

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

УДК 62-843.3

DOI: <https://doi.org/10.37890/jwt.vi66.147>

Моделирование рабочего процесса, организованного по глубокому циклу Миллера в судовом двухтопливном дизеле

Д.С. Ватолин

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8692-6829>

*Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О.
Макарова, г. Санкт-Петербург, Российская Федерация*

Аннотация. В статье рассмотрены экологические и экономические предпосылки широкого распространения двухтопливных дизельных двигателей на мировом флоте. Произведен краткий обзор циклов, применяемых в судовых двухтопливных дизелях. Рассмотрены также перспективы и проблемы их дальнейшего развития. В основу статьи положено исследование возможного увеличения детонационной стойкости двухтопливных дизелей за счет применения глубокого цикла Миллера. Исследование проводилось с помощью программного обеспечения ведущей компании в области проектирования и двигателестроения AVL List GmbH. В качестве прототипа был принят серийный судовой двигатель MAN 8L51/60DF, а в основу модели заложены данные, полученные в течение трех лет его эксплуатации.

Ключевые слова: усиленный цикл Миллера, ДВС, двухтопливный дизельный двигатель, изменяемые фазы газораспределения, двухступенчатый турбонаддув.

Modeling of the operating process in relation to deep Miller cycle in a ship's dual-fuel diesel engine

Dmitriy S. Vatolin

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8692-6829>

*Admiral Makarov State University of maritime and inland shipping, St.-Petersburg, Russian
Federation*

Abstract. This article considers environmental and economic prerequisites for the widespread use of dual-fuel diesel engines in the world fleet. A brief overview of the existing cycles used in ship's dual-fuel diesel engines was provided. The prospects and problems of their further development were also considered. The basis of the article is the study of a possible increase in the detonation resistance of dual-fuel diesels by using deep Miller cycle. The research was conducted by using the software of the leading company in the field of design and engine building AVL List GmbH. As a prototype, the serial marine engine MAN 8L51/60DF was taken, and the model was based on the data obtained during three years of its operation.

Keywords: enhanced Miller cycle, ICE, dual-fuel diesel engine, variable valve timing, two-stage turbocharging.

Введение

В последнее время всё большее распространение на мировом морском флоте получают двухтопливные дизельные двигатели (Dual Fuel Diesel Engine - DFDE), способные работать на природном газе с использованием малой дозы запального жидкого топлива. Основными причинами роста спроса на DFDE стали относительно низкая стоимость СПГ (сжиженный природный газ) и всё более высокие требования к экологичности двигателей [1]. Высокие требования вступивших в силу новых экономических норм вынуждают производителей двигателей уменьшать долю запального топлива относительно общего тепловыделения в рабочих цилиндрах двигателя (на данный момент она составляет ~1% на номинальной нагрузке), из-за чего страдает стабильность рабочего процесса.

Для увеличения стабильности рабочего процесса DFDE при работе на природном газе ведущие мировые производители судовых двигателей, такие как MAN Diesel & Turbo SE и Wartsila, активно разрабатывали концепцию, в которой четырехтактный двухтопливный двигатель приводил в действие генератор переменного тока, входящий в систему электродвижения судна. Газ в двигателе данного типа подается в цилиндр через впускные клапана вместе с продувочным воздухом во время такта наполнения цилиндра, метано-воздушная смесь сжимается и воспламеняется пилотным топливом (см. рис. 1).

Такой подход давал некоторые преимущества в организации рабочего процесса: постоянная частота вращения двигателя гарантировала постоянство коэффициентов продувки цилиндра и остаточных газов, что способствовало поддержанию оптимального коэффициента избытка воздуха $\lambda_1 \approx 2,2$ (см. рис. 2), что создавало определенный запас по детонации у DFDE.

Однако подобный подход имеет и ощутимый недостаток в виде больших потерь энергии в системе электродвижения.

В 2015 году компания Winterthur Gas & Diesel Ltd. (WinGD) начала разработки по созданию двухтактного сверхдлинноходового двухтопливного двигателя, способного работать на винт фиксированного шага (ВФШ) и уже в 2017 году создала и запустила в серийное производство двигатели серии X-DF.

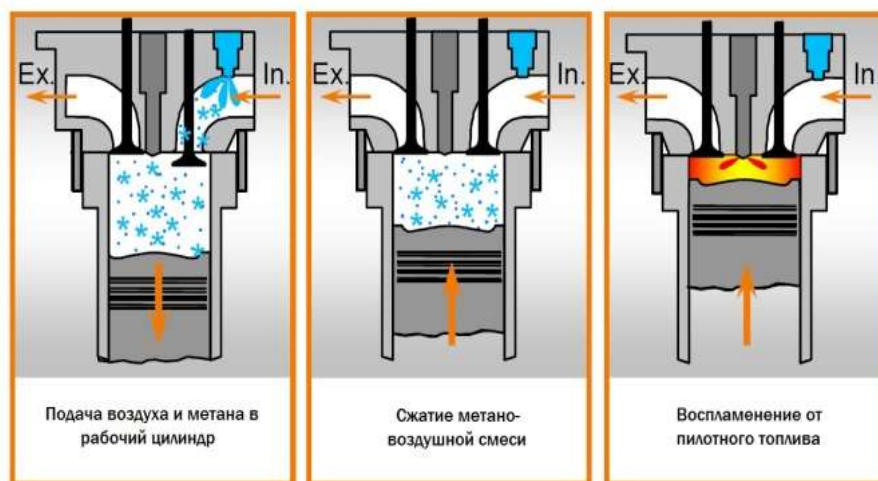


Рис. 1. Рабочий процесс 4-тактного DFDE

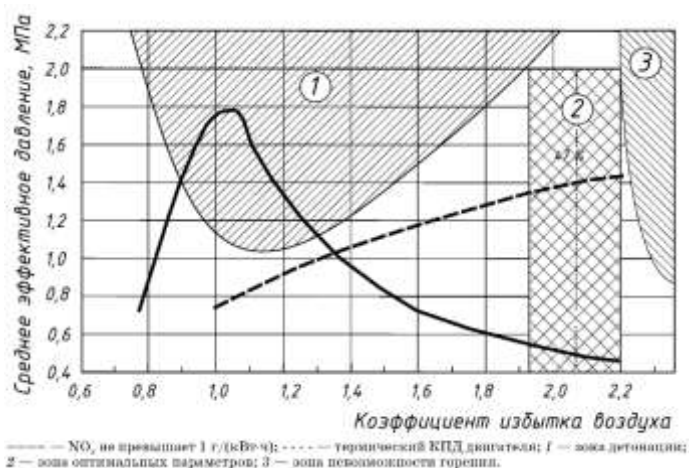


Рис. 2. Характер протекания рабочего процесса газового двигателя, работающего по циклу Отто, в зависимости от коэффициента избытка воздуха (по материалам фирмы Wärtsilä)

У данного типа двигателей клапана подачи газа в цилиндр находятся чуть выше продувочных окон втулки. По окончании такта продувки и наполнения, газ подается в цилиндр, метано-воздушная смесь сжимается и воспламеняется пилотным топливом (см. рис. 3).

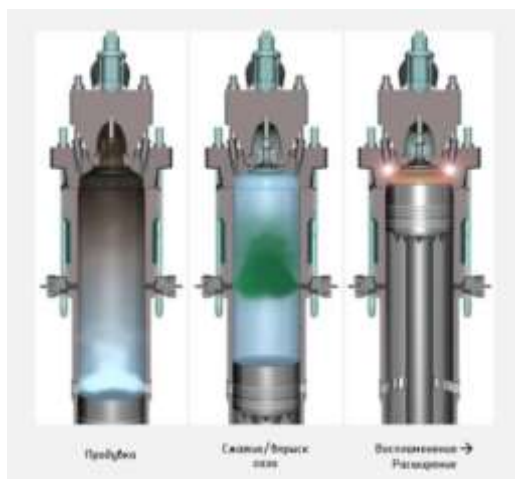


Рис. 3. Рабочий процесс 2-тактного DFDE

Организация рабочего процесса подобным образом имеет сразу несколько преимуществ: газ подается в цилиндр под относительно невысоким давлением (в зависимости от типа системы подачи газа от 10 до 16 бар) и у метано-воздушной смеси есть достаточное количество времени, чтобы стать более однородной. Однако, существенным недостатком двигателя является его неспособность работать на газовом топливе в широком диапазоне нагрузок. Данный газодизель способен устойчиво работать в газовом режиме только при движении вперед и при мощности не ниже 50% от СМСР (Contract Maximum Continuous Rating – установленная максимальная длительная нагрузка) [2]. Следовательно, во время маневров и морских переходов «экономным ходом» придется использовать жидкое топливо.

Всё вышеперечисленное указывает на то, что экономические условия и экологические нормы требуют создания судового двухтопливного дизельного двигателя, способного работать на ВФШ в широком диапазоне нагрузок.

Анализ необходимых к принятию мер для организации работы двухтопливного двигателя на ВФШ

При заданной рабочей точке (воздушно-топливное соотношение при сгорании $\lambda_v = const$; температура наддувочного воздуха $T_{Rec} = const$) и фиксированных фазах газораспределения (массовый коэффициент избытка воздуха $\lambda_R = const$), мощность двигателя P_e прямо пропорциональна давлению наддува P_{Rec} (1, 2) [3]. Для большего удобства дальнейшего изложения, уравнения составлены для среднего эффективного давления P_{me} , т.к. мощность двигателя P_e ему прямо пропорциональна:

$$P_e = \frac{P_{Rec} \cdot \lambda_R \cdot H_u \cdot \eta_{th}}{(\lambda_v \cdot L_{min} = 1) \cdot T_{Rec} \cdot R_{Rec}} \quad (1)$$

$$P_e \propto P_{Rec} \quad (2)$$

где H_u – теплота сгорания топлива (для природного газа =49,67 МДж/кг); L_{min} – масса воздуха, теоретически необходимая для сгорания 1 кг топлива (для природного газа =12,3 кг); $R_{Rec} = 0,287$ кДж/(кг·К) – газовая постоянная; η_{th} – термический КПД двигателя.

У судовых четырехтактных двухтопливных дизелей с внешним смесеобразованием газ подается непосредственно к впускным клапанам по специальному каналу и попадает в цилиндр вместе с продувочным воздухом. Коэффициент избытка воздуха выдерживается в диапазоне, гарантирующем бездетонационную работу двигателя с одной стороны и отсутствие пропуска вспышек с другой. Мощность двигателя зависит от количества топливо-воздушной смеси, оказавшейся в цилиндре к моменту закрытия органов газораспределения. Во избежание потерь топливо-воздушной смеси, фазы газораспределения настраиваются таким образом, чтобы коэффициент использования продувочного воздуха держался на уровне 99% [3]. Существующие четырехтактные двухтопливные дизельные двигатели работают по умеренному циклу Миллера с фиксированными фазами газораспределения, поэтому коэффициент наполнения λ_f определяется параметрами установившегося режима работы двигателя и зависит, главным образом, от значений массового расхода заряда воздуха и частоты вращения двигателя n_{Eng} .

Двухтактные дизеля в этом плане значительно уступают четырехтактным, т.к. по мере уменьшения мощности двигателя и, как следствие, снижения давления наддува ухудшается продувка цилиндра и возрастает значение коэффициента остаточных газов. В таких условиях работы выдерживать оптимальное значение коэффициента избытка воздуха становится значительно сложнее.

Более устойчивые газодинамические показатели рабочего процесса и перспективные разработки в области изменяемых фаз газораспределения делают четырехтактные двухтопливные дизеля наиболее перспективными в плане реализации работы на ВФШ во всем диапазоне нагрузок.

Воздушно-топливное отношение при сгорании λ_v прямо пропорционально массовому коэффициенту избытка воздуха λ_R (3, 4):

$$\lambda_v = \frac{P_{Rec} \cdot \lambda_R \cdot H_u \cdot \eta_{th}}{L_{min} \cdot P_{me} \cdot T_{Rec} \cdot R_{Rec}} - \frac{1}{L_{min}} \quad (3)$$

$$\lambda_v \propto P_{Rec} \cdot \lambda_R \quad (4)$$

Однако при использовании системы с изменяемыми фазами газораспределения, количество газа, подаваемого в цилиндр, может быть отрегулировано соответствующей настройкой угла открытия и/или ходом впускных клапанов. Как следствие, массовый коэффициент избытка продувочного воздуха λ_R может быть отрегулирован под каждое значение мощности двигателя (см. рис. 4).

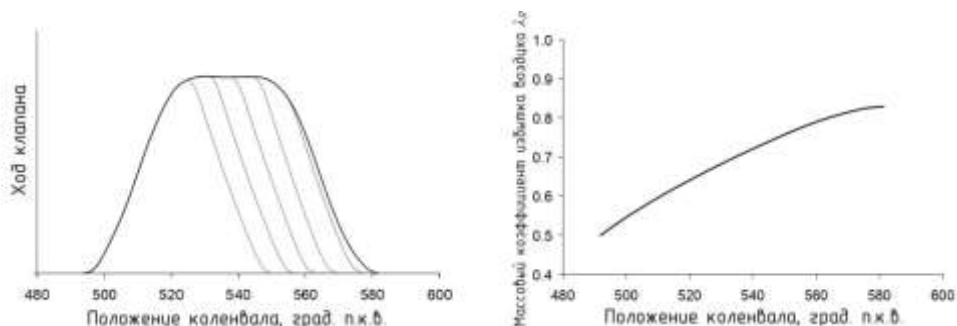


Рис. 4. Зависимость массового коэффициента избытка продувочного воздуха λ_R от изменения угла закрытия впускных клапанов [3]

С другой стороны, подобное решение влечет за собой соответствующие проблемы: закрытие впускного клапана происходит значительно быстрее, чем в умеренном цикле Миллера, что увеличивает снижение давления наддувочного воздуха при продувке цилиндра. Низкое давление воздуха в цилиндре в начале такта сжатия может отрицательно сказываться на расходе топлива.

Для решения этой проблемы приходится применять турбонаддув с более высокой степенью повышения давления (от 6 до 12), для более быстрого наполнения цилиндра. На рис. 5 показана зависимость необходимой степени повышения давления в ТК от времени закрытия впускного клапана [4].

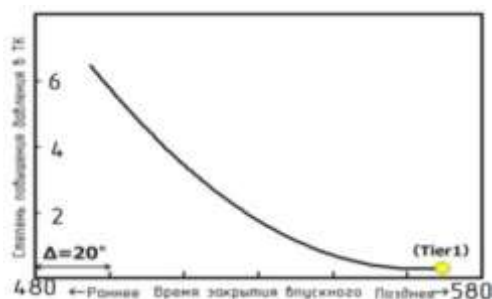


Рис. 5. Зависимость необходимой степени повышения давления в ТК от времени закрытия впускного клапана [4]

При организации двухступенчатого турбонаддува необходимо учитывать, что осуществлять регулирование объемного расхода воздуха необходимо в довольно большом диапазоне, чтобы позволить двигателю работать в широком диапазоне долевых нагрузок. Возможные варианты организации системы наддува представлены на рис. 6.

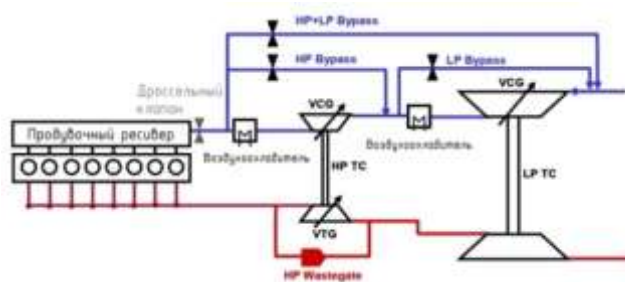


Рис. 6. Схемы организации двухступенчатого турбонаддува

Основываясь на вышеизложенном, можно заключить, что организация рабочего процесса DFDE на ВФШ требует всесторонней проработки и моделирования переходных рабочих процессов с целью определения границ начала детонации газа в цилиндре и методов недопущения их образования. Основной задачей дальнейшего исследования следует считать разработку методов повышения устойчивости рабочего процесса DFDE.

Моделирование рабочих процессов двигателя прототипа

В качестве двигателя-прототипа для проведения компьютерного моделирования рабочих процессов DFDE был выбран судовой двухтопливный дизельный двигатель MAN 8L51/60DF (рис. 7), который полностью удовлетворяет требованиям Международной Ассоциации Классификационных Обществ (International Association Classification Societies - IACS), а так же IGF (IMO Convention "International Gas-Fuelled Ships Code" (interim guidelines of safety for natural gas-fuelled engine installations, IMO Resolution MSC. 285(86))) - [5] и IGC (IMO Convention "International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk") Code [6].



Рис. 7. Общий вид двигателя MAN 8L51/60DF [7]

Основные характеристики двигателя: диаметр цилиндра – 510 мм, ход поршня – 600 мм, частота вращения коленчатого вала – 514 об/мин, номинальная мощность – 8МВт, среднее эффективное давление – 19,0 бар, степень сжатия – 13,3 [7].

Двигатели данного типа установлены на LNG-танкере «Castillo de Santisteban» для работы на генератор переменного тока в составе системы электродвижения судна.

Для проведения более корректного моделирования с высоким уровнем валидации результатов требуются программные комплексы, способные интегрировать результаты термодинамического расчета двигателя в CFD-модель. Программные комплексы компании AVL List GmbH BOOST™ и FIRE™ позволяют выполнить данную интеграцию [8].

В программном комплексе BOOST™ была собрана модель (рис. 8), состоящая из основных элементов моделируемого двигателя, и каждому элементу были присвоены характеристики его реального прототипа. Основные характеристики органов газораспределения (диаметр впускных/выпускных клапанов, время и величина их открытия, время закрытия, профиль кулака распредвала и т.д.) были так же сняты с реального прототипа.

По причине отсутствия у данного двигателя системы индикации рабочего процесса, для получения исходных данных для моделирования были обработаны эксплуатационные параметры дизеля за почти трехлетний период эксплуатации и полученные данные были соотнесены с данными стендовых испытаний (в протоколе которых зафиксированы максимальные давления сгорания топлива P_{max}).

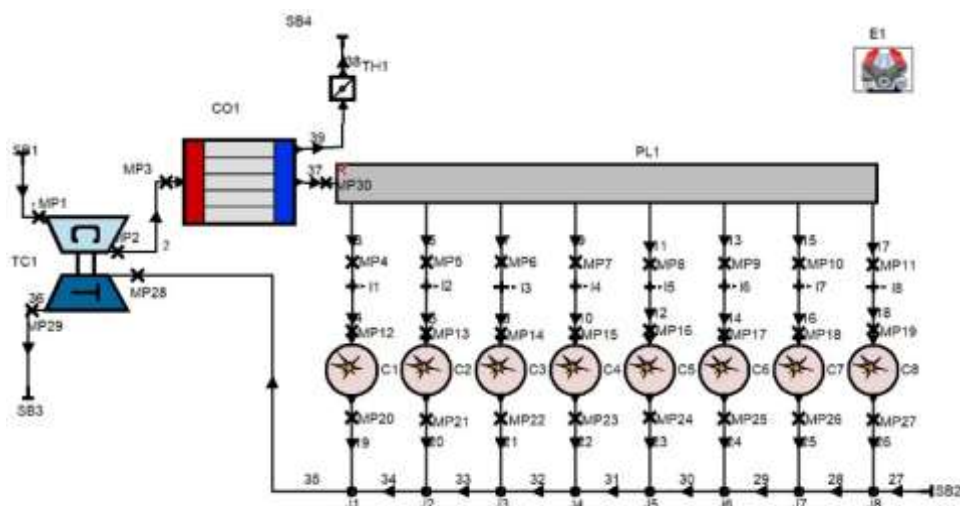


Рис. 8. Модель двигателя MAN 8L51/60DF выполненная в BOOST™

В результате анализа данных было определено, что наибольшей схожимостью при эксплуатации и при испытаниях на стенде обладают значения, полученные при нагрузке 75% от номинальной P_e . (результаты укладываются в доверительную вероятность 95%). Данные стендовых испытаний на номинальной мощности P_e являются единственными достоверно известными, т.к. двигатель в эксплуатации на такую нагрузку никогда не выводился. Закон тепловыделения был определен полуэмпирическим путем по методу Вибе [9] и представлен на рис. 9.

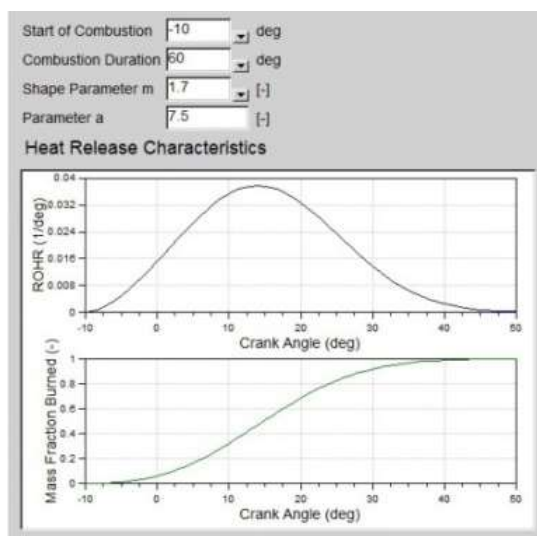


Рис. 9. Закон тепловыделения

Таблица 1

Анализ результатов моделирования

Нагрузка Параметр	100%		75%	
	Результат моделирования	Отклонение от прототипа, %	Результат моделирования	Отклонение от прототипа, %
Эффективная мощность, кВт	8126,07	-1,57	5867,15	2,21
Среднее по цилиндрам максимальное давление сгорания, барА	155,8	-0,82	116,75	4,81
Давление воздуха в продувочном ресивере, барА	4,1631	-0,034	3,1178	-5,41
Температура воздуха в продувочном ресивере, °К	321,64	-8,23	319,83	-7,8
Среднее эффективное давление, барА	19,3476	3,43	13,9693	9,3
Температура ОГ перед ТК, °К	806,8	-6,09	799,2	-2,74
Часовой расход топлива, кг/час	1357,07	3,68	1028,5	3,8

На рис. 10 представлены индикаторная диаграмма, полученная при моделировании двигателя на номинальной нагрузке и индикаторные диаграммы, снятые с двигателя-прототипа при нагрузке ~90%.

Полученная индикаторная диаграмма имеет идентичный профиль с диаграммами, снятыми с двигателя-прототипа, что подтверждает соблюдение закона тепловыделения в рабочем цилиндре.

Коэффициент избытка воздуха выдерживается в диапазоне ~2,2, что соответствует оптимуму и обеспечивает бездетонационную работу двигателя.

Отклонение основных параметров, при проведении моделирования не превышает 10%, что позволяет признать точность модели удовлетворительной.

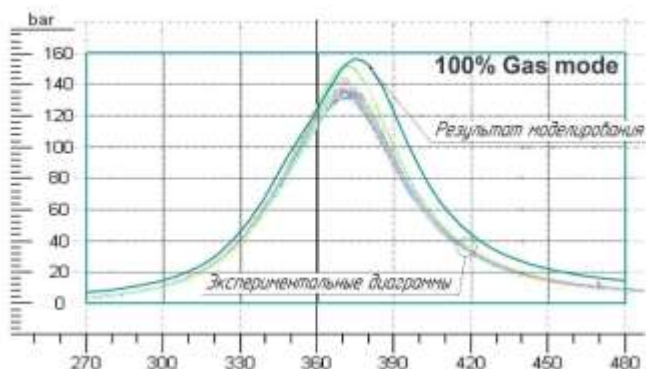


Рис. 10. Индикаторные диаграммы

Применение двухступенчатого наддува

Далее на основе полученной модели была построена модель двигателя с двухступенчатой системой наддува (рис. 11). В модель были заложены характеристики турбокомпрессоров MAN TCA55 [10] и TCX17 [11], что позволило получить общую степень повышения давления 10,45.

В модели был реализован глубокий цикл Миллера с ранним закрытием впускного клапана (IVC) – 325-450° п.к.в для $P_e=100\%$, 325-433 °п.к.в для $P_e=75\%$.

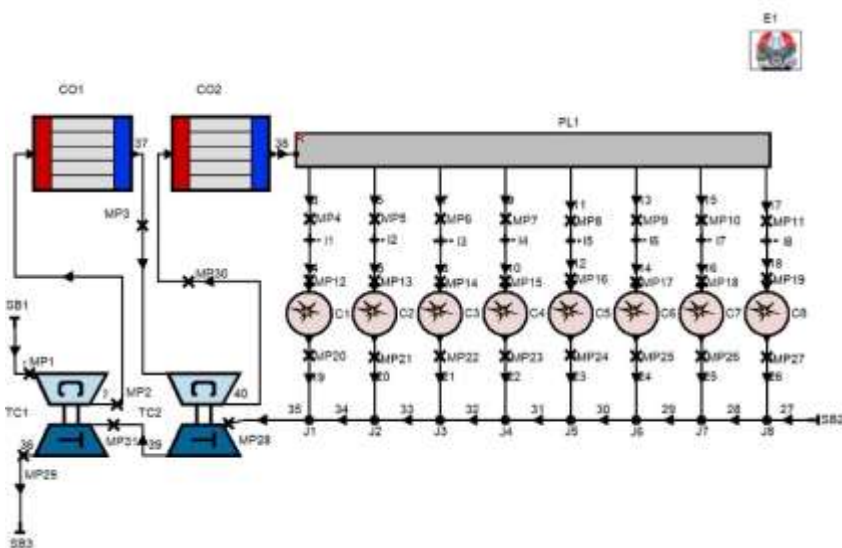


Рис. 11. Модель двигателя MAN 8L51/60DF с двухступенчатой системой наддува

В результате при достижении первоначальной номинальной мощности P_e максимальное давление цикла P_{max} снизилось на ~12%, а при достижении номинального P_{max} мощность двигателя P_e увеличилась на ~20%. Стоит отметить, что при аналогичном исследовании на реальном двигателе [12], было отмечено повышение мощности всего на 13-15%. Данный факт объясняется меньшей степенью повышения давления у экспериментального двигателя (~10) и недостаточной точностью модели, вызванной нехваткой исходных данных.

Результаты изменения длительности открытия впускного клапана представлены на рис. 12.

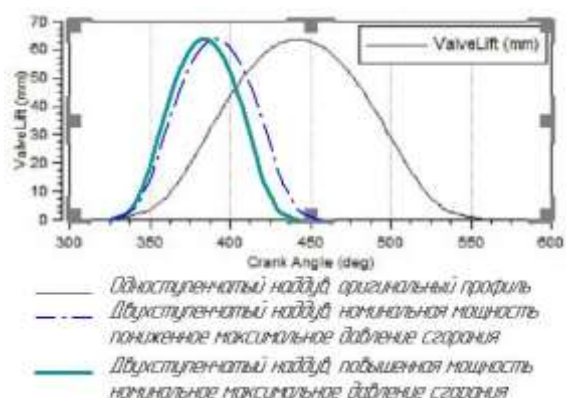


Рис. 12. Диаграмма угол-сечение впускного клапана

На следующем этапе моделирования полученные данные были интегрированы в заранее созданную объемную модель рабочего цилиндра в AVL FIRE™. Созданная подвижная расчетная сетка (рис. 13) полностью соответствующая рабочему объему цилиндра без учета открытия/закрытия впускных и выпускных клапанов.

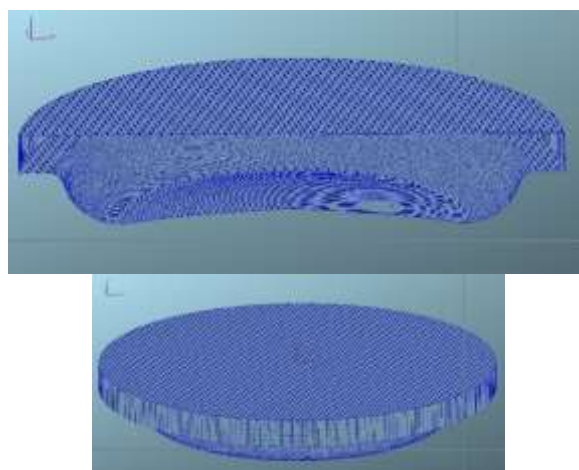


Рис. 13. Расчетная сетка, соответствующая объему камеры сгорания цилиндра

Турбулентный режим горения предварительно смешанной смеси может быть задан с использованием различных свойств, таких как химическая шкала времени, интегральная шкала длин и интенсивность турбулентности. Из-за предположения, что во многих устройствах сгорания (например, поршневые двигатели внутреннего сгорания) химические временные шкалы намного меньше по сравнению с турбулентными, может применяться дополнительная концепция сгорания: модель когерентного сгорания или CFM (Coherent Flame Model) [8]. CFM применима как к предварительно смешанным, так и к предварительно не смешанному топливу и воздуху на основе концепции ламинарного пламени, где скорость S_L и толщина δ_L представляют собой средние значения, интегрированные вдоль фронта пламени, зависящие только от давления, температуры и обогащения смеси. Такая модель довольно привлекательна, поскольку химические взаимодействия и турбулентность потока рассматриваются отдельно. Все модели сгорания предполагают, что реакция происходит в относительных тонких слоях, которые разделяют, свежую смесь от

полностью сгоревшего газа. Используя это предположение, средняя скорость турбулентной реакции рассчитывается как произведение плотности поверхности пламени и ламинарной скорости горения.

В качестве модели воспламенения использовалась ECFM – Diesel ignited gas engine. Для определения детонации используется функция AVL VisioKnock Technology [8], которая просчитывает вероятность начала детонационного сгорания. Т.к. процесс детонации в двухтопливном двигателе значительно отличается от детонации в газовом двигателе с искровым зажиганием (при детонационном сгорании в ДД отмечаются «металлические шумы», которые сдвигают образующийся звуковой сигнал в другой частотный диапазон), для математического моделирования неконтролируемого сгорания топлива в газодизеле разрабатываются специальные феноменологические модели.

Задержка самовоспламенения несгоревшего газа τ_{Knock} , согласно уравнению (5) зависит от давления в цилиндре, температуры топливо-воздушной смеси, соотношения топливо/воздух и композиции рабочей смеси ($X_1...X_3$ – коэффициенты, учитывающие все эти факторы) [3].

$$\tau_{Knock} = X_1 \cdot p^{-X_2} \cdot e^{X_3/I} \quad (5)$$

Композиция топливо-воздушной смеси в цилиндре постоянно меняется, ввиду чего представленное выше уравнение должно интегрироваться по времени. Предполагается, что самовоспламенение происходит, когда значение интеграла в уравнении (6) превысит определенный уровень, обычно определяемый по результатам измерений (его можно также вычислить теоретически) [3]:

$$I_{Knock} = \int_{t_{IVC}}^{t_{end\ of\ combustion}} \frac{1}{\tau_{Knock}} dt \quad (6)$$

На данный момент ведется работа по определению критериев допустимого уровня детонаций, с целью задания граничных условий для расчета переходных режимов работы двигателя.

В результате многочисленных симуляций рабочего процесса с использованием различных значений наполнения цилиндра воздухом и коэффициентов избытка воздуха была получена карта допустимых пределов эксплуатации (рис. 14). Границы эксплуатации определены, с одной стороны, началом детонационного сгорания, с другой – началом пропусков вспышек.

Как видно из полученных данных, применение глубокого цикла Миллера значительно расширило диапазон бездетонационной работы двигателя (на рис. 14 пунктирной линией обозначена эксплуатационная карта для двигателя с одноступенчатым наддувом), т.к. раннее закрытие впускного клапана и продолжающееся движение поршня к нижней мертвой точке (НМТ) реализуют дополнительное охлаждение топливо-воздушной смеси. Более низкие значения температуры и давления рабочей смеси в начале цикла обеспечивают более низкие пиковые значения при сгорании топлива, что положительно сказывается на тепловой нагрузке цилиндра. Так же, более низкие пиковые параметры цикла способствуют уменьшению количества образующихся оксидов азота.

Столь широкий эксплуатационный диапазон в сочетании с современными системами контроля рабочего процесса (например, как описанные в [3] и [13]) способен обеспечить устойчивую работу двигателя во всем диапазоне нагрузок, в том числе и при работе по винтовой характеристике.

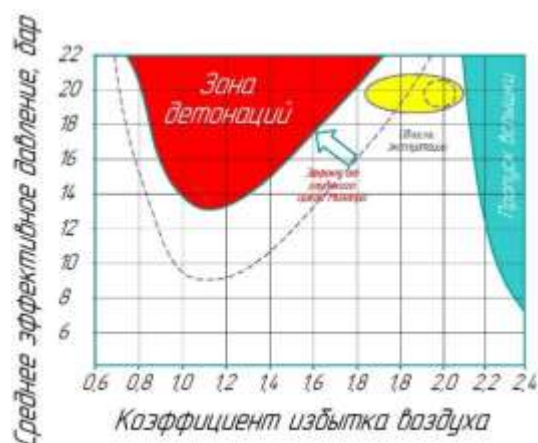


Рис. 14. Диапазон эксплуатации двухтопливного дизельного двигателя

Заключение

Современные экологические и экономические требования ставят перед производителями двигателей все более и более сложные задачи. Необходимость обеспечения работы двухтопливного дизеля на ВФШ является одной из них.

Неравномерность частоты вращения коленчатого вала, быстрое изменение заряда воздуха в цилиндре, продолжительная работа двигателя при повышенных упоре и моменте являются наиболее существенными причинами появления детонационного сгорания топлива. Как показано в настоящем исследовании, реализация глубокого цикла Миллера в сочетании с современными системами контроля рабочего процесса способны обеспечить широкий рабочий диапазон для двухтопливного дизеля, т.к. дополнительное охлаждение топливо-воздушной смеси снижает тепловую нагрузку на рабочий цилиндр, уменьшая вероятность перегрева его элементов, а быстрое и адекватное регулирование рабочих процессов позволит удержать коэффициент избытка воздуха в диапазоне приемлемом для нормальной работы двигателя.

Нет сомнений в том, что тот производитель двигателей, который сможет воплотить данные технологии в реальный дизель, займет доминирующее положение на мировом рынке на довольно длительный срок.

Литература

1. Nitrogen Oxides (NOx) – Regulation 13. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-\(NOx\)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx](http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx) (дата обращения 27.02.2020).
2. X52DF. Operation Manual. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://www.wingd.com/en/documents/x52df/engine-operation/operation-manual-\(om\)/](https://www.wingd.com/en/documents/x52df/engine-operation/operation-manual-(om)/) (дата обращения: 06.01.2020).
3. Engine Control and Performance Enhancement with Variable Valve Train for Gas Engines. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://pdfs.semanticscholar.org/d4e6/cb1635ae1befac0ef9f49199f8c328959277.pdf?_ga=2.241939713.245192598.1582797933-333298755.1582797933 (дата обращения: 27.02.2020).
4. Two-stage Turbocharging for Four-Stroke Medium-Speed Diesel Engines. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.yanmar.com/sg/technology/technical_review/2016/0727_3.html (дата обращения 02.06.2019).
5. IMO Convention “International Gas-Fuelled Ships Code“ (interim guidelines of safety for natural gas-fuelled engine installations, IMO Resolution MSC. 285(86)). [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.iacs.org.uk/download/3966> (дата обращения 27.01.2020).

6. IMO Convention "International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk". [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.imo.org/en/Publications/Documents/Supplements%20and%20CDs/English/IGC_2003sup.pdf (дата обращения 27.01.2020).
7. MAN L51/60DF Diesel Electric Propulsion. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://marine.man-es.com/docs/default-source/shopwaredocuments/man-l51-60df8f6b0c494739478a818ef2765bdbaa92.pdf?sfvrsn=3a524b51_6 (дата обращения: 27.02.2020).
8. FIRETM. Users Manual Version 2017. AVL List GmbH Graz, Austria, 2017. (License Agreement for Use of the Simulation Software AVL FIRETM between Admiral Makarov SUMIS and AVL List GmbH, 2019).
9. Вибье И. И. Новое о рабочем цикле двигателей / И. И. Вибье – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы. – 1962. – 273с.
10. TCA Turbocharger. The Benchmark. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://turbocharger.man-es.com/docs/default-source/shopwaredocuments/tca-turbochargerf451d068cde04720bdc9b8e95b7c0f8e.pdf?sfvrsn=81b197c6_3 (дата обращения 29.01.2020).
11. TCX. Exponential turbocharging. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://turbocharger.man-es.com/docs/default-source/shopwaredocuments/tcx.pdf?sfvrsn=865b2e42_3 дата обращения: (27.02.2020).
12. Vaarasto M. Experience of 2-stage turbocharged engines / M. Vaarasto, B. Hallback, D. Delneri, T. Raikio // CIMAC Congress, Helsinki. – 2016. – Paper №191. – 10 p.
13. Millo F. Knock in dual fuel engines: A comparison between different techniques for detection and control / F. Millo, G. Lavarino, A. Cafari // CIMAC Congress, Bergen. – 2010. – Paper No. 312. – 15 p.UDC 62-843.3

References:

1. Nitrogen Oxides (NO_x) – Regulation 13 – [http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-\(NOx\)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx](http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx)
2. X52DF. Operation Manual. – [https://www.wingd.com/en/documents/x52df/engine-operation/operation-manual-\(om\)/](https://www.wingd.com/en/documents/x52df/engine-operation/operation-manual-(om)/)
3. Engine Control and Performance Enhancement with Variable Valve Train for Gas Engines. – https://pdfs.semanticscholar.org/d4e6/cb1635ae1befac0ef9f49199f8c328959277.pdf?_ga=2.241939713.245192598.1582797933-333298755.1582797933
4. Two-stage Turbocharging for Four-Stroke Medium-Speed Diesel Engines. – https://www.yanmar.com/sg/technology/technical_review/2016/0727_3.html
5. IMO Convention “International Gas-Fuelled Ships Code” (interim guidelines of safety for natural gas-fuelled engine installations, IMO Resolution MSC. 285(86)). – <http://www.iacs.org.uk/download/3966>
6. IMO Convention "International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk". – http://www.imo.org/en/Publications/Documents/Supplements%20and%20CDs/English/IGC_2003sup.pdf
7. MAN L51/60DF Diesel Electric Propulsion. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://marine.man-es.com/docs/default-source/shopwaredocuments/man-l51-60df8f6b0c494739478a818ef2765bdbaa92.pdf?sfvrsn=3a524b51_6 (дата обращения: 27.02.2020).
8. FIRETM. Users Manual Version 2017. AVL List GmbH Graz, Austria, 2017. (License Agreement for Use of the Simulation Software AVL FIRETM between Admiral Makarov SUMIS and AVL List GmbH, 2019).
9. *Vibe I.I.* New about the working cycle of. - М.: State Scientific and Technical Publishing House of Engineering Literature. - 1962. – 273p.
10. TCA Turbocharger. The Benchmark. – https://turbocharger.man-es.com/docs/default-source/shopwaredocuments/tca-turbochargerf451d068cde04720bdc9b8e95b7c0f8e.pdf?sfvrsn=81b197c6_3

11. TCX. Exponential turbocharging. – https://turbocharger.man-es.com/docs/default-source/shopwaredocuments/tcx.pdf?sfvrsn=865b2e42_3
12. Vaarasto M. Experience of 2-stage turbocharged engines. M. Vaarasto, B. Hallback, D. Delneri, T. Raikio. - CIMAC Congress, Helsinki. – 2016. – Paper №191. – 10 p.
13. Millo F. Knock in dual fuel engines: A comparison between different techniques for detection and control. F. Millo, G. Lavarino, A. Cafari. - CIMAC Congress, Bergen. – 2010. – Paper No. 312. – 15p.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ / INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Ватолин Дмитрий Сергеевич, аспирант кафедры Двигателей внутреннего сгорания и автоматики судовых энергетических установок, Государственный университет морского и речного флота им. адм. С.О. Макарова, 198035, Санкт-Петербург, ул. Двинская 5/7, e-mail: vatolinds@gumrf.ru

Dmitrii S. Vatolin, graduate student of the Department of Internal combustion engines and marine power plant automatization, Admiral Makarov State university of maritime and inland shipping, Dvinskaya 5/7, St. Petersburg, 198035, Russian Federation.

Статья поступила в редакцию 30.10.2020; опубликована онлайн 23.03.2021.
Received 30.10.2020; published online 23.03.2021.