыми, главные двигатели остановились, и судно пришлось отбук-

сировать обратно к стенке. После слива топлива из всех емкостей топливная система была промыта, все фильтры заменены, после чего судно снова покинуло порт, на этот раз — без малейших проблем. Этот случай убедительно показывает, насколько важна проверка топлив на совместимость, и каковы бывают последствия несовместимости.

Кроме того, зарегистрировано несколько случаев на Балтике, когда по меньшей мере два разных поставщика ULSFO не выполнили требований стандарта ISO 8217:2012(E). При этом несколько параметров топлива, таких, как, например, кислотное число, зольность и содержание натрия вышли за пределы требований соответствующих спецификаций. «Wartsila» поставила в известность операторов соответствующих судов о том, что данные партии топлива могут ухудшить работу двигателей, и их использование не рекомендуется.

Некоторые из новых ULSFO вызвали также повышение дымности ОГ. В этих случаях могли оказать воздействие какие-то другие факторы, повлиявшие на результат.

Экономические аспекты

При выборе топлив следует помнить, что цена является ключевым критерием выбора топлива — при условии, что оно соответствует действующим экологическим требованиям, и что имеются технически приемлемые альтернативы. Для любого типа судна затраты на топливо являются основной статьёй эксплуатационных расходов, поэтому экономия на стоимости топлива существенно сказывается на финансовых показателях судоходной компании.

Первый опыт использования ULSFO показал, что оно стоит на 20–100 долларов за тонну дешевле судового маловязкого дистиллята (MGO), при этом по стоимости оно ближе к MGO, чем к тяжелым топливам.

Жидкое биотопливо

До недавнего времени жидким биотопливом интересовались только операторы сухопутных электростанций, однако в последнее время на него стали обращать внимание также заказчики, связанные с судоходством.

Рассматривая возможность использования жидких биотоплив в судовых условиях, нужно в первую очередь анализировать их химический состав и соответствие классификации. Диапазон жидких биотоплив достаточно широк, и существуют разные принципы их классификации. Во-первых, жидкое биотопливо может быть либо растительного происхождения, либо продуктом переработки животных жиров. Во-вторых, оно может быть простым (необработанным), либо проходить многоступенчатую обработку с целью

удаления нежелательных компонентов, ухудшающих его моторные качества.

В случае использования простых биотоплив «Wartsila» не рекомендует смешивать их с дистиллятными или тяжелыми топливами. Однако обработанные (или гидрированные) биотоплива в большинстве случаев могут быть использованы — либо в чистом виде, либо после смешивания с минеральными дизельными топливами в необходимой пропорции [2].

«Wartsila» не устанавливает какого-либо формального ограничения на предельно допустимое содержание гидрированного биотоплива в смеси с минеральным дистиллятом.

Операторы электростанций предпочитают простое биотопливо, тогда как судовладельцы больше заинтересованы в готовых к купажированию («drop-in») биотопливах, которые могут смешиваться с минеральными без внесения каких-либо изменений (или при минимальных изменениях) конструкции двигателя и его внешних систем топливоподачи [2].

В 2015 г. в лаборатории «Wartsila» (Финляндия) были проведены испытания нескольких видов биотоплива. Они проводились на дизеле Wartsila типа 6L32 с обычным топливным насосом плунжерного типа.

Два типа биотоплив из числа тестируемых, а именно, возобновляемое гидрогенизированное биотопливо, получаемое из отходов деревообработки и специально обработанное (и затем очищенное биотопливо), полученное из отходов масла для жарки, рассматривались как возможные заменители дистиллятного топлива. Третий продукт, кубовый остаток упомянутого выше технологического процесса UCO FAME, рассматривался как возможный заменитель тяжелого топлива.

Испытания этих топлив не выявили каких-либо проблем, и на опытном двигателе все они отработали нормально. Однако показатели качества, в первую очередь удельный расход топлива (SFOC) и выбросы вредных веществ, во всех трех случаях существенно отличались. Расхождения были также отмечены при сравнении с эталонными топливами — ULSD и малосернистым тяжелым топливом (LSHFO).

Возобновляемое топливо, полученное из отходов деревообработки, так называемое гидрогенизированное таловое масло (НТО — Hydro-treated Tall Oil) хорошо себя показало, и вполне может рассматриваться как качественное возобновляемое топливо типа «drop-in». Удельный расход топлива (SFOC) при прочих равных условиях был на 1–2 г/кВт·ч выше, а выбросы NO_x — примерно на 0,5 г/кВт·ч ниже, чем с ULSD (рис. 2 и 3). Однако вязкость у НТО несколько ниже, чем у ULSD. Поэтому было решено про-

вести вторую серию испытаний — с более низкой температурой впрыска, при которой опытное топливо по вязкости сравнялось бы с ULSD. После этого опытное топливо по SFOC и NO_x сравнивалось с эталонным. Этот опыт показал, что оптимальный результат не всегда достигается с первой попытки. Показатели работы двигателя могут быть улучшены, если разумно оценивать проблемы и находить пути их решения. Что же касается показателей выбросов (THC, CO) и дымности (FSN), то здесь между НТО и ULSD сколько-нибудь существенной разницы не обнаружено.

При сопоставлении результатов испытаний UCO FAME и ULSD (при одинаковых настройках дизеля) оказалось, что использование UCO FAME снижает SFOC на 2–3 г/кВт·ч и повышает выбросы NO_x на 2 г/кВт·ч по сравнению с ULSD. Увеличив угол опережения впрыска на 1,5 град. ПКВ при работе на UCO FAME удалось снизить выбросы NO_x примерно на 1,5 г/кВт·ч. В то же время расход топлива вырос, достигнув того же уровня, что и при работе на ULSD.

Кубовый остаток процесса UCO FAME оказался вполне приемлемым заменителем мазута

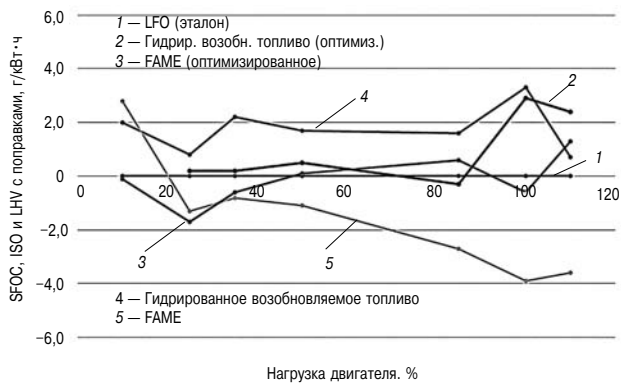


Рис. 2. Результаты измерения SFOC в зависимости от нагрузки двигателя для топлив НТО и UCO FAME — по сравнению с ULSD

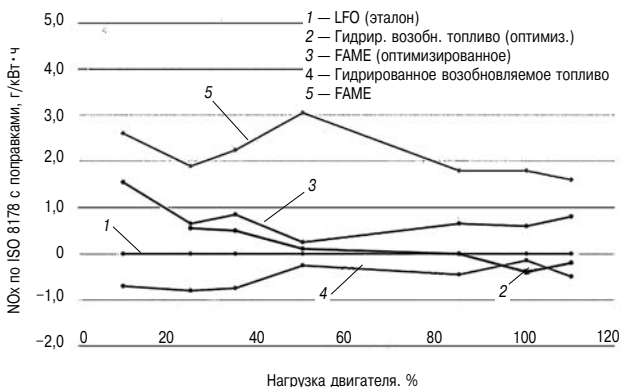


Рис. 3. Результаты измерения выбросов NO_x в зависимости от нагрузки двигателя для топлив НТО и UCO FAME — по сравнению с ULSD

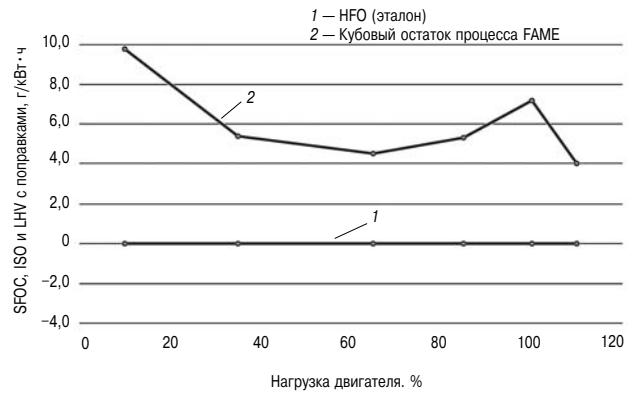


Рис. 4. Результаты измерения SFOC в зависимости от нагрузки двигателя для топлива LSHFO по сравнению с кубовым остатком процесса UCO FAME

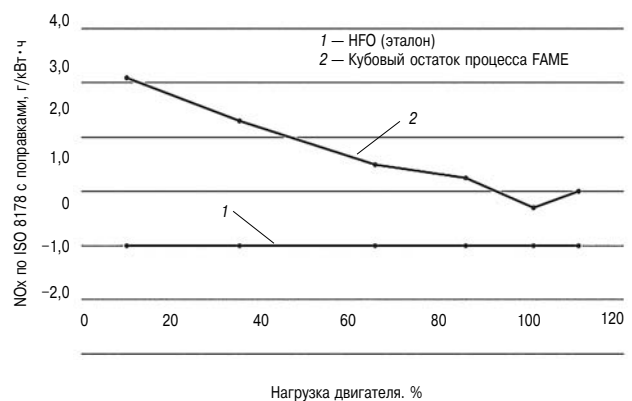


Рис. 5. Результаты измерения выбросов NO_x в зависимости от нагрузки двигателя для топлива LSHFO по сравнению с кубовым остатком процесса UCO FAME

для опытного двигателя. Однако SFOC и выбросы NO_x неожиданно оказались выше, чем при работе на эталонном LSHFO. А именно, расход топлива (SFOC) увеличился на 4–5 г/кВт·ч, а выбросы NO_x — на 1–3 г/кВт·ч (рис. 4 и 5). Выбросы CO и THC, а также уровень FSN при работе с кубовым остатком процесса UCO FAME оказались несколько ниже по сравнению с эталонным топливом.

Сжиженный нефтяной газ

Природный газ в виде как трубопроводного, так и сжиженного газа используется в качестве топлива для 4-тактных двигателей «Wartsila» уже более двадцати лет. Это относится как к агрегатам электропитания, так и к главным судовым двигателям. Однако относительно недавно стали приобретать популярность и некоторые другие виды газообразных топлив, в частности, сжиженный этан и нефтяной газ (LPG). Выбранный для испытаний LPG состоял главным образом из пропана, но содержал, кроме того, небольшое количество бутана и других углеводородов.

Экологическая устойчивость и экономические аспекты

Главная причина растущего интереса к биотопливам — стремление снизить выбросы парниковых газов (GHG — greenhouse gas). Учитывая технологии сегодняшнего дня, вряд ли можно говорить о полностью безуглеродном топливе, однако потенциальная возможность снижения выбросов CO₂ на 70–80 % реально существует [3]. При расчетах возможного снижения выбросов CO₂ важно учитывать всю цепочку образования углекислоты, начиная с выращивания зерновых, сбора урожая и производства биотоплив и заканчивая выпускной трубой дизеля.

В зависимости от вида биотоплива имеется возможность использовать целый ряд продуктов без каких-либо изменений существующей установки. При работе дизеля на качественном биотопливе эксплуатационные расходы будут не больше, чем на обычном дизельном топливе.

Вместе с тем, сегодняшние низкие цены на сырую нефть, а, следовательно, и на светлые и темные нефтепродукты, заставляют задуматься о том, каким образом сделать так, чтобы и на возобновляемые топлива цены оставались достаточно привлекательными для потребителей. Такие факторы, как государственное субсидирование, а также снижение портовых и транспортных сборов при работе на биотопливе, могут снизить эксплуатационные расходы. В противном случае увеличение доли биотоплив в топливном балансе судоходства маловероятно, во всяком случае, до тех пор, пока цена сырой нефти остается на сегодняшнем уровне.

Основные физико-химические свойства метана, этана и пропана представлены в табл. 3.

Как видно из табл. 3, существует значительный разброс некоторых показателей, например, объемного энергосодержания, плотности газовой фазы, метанового числа и точки кипения. От энергосодержания топлива сильно зависит конструкция газовой системы, поскольку для достижения требуемой мощности двигатель должен получить достаточное количество газа. MN — это показатель, характеризующий вероятность возникновения детонации, о котором ниже будет сказано более подробно.

В чем преимущества LPG

Одним из вероятных преимуществ LPG является его (предполагаемая) доступность там, где нет своего природного газа. Например, страны Центральной Америки, (расположенные севернее Колумбии, но южнее Мексики), которые традиционно предпочитали жидкие минеральные топлива, т. е. темные и светлые нефтепродукты, в настоящее время рассматривают LPG как один из новых вариантов альтернативных топлив.

Таблица 3

Основные физико-химические свойства метана, этана и пропана

Параметр	Метан	Этан	Пропан
Химическая формула	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈
Молекулярный вес, г/моль	16,04	30,07	44,10
Низшая теплотворная способность (LHVM), МДж/кг	50,02	47,72	46,36
Низшая теплотворная способность (LHVv), МДж/м ³	35,88	64,37	93,37
Плотность газообразной фазы, кг/м ³	0,7174	1,3488	2,0139
Плотность жидкой фазы, кг/м ³	422,36	543,83	580,88
Метановое число (MN)	100	43	34
Точка плавления, °С	-182,5	-182,8	-187,6
Точка кипения, °С	-161,5	-88,6	-42,1
Температура самовоспламенения, °С	595	515	470
Нижний и верхний пределы взрываемости	5,0–15,0	3,0–12,7	2,1–9,5

LPG по праву может считаться таким же экологически чистым топливом, как природный газ, дающий нулевые выбросы SO_x и PM, и значительно меньшие, по сравнению с жидкими топливами, выбросы NO_x и CO₂.

Еще одной причиной растущего интереса к LPG является тенденция к его удешевлению, вызванная ростом производства сланцевой нефти, что, в свою очередь, вызвало рост производства LPG в странах Персидского залива.

Транспортировка природного газа к новым потребителям связана со значительными вложениями в инфраструктуру и весьма сложными контрактами на поставку. Это делает LPG более предпочтительным выбором, особенно когда речь идет о небольших установках, состоящих из нескольких двигатель-генераторов.

Создание семейства Wartsila 34LPG

Фирмой «Wartsila» разработано новое семейство двигателей Wartsila 34LPG, способных работать на сжиженном нефтяном газе. Испытания головного образца новой машины прошли в лаборатории «Wartsila» (Финляндия) на 6-цилиндровом двигателе Wartsila 34LPG. Первые результаты оказались весьма обнадеживающими в том, что касается КПД, выбросов NO_x, стабильности рабочих параметров, пусковых качеств и способности к быстрому приему нагрузки. Перевод двигателя на LPG также положительно сказался на снижении выбросов общих углеводородов (THC), поскольку отсутствуют утечки метана.

Усилия разработчиков были сосредоточены на оптимизации степени сжатия, коэффициента избытка воздуха λ, новой форкамеры, а также на создании новой системы управления UNIC с функциями оптимизации распределения зажи-

Таблица 4

Сравнение версий двигателей Wartsila 34SG и Wartsila 34LPG

Параметр	W34SG	W34LPG
Скорость, об/мин	750	750
Мощность, кВт/цилиндр	500	375
ВМЕР, бар	22,0	16,6
Относительный КПД двигателя, %	100	93,5
Выбросы NO _x , г/Нм ³ при 5 % O ₂	< /-TA Luft	< /-TA-Luft

Таблица 5

Результаты анализа LPG, использованного при доводке двигателя Wartsila 34LPG

Параметр	Значение по спецификации поставщика	Значение по результатам анализа
Этан, не более, % v/v	2,0	0,34
Пропан, не менее, % v/v	95,0	98,47
Бутан и более тяжелые углеводороды, не более, % v/v	2,5	1,19
Коррозионная активность по отношению к меди, не более, Класс	1	1
H ₂ S, не более, ppm	1	0
Сера, не более, ppm	35	17
Вода, не более,	Допустимое	Допустимое
Плотность жидкой фазы при 15 °C, кг/м ³	Протокол испытаний	508,8
Плотность газообразной фазы при 15 °C, кг/м ³	-	2,019
Метановое число	-	33
LHV, МДж/кг	-	46,36
Давление паров при 37,8 °C, МПа не более	1,379	1,203

гания и длительности горения. Тщательная отработка ключевых компонентов двигателя и столь же тщательное тестирование оптимальных вариантов позволили успешно завершить проект, с достижением целевых показателей по КПД двигателя и цилиндровой мощности.

В табл. 4 приведены некоторые параметры двигателя Wartsila 34 в версиях для SG и LPG.

Основным различием между LNG и LPG, существенно влияющим на основные параметры соответствующих версий двигателя, являются разность метановых чисел (MN). Метановое число топлива характеризует его склонность к детонации. Значение MN для LPG составляет всего 33 (табл. 5), тогда как для LNG оно находится в диапазоне от 65 до 95, в зависимости от происхождения газа. Во избежание детонации степень сжатия должна быть оптимизирована, с соответствующим дефорсированием двигателя. Если сравнить показатели «Wartsila» 34SG и

«Wartsila» 34LPG, то окажется, что при равенстве степени сжатия их КПД почти одинаков. Цилиндровая мощность «Wartsila» 34LPG оптимизирована на уровне 375 кВт/цил., а Wartsila 34SG-500 кВт/цил.

Состав LPG, использовавшегося при доводке двигателя Wartsila 34LPG

Сравнение природного газа и LPG показывает, что главное различие между ними состоит в углеводородном составе (см. табл. 5). Этот фактор сильно влияет на величину MN. Кроме того, объемное энергосодержание (LHV_v) в LPG гораздо выше, чем в природном газе.

Статус коммерциализации

Существует стандарт ASTM D1835:2013 «Стандартные требования к сжиженным нефтяным (LP) газам». Положения данного стандарта, а также опыт, накопленный при создании газовых двигателей «Wartsila», были использованы при разработке требований к LPG для двигателя Wartsila 34LPG (табл. 6).

На момент написания настоящего доклада состоялась поставка в Эль-Сальвадор одной установки с двумя двигателями Wartsila 20V34LPG, и ведутся переговоры еще о нескольких сделках. Однако первая проданная установка еще не введена в эксплуатацию, так что опыт длительной работы в реальных условиях пока отсутствует. «Wartsila» рассчитывает на продолжающийся интерес к LPG со стороны рынка, особенно в американском регионе, включая страны Карибского бассейна, не имеющие природного газа.

Заключение и перспективы

Не вызывает сомнений, что в ближайшем будущем появятся и другие топлива, способные заменить традиционные дистилляты и мазуты, используемые в 4-тактных среднеоборотных дизелях. LNG приобретает все большую попу-

Таблица 6

Требования к LPG для двигателей Wartsila

Параметр	LPG
Пропан, не менее, % v/v	97,0
Бутан + тяжелые алканы, не более, % v/v	3,0
Общие алканы, не более, %v/v	2,0
Сероводород, не более, %v/v	0,05
Водород, не более, % v/v	Не допускается
Вода и углеводородный конденсат, не более, % v/v	Не допускается
Коррозионная активность по отношению к меди, не более, Класс	1
Аммиак, не более, мг/м ³ н	25
Хлор + фтор, не более, мг/м ³ н	50
Твердые частицы на входе в двигатель, не более, мг/м ³ н	50
Размер твердых частиц на входе в двигатель, не более, мкм	5
Температура газа на входе в двигатель, °C	0-60

лярность, но существуют и другие альтернативы, в том числе рассмотренные в настоящем докладе ULSFO, различные жидкие биотоплива, и LPG. Какие из них окажутся наиболее востребованными, зависит от ряда факторов, в том числе таких, как:

- рыночная стратегия поставщиков;
- экологическое законодательство;
- техническая целесообразность;
- изменения в системах топливоподачи судов и двигателей необходимые для перехода на новое топливо:

- заинтересованность конечных пользователей;
- цены на топливо;
- доступность топлив: места и объемы поставок;
- субсидирование возобновляемых топлив.

Есть ряд исследований, проводимых нефтедобывающими компаниями, ассоциациями энергетиков, консультантами и др., посвященных вероятным сценариям внедрения альтернативных топлив. Вариантов достаточно много, однако мнение всех экспертов сходятся на том, что в течение ближайших десятилетий никаких драматических изменений в этой области не ожидается. Для примера приведем следующую таблицу из отчета Международного энергетического агентства «A Report from the IEA Advanced Motor Fuels Implementing Agreement».

Главный вывод этого доклада заключается в том, что преобладающими энергоносителями останутся минеральные топлива, тогда как LNG все шире будут использоваться в качестве топлива для относительно небольших судов, которые работают на постоянных маршрутах, включающих зоны SECA и NECA [4].

С точки зрения двигателестроителей, ключевую роль здесь будет играть создание систем впрыска для новых топлив. Необходимость создания новых систем впрыска обусловлена тем, что:

- от энергосодержания топлива зависит; необходимая производительность системы впрыска
- зазоры во вновь проектируемых плунжерных парах будут зависеть от вязкости топлив.

Таблица 7

Прогноз потребления морских топлив на 2020 год, мегатонн в год

Вид топлива	Суммарное потребление, мегатонн в год
HFO	204
LSFO	110
MGO / MDO	69
LNG	15
Биотоплива и проч.	2
Всего	400
Число судов	105 000

Высокая зольность топлива будет способствовать образованию отложений и износу. При выборе материалов для топливного насоса следует подумать о том, как предотвратить износ поверхностей под влиянием присутствующих в топливе абразивных и коррозионных элементов.

Для успешной работы крайне важно создание подробных инструкций по эксплуатации. В качестве примера можно привести циркуляр классификационного общества «Veritas» («Veritas Petroleum Services Circular»), в котором устанавливаются следующие ключевые требования при использовании новых топлив с содержанием серы 0,10 % m/m [5]:

- Обратитесь к производителю двигателя, чтобы удостовериться, что новое топливо подходит для данной машины. Желательно при этом получить от него письмо об отсутствии возражений.

- Для хранения нового топлива используйте только чистые и пустые баки. Если бак ранее использовался для хранения тяжелого топлива, убедитесь в том, что он тщательно очищен.

- До начала использования топливо выполните его анализ.

- Не смешивайте данное топливо с другими видами топлив без предварительной проверки их на совместимость.

- Убедитесь в том, что вам известны параметры текучести топлива в холодном состоянии (температура застывания, температура помутнения).

- Следуйте инструкциям производителя двигателя по замене топлива. Помните о возможности термического удара при переходе с вязкого на маловязкое топливо.

- При возможности выполните пробный пуск на новом топливе.

«Wartsila» в ближайшие годы также намерена вплотную заняться теми объектами, где возможно применение жидких биотоплив. Такие двигатели уже разработаны и находятся на стадии внедрения. При необходимости все технологии могут быть адаптированы под новые виды топлив. Уже скоро мы увидим, смогут ли производители жидких биотоплив увеличить привлекательность этого продукта настолько, чтобы бросить вызов LNG как единственной альтернативе светлых и темных нефтепродуктов.

Если говорить о газовом топливе, то, как показал опыт, есть много других видов такого топлива, помимо LNG и трубопроводного природного газа, которые могут заинтересовать потребителей. Это, например, упомянутые в этом докладе LEG и LPG, и, кроме того, попутный газ, биогаз, газы с низкой теплотворной способностью и сланцевый газ, перспективы которых в последнее время широко обсуждаются.

Работы, проведенные фирмой «Wartsila» в области технологий использования новых топлив, о которых говорится в настоящем докладе, свидетельствуют о готовности и способности фирмы предложить решения для операторов как судовых, так и сухопутных установок, располагающих доступом к источникам получения таких топлив. И последнее. Для большинства применений ключевым условием является устойчивое развитие, и хорошим примером этому служат жидкие биотоплива, о которых идет речь в настоящем докладе.

Литература

1. ISO 8217:2012(E) standard, Tables 1 and 2.
2. *Ollus R, Juoperi K.* Alternative fuels experiences for medium-speed diesel engines, CIMAC Congress 2007, Vienna.
3. Wartsila — Good Fuels Marine discussions, Dec. 2015.
4. A Report from the IEA Advanced Motor Fuels Implementing Agreement: Alternative Fuels for Marine Applications. Ralph McGill, William Remley, Kim Winther, May 2013.
5. Circular: Veritas Petroleum Services, 8 December 2014, Getting Ready for Hybrid Fuels.

Условные обозначения

SECA	Область контролируемых выбросов серы (Sulphur Emission Controlled Area)
ULSD	Дизель со сверхнизким содержанием серы (Ultra Low Sulphur Diesel)

LNG	Сжиженный природный газ (Liquefied Natural Gas)
DF	Двухтопливный (Dual Fuel)
LEG	Сжиженный этан (Liquefied Ethane Gas)
LBF	Жидкое биотопливо (Liquid Biofuel)
CO2	Двуокись углерода
SOX	Окислы серы
PM	Твердые частицы (Particulate Matter)
LPG	Сжиженный нефтяной газ (Liquefied Petroleum Gas)
ISO	Международная организация по стандартизации (International Organization of Standardization)
SG	Газовый двигатель с искровым зажиганием (Spark Ignited Gas)
GD	Газодизель (Gas Diesel)
ULSFO	Топливо со сверхнизким содержанием серы (Ultra Low Sulphur Fuel Oil)
v	Кинематическая вязкость
p	Плотность
CCAI	Расчётный углеродный индекс ароматичности (Calculated Carbon Aromaticity Index)
CP	С регулируемым шагом (Controllable-pitch)
BN	Базовое число (Base Number)
MGO	Судовое маловязкое топливо (Marine Gas Oil)
UCO	Использованное масло для жарки (Used Cooking Oil)
FAME	Метилловые эфиры жирных кислот (Fatty Acid Methyl Ester)
HTO	Гидрогенизированное талловое масло (Hydrotreated Tall Oil)
SFOC	Удельный расхода топлива (Specific Fuel Oil Consumption)
LSHF	Малосернистое тяжелое топливо (Low Sulphur Heavy Fuel Oil)
CO	Окись углерода
FSN	Дымовое число фильтра (Filter Smoke Number)
NOX	Окислы азота
THC	Общие углеводороды (Total HydroCarbons)
	Коэффициент избытка воздуха
BMEP	Среднее эффективное тормозное давление (Brake Mean Effective Pressure)
MN	Метановое число (Methane Number)
LHV	Низшая теплотворная способность (Lower Heating Value)
H2S	Сероводород

УДК 621.43

Кавтарадзе Р.З. Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей (продолжение) // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 3–9.

Ключевые слова: МГТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра «Поршневые двигатели», создание и развитие теории рабочего процесса, многозональные и 3D-модели рабочего процесса, кинетика образования вредных веществ, локальный радиационно-конвективный теплообмен.

Выполнен анализ и сформулированы основные направления решения актуальных задач исследования и совершенствования внутрицилиндровых процессов, реализованных усилиями кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Обоснована необходимость создания и развития новой теории рабочего процесса поршневых двигателей с использованием многозональных и 3D-моделей рабочего процесса для решения задач кинетики образования вредных веществ и локального радиационно-конвективного теплообмена при горении топлива в цилиндре. Ил. 5. Библ. 64 назв.

УДК 621.436.12

Рыжов В.А. Результаты экспериментальных исследований пусковых свойств судового дизель-генератора // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 10–14.

Ключевые слова: судовой дизель-генератор, гидромеханическая система топливоподачи, аккумуляторная система топливоподачи, расход пускового воздуха, время пуска, переходный процесс разгона.

Представлены результаты исследований пусковых свойств судового дизель-генератора переменного тока с гидромеханической и аккумуляторной системами топливоподачи при запуске двигателя сжатым воздухом. Выявлены основные факторы, влияющие на расход пускового воздуха, время пуска и выхода двигателя на заданный скоростной режим при пуске двигателя из холодного и горячего состояний. Показано, что использование аккумуляторной системы топливоподачи обеспечивает улучшение пусковых свойств двигателя и качество переходного процесса при выходе на заданный скоростной режим. Ил. 4. Библ. 4 назв.

УДК 621.43

Вальехо Мальдонадо П.Р., Гусаров В.В., Чайнов Н.Д. Возможности уравнивания двигателя типа VR-5 // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 15–20.

Ключевые слова: компактные двигатели типа VR, угол развала цилиндров, дезаксаж, равномерное чередование вспышек, силы и моменты инерции, уравнивание.

Рассматриваются возможности уравнивания 5-цилиндровых четырехтактных двигателей типа VR-5 особо плотной компоновки с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом и равномерным чередованием вспышек. Приведены формулы для вычисления и анализа сил инерции от возвратно-поступательно движущихся и вращающихся масс и моментов этих сил, возникающих в двигателях VR-5 для заданного значения угла развала цилиндров, отношения радиуса кривошипа к длине шатуна и относительного смещения оси цилиндра. Предложен способ уравнивания моментов от сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс двигателей типа VR-5. Ил. 12. Библ. 5 назв.

УДК 621.43.052

Циплѐнкин Г.Е., Иовлев В.И. Фирма «ABB Turbocharging» на конгрессе CIMAC 2019 // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 21–23.

Ключевые слова: тепловозные и судовые дизели, высоконапорные турбокомпрессоры, степень повышения давления, двухступенчатые системы наддува.

Приводится краткий обзор о новых разработках фирмы «ABB Turbocharging», представленных на конгрессе CIMAC 2019. Для тепловозных дизелей с уровнем форсировки по среднему эффективному давлению до 24 бар разработана система двухступенчатого наддува ABB Power-2 с тремя турбокомпрессорами. Приводится описание турбокомпрессоров новой серии A200-N со степенью повышения давления до 6,5 для четырехтактных среднеоборотных дизелей, а также компактных турбокомпрессоров серии A200-L для малооборотных двухтактных судовых дизелей, предназначенных для работы в зонах контроля выбросов ЕСА. Ил. 3. Библ. 1 назв.

УДК 621.78

Румб В.К., Школьный А.С., Хтоо Наинг Аунг. Особенности прогнозирования остаточной долговечности деталей ДВС по критерию усталости материала // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 24–28.

Ключевые слова: детали судовых ДВС, усталость, долговечность, трещина, прогнозирование остаточной долговечности, имитационное моделирование, вероятностные методы.

Отражены современные взгляды на физику накопления усталостных повреждений деталей судовых ДВС под действием разного рода циклических нагрузок. Разработаны методические основы, позволяющие расчетными методами прогнозировать усталостную долговечность деталей судовых ДВС. Рассмотрен механизм разрушения деталей с трещиной. Приведены примеры оценки остаточной ресурса этих деталей с использованием разработанных зависимостей. Ил. 3. Библ. 7 назв.

УДК 62-123

Колунин А.В., Бурьян И.А. Влияние температурного состояния поршневого двигателя на расход картерных газов // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 29–31.

Ключевые слова: автомобильные ДВС, картерные газы, режим прогрева, условия отрицательных температур, смазочное масло, ресурс двигателя.

Картерные газы негативно влияют на состояние смазочного масла, что может сказаться на сокращении ресурса двигателя в особенности на режимах пуска и прогрева в условиях отрицательных температур. Приводятся результаты натурного эксперимента по измерению расхода картерных газов при различных температурных состояниях пяти автомобильных двигателей КамАЗ-740.30-260, установленных на автомобилях КамАЗ-5350. Анализ результатов эксперимента позволил установить зависимость расхода картерных газов от температуры охлаждающей жидкости, аппроксимированную полиномом второй степени. Рассмотрены возможные способы сокращения расхода картерных газов. Табл. 1. Ил. 1. Библ. 6 назв.

УДК 623:621.311.26:519.2

Сайданов В.О., Михайлин А.Б., Мартемьянов О.Л. Оценка надежности систем децентрализованного энергоснабжения специальных объектов // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 32–37.

Ключевые слова: инфраструктура специальных объектов, источники электрической и тепловой энергии, система децентрализованного энергоснабжения, альтернативные источники энергии, вероятностная модель, коэффициент готовности.

Рассмотрены вопросы обеспечения структурной надежности существующих и перспективных систем децентрализованного энергоснабжения специальных объектов. Акцентировано внимание на особенностях систем с альтернативными источниками энергии. Разработана оценочная вероятностная модель и приведены результаты расчетов надежности с учетом влияния и значимости элементов систем на эффективность функционирования. Показаны преимущества и перспективные направления совершенствования сложно-комбинированных систем энергоснабжения для обеспечения максимального значения коэффициента системной готовности при ограниченной безотказности элементов. Табл. 3. Ил. 4. Библ. 9 назв.

УДК 621.43

Альтернативные топлива (материалы конгресса CIMAC-2016) // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 38–57.

Ключевые слова: двигатели двойного топлива (DF), альтернативные топлива, спирты, сжиженный природный газ, сжиженный нефтяной газ, особо малосернистые дистилляты и мазуты, опыт промышленной эксплуатации DF-двигателей.

В настоящее время преобладающими видами топлива для среднеоборотных дизелей остаются темные и светлые нефтепродукты. Однако глобальное потепление и рост загрязненности воздуха вынуждают производителей ДВС искать альтернативу традиционным видам топлива. К наиболее перспективным видам альтернативного топлива относятся спирты, позволяющие одновременно снизить выбросы NO_x, CO₂ и частиц. На требования к снижению с 1 января 2015 г. содержания серы в топливе для судов, находящихся в пределах зон контролируемых выбросов (SECA) — до 0,10 % м/м, рынок отреагировал появлением новых особо малосернистых дистиллятов и мазутов (ULSD — Ultra Low Sulphur Diesel) с содержанием серы порядка 10 мг/кг. Увеличивается количество судовых двухтопливных (DF — Dual Fuel) двигателей, использующих сжиженный природный газ (LNG — Liquefied Natural Gas), а также сжиженный нефтяной газ (LPG — Liquefied Petroleum Gas). В настоящем обзоре приводятся физико-химические свойства топлив с содержанием серы менее 0,10 %, созданных для использования в зонах SECA, освещается опыт промышленной эксплуатации DF двигателей, работающих на альтернативных видах топлива. Табл. 7. Ил. 9. Библ. 25 назв.

UDC 621.43

Kavtaradze R.Z. Development of combustion theory in Bauman Technical University: from Grinevetsky method to modern 3D-models (continued) // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 3–9.

Keywords: Moscow State Bauman Technical University, Reciprocating Engine Department, fundamental theory of reciprocating engines, multi-zone and 3D models of combustion process, kinetics of noxious emissions formation, local radiation/convective heat exchange.

The article lists and ranges foreground directions of investigations into in-cylinder processes carried out by Reciprocating Engine Department of Moscow State Bauman Technical University. It demonstrates urgency of formulating new theory of engine combustion process, making use of multi-zone and 3D models of combustion process, which are instrumental in research into kinetics of noxious emissions formation, local radiation/convective heat exchange in engine cylinder. 5 ill., 64 ref.

UDC 621.436.12

Ryzhov V.A. Starting performance of a marine diesel-generator // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 10–14.

Keywords: marine diesel-generator, hydromechanical fuel injection system, accumulator fuel injection system, starting air consumption, start-up duration, transient period.

Presented are the results of testing the marine AC diesel-generator, equipped with hydromechanical and accumulator fuel injection systems, for air-starting performance. The investigation revealed main factor that influence air consumption, start-up duration and transient period (until a set speed level is reached) for cold and hot start. Accumulator fuel injection system was demonstrated as a preferable technology in terms of engine starting and transient performance. 4 ill., 4 ref.

UDC 621.43

Vallejo Maldonado P.R., Gusarov V.V. and Chainov N.D. Balancing engine type VR-5 // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 15–20.

Keywords: compact engines type VR-5, vee-angle, d'saxage, uniform firing sequence, forces and moments of inertia, balancing.

The article discusses balancing 4-stroke V-type and quasi V-type reciprocating engines, differing in vee-angles, angular offset of adjacent crankpins, and d'saxage. Formulae are given for calculation and analysis of forces of inertia induced by reciprocating and rotating masses, and moments of said forces in type VR-5 engines, as functions of vee-angle, crank radius/connecting rod length ratio, and cylinder axis relative d'saxage. A method is offered of balancing inertia forces from rotating and reciprocating masses as applied to VR-5 type engines. 12 ill., 5 ref.

UDC 621.43.052

Tsyplonkin G.E and Iovlev V.I. «ABB Turbocharging»' presentation at CIMAC-2019 Congress // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 21–23.

Keywords: locomotive and marine diesel engines, high-pressure turbochargers, pressure ratio, 2-stage supercharge systems.

A brief review of recent developments from ABB Turbo Systems presented at CIMAC-2019. In particular, the Company developed new 2-stage supercharge system ABB Power-2, containing three turbochargers, to be used in locomotive engines rated at 24 bar (MEP). Also, there are descriptions of new turbocharger series A200-H (process ration 6.5) for 4-stroke middle-speed engines, and compact turbocharger series A200-L for 2-stroke low-speed engines, intended for operation in ECA zones. 3 ill., 1 ref.

UDC 621.78

Rumb V.K., Schkolny A.S. and Htoo Naing Aung Prediction of engine part remaining life based on fatigue criterion // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 24–28.

Keywords: parts of marine diesel engines, material fatigue, life time, crack, prediction of remaining life, simulation, probabilistic methods.

They make use of modern approaches to physics of cumulative fatigue damage in engine parts exposed to various cyclic loads. Also, they offer calculation methods for prediction of engine parts' fatigue life. Mechanism of crack development, followed by part failure, is analysed in detail. Examples are given of evaluation of remaining life for such parts, using function dependences developed by the authors. 3 ill., 7 ref.

UDC 62-123

Kolunin A.V. and Buryan I.A. Oil sump gas flow as a function of reciprocating engine thermal condition // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 29–31.

Keywords: automotive engine, oil sump gas, warm-up mode, operation at negative ambient air temperature, lube oil, engine life time.

Lube oil conditions are negatively affected by oil sump gas, which may result in shorter engine life time, which is particularly true for start-up and warm-up operation at negative ambient temperature. Oil sump gas flow was measured in a series of actual experiments, carried out on five KAMAZ-740.30-260 engines powering KAMAZ-5350 trucks. Based on the test results, a dependence between oil sump gas flow and coolant temperature was drawn, which could be approximated by quadratic. Various methods of reduction in oil sump gas flow have been considered. 1 table, 1 ill., 6 ref.

POWER PLANTS

UDC 623:621.311.26:519.2

Saidanov V.O., Mikhailin A.B. and Martemyanov O.L. Reliability of stand-alone power supplies for military users // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 32–37.

Keywords: infrastructure of military users, power and heat energy supplies, distributed power supply system, alternative power sources, probabilistic model, availability.

The authors are concentrated on structural reliability of existing and future distributed power supply systems for military users. Special stress is laid on alternative power sources. In particular, the authors offer evaluative probabilistic model for reliability calculations, using weight coefficients. Advantages and promising ways of improvement of hybrid power supply systems are demonstrated, criterion function including maximum availability coefficient, given limited reliability of system components.

3 table, 4 ill., 9 ref.

UDC 621.43

Alternative fuels (based on CIMAC-2016 papers) // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 38–57.

Keywords: dual fuel engines (DF), alternative fuels, alcohols, liquefied natural gas, liquefied petrol gas, ultra low sulphur distillate and residual fuels, existing field experience with DF engines.

Distillate oil and residual oil are currently dominant fuels for middle-speed marine diesel engines. However, global warming and increasing air pollution inspire engine builders to look for alternative fuels. Among the alternatives, alcohol fuels seem very interesting, as they have potential to lower NO_x, CO₂ and PM emissions simultaneously. As from 1 January 2015, the maximum sulphur limit for Emission Control Areas (SECA) was reduced to 0,10 % m/m. As a consequence of the new sulphur emission legislation, many new fuel qualities have entered the market, including distillate fuel and residual fuel, both the Ultra Low Sulphur Diesel (ULSD) with a sulphur content of ~ 10 mg/kg. There is growing share of marine dual fuel engines using Liquefied Natural Gas (LNG) and Liquefied Petroleum Gas (LPG). In this review focus is put on the physical and chemical properties of the 0,10 % m/m sulphur fuels introduced for SECA areas, and field experience with DF engines firing alternative fuels.

7 tables, 9 ill., 25 ref.

Перечень статей, опубликованных в журнале «Двигателестроение» за 2019 год

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ В РОССИИ

1. **Столяров С.П.** Системные проблемы Российского дизелестроения (взгляд из морского технического университета) (№ 1. С. 3–8).
2. **Рыжов В.А.** Состояние российского дизелестроения для стратегических отраслей (№ 3. С. 3–7).

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. **Мягков Л.Л., Сивачев В.М.** Математическое моделирование сопряженного теплообмена в системе охлаждения среднеоборотного дизеля (№ 1. С. 9–13).
2. **Миляев С.Б.** Оптимизация фазовых показателей сгорания в дизельных и газовых двигателях для снижения выбросов оксидов азота (№ 1. С. 14–19).
3. **Кавтарадзе Р.З.** Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей (№ 2. С. 3–8; № 3. С. 8–15; № 4. С. 3–9).
4. **Лю Ин, Кузнецов А.Г., Харитонов С.В.** Анализ индикаторных диаграмм дизельного двигателя при отключении цилиндров (№ 2. С. 9–16).
5. **Вальехо Мальдонадо П.Р., Чайнов Н.Д.** Уравновешивание V-образных двигателей с угловым смещением шатунных шеек рядом расположенных шатунов (№ 2. С. 17–25).
6. **Путинцев С.В., Пилацкая С.С., Ратников А.С.** Методика и результаты трибометрии вариантов цилиндропоршневых групп быстроходного дизеля (№ 3. С. 16–20).
7. **Кочев Н.С., Плотников Л.В., Григорьев Н.И.** Оптимизация фаз газораспределения тепловозного дизеля 8ЧН21/21 (№ 3. С. 21–26).
8. **Маслов А.П., Левцов М.В.** Кинематический и динамический анализ КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами (№ 3. С. 27–30).
9. **Рыжов В.А.** Результаты экспериментальных исследований пусковых свойств судового дизель-генератора (№ 4. С. 10–14).
10. **Вальехо Мальдонадо П.Р., Гусаров В.В., Чайнов Н.Д.** Возможности уравновешивания двигателя типа VR-5 (№ 4. С. 15–20).

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

1. **Циплёнкин Г.Е., Иовлев В.И.** Фирма «ABB Turbocharging» на конгрессе SIMAC 2019 (№ 4. С. 21–23).

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. **Иванов Д.А., Зюкин В.С., Колосков А.А.** Снятие остаточных напряжений в деталях авиадвигателей газоимпульсной обработкой (№ 1. С. 20–23).

2. **Иванов Д.А., Колосков А.А., Зюкин В.С.** Повышение стойкости инструмента, используемого в двигателестроении (№ 3. С. 31–35).
3. **Румб В.К., Школьный А.С., Хтоо Наинг Аунг.** Особенности прогнозирования остаточной долговечности деталей ДВС по критерию усталости материала (№ 4. С. 24–28).

ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. **Плотников С.А., Смольников М.В., Шишкин Г.П.** Расчет стабильности этанола-топливной эмульсии для применения в дизелях (№ 1. С. 24–27).
2. **Лиханов В.А., Лопатин О.П.** Сгорание и тепловыделение в дизеле, работающем на смесевом спиртовом топливе (№ 2. С. 26–31).

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. **Колунин А.В., Бурьян И.А.** Влияние температурного состояния поршневого двигателя на расход картерных газов (№ 4. С. 29–31).

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

1. **Прутчиков И.О., Михайлов В.И., Камлюк В.В.** Модули энергетической безопасности автономных объектов на базе комбинированных энергоустановок (№ 1. С. 28–32).
2. **Бондарев А.В.** Экспериментальные исследования переходных процессов в котлах высокотемпературного кипящего слоя с рециркулирующей уходящих газов (№ 1. С. 33–38).
3. **Бондарев А.В.** Моделирование переходных процессов в твердотопливных котлах малой мощности с топками высокотемпературного кипящего слоя (№ 2. С. 32–38).
4. **Полозов П.Ю., Поршнева Е.Г.** Способ повышения качества электроэнергии потребителей специальных объектов (№ 3. С. 36–39).
5. **Сайданов В.О., Михайлин А.Б., Мартемьянов О.Л.** Оценка надежности систем децентрализованного энергоснабжения специальных объектов (№ 4. С. 32–37).

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

1. Системы автоматизации и диагностирования дизелей и газовых двигателей (материалы конгресса SIMAC-2016) (№ 1. С. 39–57).
2. Совершенствование рабочих процессов газовых двигателей (материалы конгресса SIMAC-2016) (№ 2. — С. 39–62).
3. Методы проектирования и оценки усталостной прочности коленчатых валов (материалы конгресса SIMAC-2016) (№ 3. С. 40–53).
4. Альтернативные топлива (материалы конгресса SIMAC-2016) (№ 4. С. 38–57).