

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРСПЕКТИВНОГО ВЫСОКОБОРОТНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ В РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТАХ КОНФИГУРАЦИИ

*Л.А. Новиков, к.т.н., с.н.с.  
ООО «ЦНИДИ-Экосервис»*

Представлены результаты численного моделирования рабочего процесса и неравновесной кинетики образования окислов азота ( $\text{NO}_x$ ) главного судового дизеля размерности 12СН15/17,5 V-образного исполнения мощностью  $P_e = 1650$  кВт при частоте вращения  $n = 2250$  об/мин с удельным эффективным расходом топлива ( $b_e$ ) на номинальном режиме не более 195 г/кВт·ч. Рассмотрены варианты конфигурации двигателя, включающие одноступенчатый и двухступенчатый наддув, топливную систему типа «common rail», цикл с укороченным впуском (умеренный цикл Миллера). Показано, что при различных вариантах конфигурации двигателя может быть обеспечено соответствие требованиям международного стандарта IMO Tier-2 по выбросам  $\text{NO}_x$  при заданном уровне экономичности. Достижение перспективной нормы IMO Tier-3 следует обеспечить за счет установки на дизеле системы очистки газов.

### **Факторы, определяющие конфигурацию современного высокооборотного судового дизельного двигателя**

Разработка базовых образцов модельного ряда современных высокооборотных дизельных двигателей многоцелевого (внедорожного) назначения в мощностном диапазоне 400–1700 кВт предусматривает решение таких основополагающих задач, как выбор размеров цилиндра, параметров рабочего процесса, общей конфигурации двигателей семейства и конструктивных особенностей основных систем (наддува, топливоподачи, газообмена, управления). Принятые решения должны учитывать комплекс самых разнообразных требований к создаваемому семейству двигателей (рыночных, технико-экономических, технологических, экологических, эксплуатационных и т. д.), определяющих в совокупности общие тенденции развития транспортных двигателей многоцелевого назначения в данном мощностном классе.

В то же время в техническом задании на выполнение НИОКР заказчиком работы регламентированы только два основных показателя:

- удельный эффективный расход топлива ( $b_e$ ) при стандартных внешних условиях по ISO 3046-1 на номинальном режиме — не более 195 г/кВт·ч;

- назначенный ресурс до капитального ремонта — не менее 36 тыс. часов.

Требования к показателям выбросов вредных веществ с отработавшими газами, ориентированные на ближайшую перспективу и обозначенные в международных стандартах [1, 2], должным образом в задании не сформулированы, хотя именно эти требования определяют конфигурацию современного дизельного двигателя на внешнем рынке [3]. По-видимому, государственный заказчик нового семейства двигателей (Минпромторг РФ) стратегически ориентировал исполнителей НИОКР прежде всего на восстановление утраченных позиций отечественных производителей двигателей на внутреннем рынке с последующим освоением рынков экономически не развитых стран, где требования к охране окружающей среды пока еще относятся к разряду второстепенных показателей. В технической зарубежной литературе к упомянутым рынкам специалисты относят страны Восточной Европы (постсоветские), Россию, Китай, Индию, Пакистан, страны ближнего Востока и Юго-Восточной Азии, Африканские страны.

Одну из главных целей настоящего расчетного исследования можно сформулировать как определение вариантов конфигурации базовой модели перспективного судового двигателя, при которой одновременно обеспечиваются требования заказчика к экономичности и ресурсу, а также требования международных стандартов по выбросам вредных веществ. При этом в конструкцию двигателя необходимо заложить достаточный потенциал модернизации, ориентированный на более отдаленную перспективу.

Значения предельно допустимых выбросов окислов азота ( $\text{NO}_x$ ) для судовых дизелей на ближайшую перспективу были приняты на заседании Комитета IMO по защите морской среды выпуском директивы МЕРС 176(58) в октябре 2008 г [1]. Для морских судов, киль которых заложен после 01.01.2011 г., нормативы допустимых

выбросов NO<sub>x</sub> на уровне IMO Tier-2 стали обязательными для судовых двигателей во всем мире, в том числе для двигателей морских судов внутреннего плавания, поскольку с 2010 г. Российская Федерация стала стороной Международной конвенции по предотвращению выбросов с судов [4]. Действующие нормативы предусматривают снижение выбросов NO<sub>x</sub> на 16–22 % по сравнению с требованиями национального стандарта ГОСТ Р 51249 и нормами IMO Tier-1, действующими до 01.01.2011 г. (табл. 1).

Норма выбросов IMO Tier-2 для плавания в открытом море и на внутренних водных путях РФ будет действовать достаточно долго, и дата ее изменения пока не определена.

Норма IMO Tier-3 будет распространяться только на суда, киль которых заложен после 01.01.2016 г., и будет действовать только в зонах регулируемых выбросов (ЕСА). В настоящее время планируется введение зоны контролируемых выбросов (ЕСА) в Балтийском и Северном морях, включая Ла-Манш, с 01.01.2016 г. В заявку на получение статуса ЕСА включены береговая зона США и Канады, Средиземное море и нескольких крупных мировых портов по перегрузке контейнеров (рис. 1).

Относительно даты введения норматива IMO Tier-3 в пределах ЕСА также оговорено, что сроки введения могут быть пересмотрены, если анализ состояния разработок технологий по сокращению выбросов NO<sub>x</sub> покажет неготовность изготовителей двигателей к выпуску продукции, соответствующей заявленным нормативам.

Современный уровень развития технологий управления кинетикой горения топлива и образования вредных веществ в цилиндре дизеля (т. е. воздействия только на внутрицилиндровые процессы) пока недостаточен для обеспечения



**Рис. 1. Планируемые и обсуждаемые зоны ЕСА (области контролируемых выбросов):**

планируемые ЕСА: Балтийское море, Северное море, побережье США, Гавайских островов и Канады;  
обсуждаемые ЕСА: побережье Мексики, побережье Аляски и Великих озер, Кореи, Австралии, Черного и Средиземного морей

требований IMO Tier-3 по выбросам NO<sub>x</sub> при условии сохранения достигнутого уровня экономичности ( $b_e = 190–195$  г/кВт·ч), в то время как уровень выбросов IMO Tier-2 надежно (с запасом в 20–40 %) обеспечивается за счет применения промышленно освоенных «внутренних» технологий. Таких технологий в последнее десятилетие разработано и освоено производителями современных двигателей достаточно много. К ним относятся топливные системы с электронным управлением различной конфигурации («common rail», электронно-управляемые индивидуальные ТНВД, насос-форсунки и т. д.), управляемые системы турбонаддува (регулируемые сопловые аппараты, перепуск наддувочного воздуха, регистровый наддув и т. д.), специальные рабочие циклы (цикл Миллера, циклы двойного топлива, с внутренней и внешней рециркуляцией отработавших газов) и многие другие технологии.

Выполнение требований IMO Tier-3, при условии сохранения достигнутого уровня экономичности, пока возможно только за счет установки внешних систем очистки газов, требуемая эффективность которых зависит от совершенства рабочего процесса исходного двигателя. Наиболее широко известна и адаптирована для применения на двухтактных малооборотных судовых дизелях технология селективного каталитического восстановления NO<sub>x</sub> аммиаком, выделяющимся при термическом разложении водного раствора мочевины (SCR-процесс) [6]. В двигателях этого типа реактор с SCR-процессом размещен между рабочими цилиндрами и турбокомпрессором, где обеспечивается оптимальный температурный диапазон протекания реакции восстановления NO<sub>x</sub> (320–420 °С) с эффективностью не менее 80 %.

Температурные условия в выпускной системе высокооборотных двигателей при средних и низких нагрузках не оптимальны для SCR-процесса, поэтому ее применение на двигателях

Таблица 1

**Предельные значения выбросов NO<sub>x</sub> для судовых дизелей [1]**

Стадия нормирования, дата внедрения	Уровень выбросов NO <sub>x</sub> (г/кВт·ч) при номинальной частоте вращения $n$ (об/мин)		
	$n < 130$	$130 < n < 2000$	$n > 2000$
IMO Tier-1 (с 01.01. 2000)	17,0	$45 \cdot n^{-0,2}$	9,84
IMO Tier-2 (с 01.01. 2011)	14,36	$44 \cdot n^{-0,23}$	7,66
IMO Tier-3 (с 01.01. 2016) за пределами ЕСА*	14,36	$44 \cdot n^{-0,23}$	7,66
IMO Tier-3 (с 01.01. 2016) в пределах ЕСА*	3,40	$9 \cdot n^{-0,2}$	1,97

Примечание. ЕСА\* — Emission Control Area (область контроля выбросов).

этого типа все еще дискуссионно. Помимо неоптимального температурного диапазона, к основным недостаткам SCR-процесса относятся опасность появления в выпускной системе дизеля газообразного аммиака (не менее токсичного, чем  $\text{NO}_x$ ), не вступившего в химическую реакцию из-за тепловой инерции катализаторов на неустановившихся режимах работы, а также высокого риска химического отравления катализатора низкокачественным топливом.

Тем не менее, технология с SCR-процессом активно лоббируется в ИМО представителями стран Финляндии Швеции и Дании, располагающих незагруженными производственными мощностями по изготовлению оборудования для очистки газов по технологии SCR. Ими эта технология усиленно продвигается для применения на всех судах коммерческого флота, осуществляющих перевозки в Европейских зонах ECA [5].

Некоторая неопределенность рыночной ситуации, сложившаяся в преддверии внедрения перспективной нормы ИМО Tier-3 состоит в том, что в случае ее принятия с 01.01.2016 г. установка на судовых двигателях системы очистки газов с применением SCR-процесса может стать обязательной. Тогда необходимость в применении альтернативных «внутренних» технологий для снижения выбросов  $\text{NO}_x$  до уровня ИМО Tier-2, которые уже доведены до промышленного внедрения, попросту исчезает. Известно, что стоимость двигателя возрастает прямо пропорционально снижению выбросов  $\text{NO}_x$  [6], поэтому затраты производителей на промышленное внедрение «внутренних» технологий с соответствующим усложнением и удорожанием базовых конструкций могут оказаться преждевременными и экономически неоправданными. Сложившаяся ситуация вынуждает производителей судовых высокооборотных дизелей, обладающих достаточно ограниченным экономическим потенциалом, разработать и представить на рассмотрение ближайшей сессии ИМО консолидированное предложение либо о переносе даты внедрения нормы выбросов ИМО Tier-3, либо о введении с 01.01.2016 г. менее жесткой промежуточной нормы, требования которой могут быть обеспечены комплексом наиболее эффективных промышленно освоенных «внутренних» технологий.

Таким образом, к основным рыночным факторам, определяющим конфигурацию современного высокооборотного судового дизеля, следует отнести уровень и дату внедрения очередной перспективной нормы выбросов. В силу неопределенности ситуации, сложившейся на рынке Западной Европы, и более благоприятных условий на внутреннем рынке РФ и традиционных (хотя и частично утраченных) рынках разви-

вающихся стран, базовый образец перспективного модельного ряда высокооборотного судового дизеля, создаваемого по государственному заказу Минпромторга РФ, целесообразно ориентировать на действующую за рубежом и в РФ норму выбросов ИМО Tier-2.

Варианты конфигурации базового образца перспективного модельного ряда целесообразно выбрать с учетом промышленно освоенных «внутренних» технологий, внедренных на ближайших аналогах — высокооборотных судовых двигателях фирм M.A.N. Diesel & Turbo SE и MTU.

#### **Выбор аналога и вариантов конфигурации базового образца**

Как уже упоминалось, разработано и промышленно освоено достаточно много апробированных конструктивных решений и «внутренних» технологий реализации высокоэкономичного малотоксичного рабочего процесса для надежного достижения требований ИМО Tier-2. К наиболее эффективным конструктивным решениям, относящимся к совершенствованию рабочего процесса, можно отнести турбулизацию топливовоздушной смеси и организацию интенсивного вихревого движения воздушного заряда в период, предшествующий самовоспламенению топлива. Эти решения реализуются за счет профилирования впускных и выпускных каналов, повышения давления наддува и впрыска топлива, оптимизации формы камеры сгорания.

Получившее в последние годы в двигателестроении развитие систем электронного управления процессами подачи топлива и воздуха (управляемые турбокомпрессоры, регистровый наддув) открыло для конструкторов дополнительные возможности управления кинетикой процессов горения топлива в цилиндре, такими как, например, управляемый закон подачи топлива, двухфазный и множественный впрыск, управляемый заряд цилиндра воздухом (перепуск воздуха), управляемая рециркуляция отработавших газов [7].

Значительным потенциалом для снижения выбросов  $\text{NO}_x$  при одновременном снижении расхода топлива обладает цикл Миллера в сочетании с высоким наддувом (в одной или двух ступенях) и оптимизированной системой впрыска топлива высокого давления. Идея цикла Миллера состоит в понижении общего температурного уровня процесса сгорания за счет более раннего закрытия впускного клапана и дросселирования воздуха в сечении впускного клапана, что приводит к его охлаждению при расширении в объеме цилиндра. Высокий наддув в этом случае необходим для того, чтобы избежать потери мощности или снижения КПД. Эффективность цикла Миллера для сни-

жения выбросов  $\text{NO}_x$  не вызывает сомнения, однако несколько усложняет конструкцию системы воздухообеспечения и алгоритм управления этой системой и двигателем в целом [8].

Базовый образец двигателя судового назначения как объект моделирования представляет собой четырехтактный (V-12) тронковый нереверсивный двигатель с водяным охлаждением, агрегатной мощностью  $P_e = 1650$  кВт при частоте вращения  $n = 2250$  об/мин, форсированный по среднему эффективному давлению до значения  $p_{me} = 24,4$  бар. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра  $S/D = 175/150$  мм выбрано предварительно и впоследствии может быть изменено.

В качестве ближайшего аналога по конструктивным особенностям основных систем и компонентов, влияющих на образование и выход  $\text{NO}_x$  (камера сгорания, крышка цилиндров, система наддува, система топливоподачи), мощности и средней скорости поршня может быть принят высокооборотный главный судовой дизель MTU 12V 2000 M93, серийное производство которого освоено в 2008 г. Двигатель форсирован по среднему эффективному давлению ( $p_{me} = 24,6$  бар) двухступенчатым регистровым турбонаддувом ( $p_{int} = 380$  кПа) с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха после первой и второй ступеней. Система топливоподачи типа «common rail» с регулируемым (двухпозиционным) углом опережения подачи топлива осуществляет впрыск топлива при давлении 2500 бар. Максимальное давление в цилиндре на режиме максимальной длительной мощности  $p_z = 190$  бар, номинальный удельный расход топлива не более 200 г/кВт·ч при стандартных внешних условиях по ИСО 3046/1. Удельный средневзвешенный выброс  $\text{NO}_x = 6,46$  г/кВт·ч при работе по винтовой характеристике (испытательный цикл E3). Выбор аналога в данном случае необходим для оценки технического уровня создаваемой базовой модификации и настройки математической модели.

Моделирование показателей рабочего процесса, кинетики образования  $\text{NO}_x$  и основных рабочих параметров, определяющих потребительские свойства базовой модификации перспективного двигателя, выполнено в двух вариантах, отличающихся конфигурацией и параметрами системы наддува с одновременным решением частной задачи по расчетной оценке эффективности применения цикла Миллера:

➤ вариант № 1 предусматривает использование топливной системы типа «common rail» с регулируемым углом опережения подачи топлива, изменяющимся по линейному закону (от 20 до 5 град ПКВ до ВМТ), одноступенчатой системой наддува ( $p_{int} = 280$  кПа) с охлаждением и перепуском наддувочного воздуха;

➤ вариант № 2 предусматривает использование топливной системы типа «common rail» с регулируемым углом опережения подачи топлива, изменяющимся по линейному закону (от 18 до 5 град ПКВ до ВМТ), умеренным циклом Миллера, двухступенчатой системой регистрового наддува ( $p_{int} = 380$  кПа, с отключаемым турбокомпрессором второй ступени), охлаждением наддувочного воздуха после каждой ступени и управляемым перепуском наддувочного воздуха по закону  $\alpha \rightarrow \text{const}$ .

При прочих равных условиях, оптимальным законом с точки зрения достижения наилучшего компромисса между расходом топлива и выходом  $\text{NO}_x$  является поддержание постоянного значения коэффициента избытка воздуха в цилиндре для сгорания в диапазоне  $1,7 < \alpha < 2,0$ . Наиболее надежным управляющим сигналом для регулирования циклового заряда воздуха может быть сигнал датчика содержания кислорода в отработавших газах.

При выборе вариантов конфигурации перспективного высокооборотного судового дизеля возможность использования рециркуляции отработавших газов не рассматривалась, поскольку предварительные тестовые расчеты показали, что применение этой технологии не позволяет обеспечить требования технического задания по показателю удельного эффективного расхода топлива и способствует значительному повышению эмиссии частиц.

Возможность обеспечения заданного ресурса на данном этапе выполнения НИОКР трудно прогнозируется, поэтому с учетом известных статистических закономерностей, исключающих использование особо прочных и дорогостоящих материалов, максимальное давление в цилиндре ограничивается на уровне 210 бар.

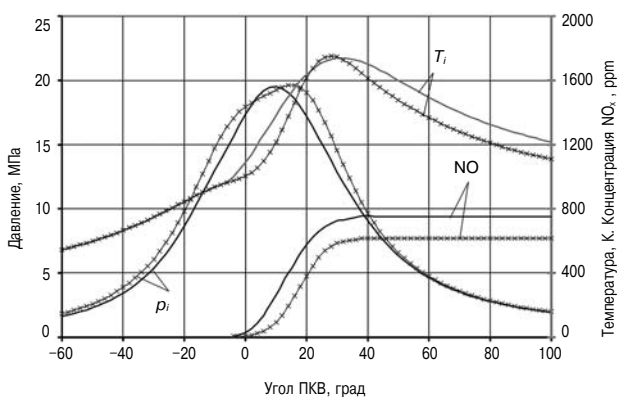
#### Результаты численного моделирования

Результаты моделирования проектных показателей дизеля 12ЧН15/17,5 в двух вышеуказанных вариантах конфигурации на режиме максимальной длительной мощности представлены в графической форме на рис. 2, что наиболее удобно для проведения сравнительного анализа вариантов. Они демонстрируют заметное качественное и количественное различие в характере протекания параметров рабочего процесса и кинетики образования  $\text{NO}_x$ . Средние значения индикаторной и эффективной цилиндровой мощности (137,5 кВт) в обоих вариантах практически равнозначны и реализуются при близких (но незначительно отличающихся) значениях максимального давления в цилиндре ( $p_z = 195,3$ – $198,6$  бар) и максимальной среднemasсовой температуры рабочего цикла ( $T_z = 1749$ – $1774$  К). Однако результирующие значения  $b_e$ , скорости

реакции образования и конечного выхода NO существенно отличаются, причем разнонаправлено, поскольку традиционный способ организации рабочего цикла и рабочего цикла Миллера принципиально различны. Цикл Миллера осуществляется при укороченном впуске и более высоком давлении наддува (на 23 % больше чем в традиционном цикле по варианту № 1), что не только компенсирует «потери Миллера», но и улучшает соотношение работы сжатия и расширения в пользу последней, вследствие чего улучшаются термодинамические показатели рабочего цикла. Кроме того, в сравниваемых циклах существенно различаются условия смесеобразования. В цикле Миллера дросселирование воздуха в сечении впускного клапана способствует, во-первых, снижению температуры начала сжатия, во-вторых, повышению степени турбулентности (подвижности) воздушного заряда и, в третьих, увеличению коэффициента избытка воздуха для сгорания за счет большего давления наддува. Все перечисленные факторы способствуют более качественному смесеобразованию, улучшению процесса горения топлива и, как следствие, повышению индикаторного и эффективного КПД процесса.

Сравнение результатов моделирования двух рабочих циклов показало, что на режиме номинальной мощности удельный эффективный расход топлива в традиционном рабочем цикле по варианту № 1 составил 196 г/кВт·ч, в то время как в цикле Миллера с двухступенчатым наддувом по варианту № 2 его значение снизилось до 193 г/кВт·ч. Причем эта различие в значениях удельного эффективного расхода топлива при стандартных внешних условиях по ISO 3046/1 сохраняется на всех режимах винтовой характеристики.

Рассмотренные различия в процессе горения топлива и характере тепловыделения определяют



**Рис. 2. Давление, температура и процесс образования NO<sub>x</sub> в цилиндре дизеля ЧН15/17,5 на режиме полной мощности:**

— вариант № 1 (одноступенчатый наддув);

×—× вариант № 2 (двухступенчатый наддув, цикл Миллера)

различный характер кинетики образования и выхода NO<sub>x</sub>. В цикле Миллера вследствие более позднего воспламенения топлива реакция образования NO хотя и начинается позже, но разгоняется несколько быстрее, что полностью соответствует более высокой скорости подъема температуры. Здесь необходимо напомнить, что скорость реакции образования NO намного меньше скорости горения углеводородного топлива, поэтому изменение  $\partial NO/\partial \phi$  происходит не столь интенсивно. В обоих случаях максимальные значения  $\partial NO/\partial \phi$  достигаются сразу же после прохождения пика давления в цилиндре, после чего вследствие падения давления скорость образования NO замедляется, поскольку возникают условия для обратной реакции. После завершения высокотемпературной стадии сгорания (на участке от 35 до 40 град за ВМТ) из-за резкого падения температуры в локальных высокотемпературных зонах горения как прямая, так и обратная реакция полностью теряют подвижность.

Из результатов расчета образования NO (на рис. 2 показан только процесс суммарного выхода NO по цилиндру) следует, что суммарная концентрация NO<sub>x</sub> на режиме номинальной мощности в традиционном рабочем цикле по варианту № 1 составила 756 ppm, в то время как применение цикла Миллера с двухступенчатым наддувом позволяет снизить значение концентрации NO<sub>x</sub> примерно на 15 %, т.е. до 638 ppm.

Характер изменения проектных рабочих параметров дизеля при моделировании режимов винтовой характеристики для различных вариантов его конфигурации приведен на рис. 3–7.

Характер изменения расчетной концентрации NO<sub>x</sub> в отработавших газах на режимах винтовой характеристики (см. рис. 6) демонстрируют заметные преимущества применения цикла Миллера в сочетании с двухступенчатым регистровым наддувом. При этом одновременно снижается удельный эффективный расход топлива на всех режимах винтовой характеристики на 1,5–4,5 % (см. рис. 3). Здесь необходимо отметить, что снижение удельного эффективного расхода топлива на долевых режимах достигается еще и вследствие поддержания постоянного коэффициента избытка воздуха для сгорания в цилиндре, что относится к бесспорным преимуществам регистрового двухступенчатого наддува (см. рис. 3–5).

В случае исполнения двигателя с одноступенчатым наддувом возможности точного поддержания оптимального циклового заряда воздуха только за счет регулирования перепуска воздуха ограничены.

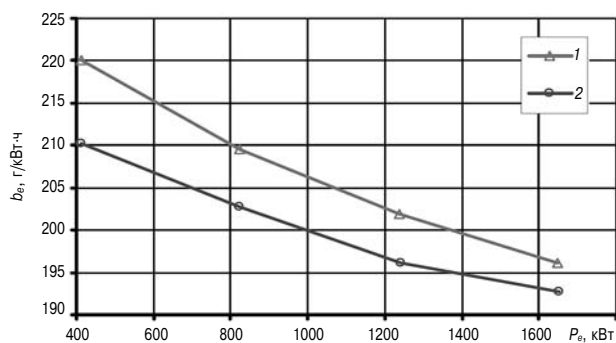
По показателю максимального давления в цилиндре, определяющему цикловые механические

нагрузки на крышку цилиндра, поршень и подшипники КШМ, а следовательно, и ресурсные показатели, оба варианта конфигурации двигателя практически равноценны.

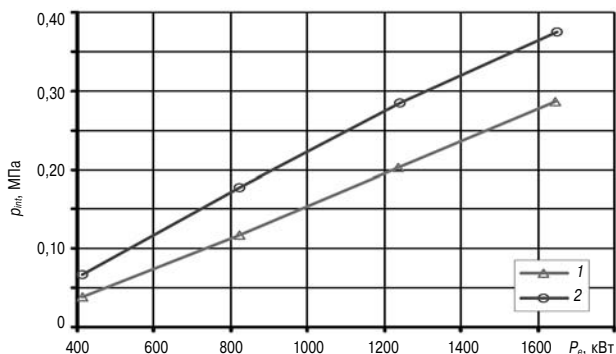
Изменение удельных выбросов  $\text{NO}_x$  на режимах винтовой характеристики приведено на рис. 7. Удельные выбросы  $\text{NO}_x$  двигателя с традиционным рабочим циклом заметно превышают аналогичный показатель двигателя с циклом Миллера только на режимах работы с нагрузкой 75 и 100 % (примерно на 10 %), поскольку двигатель с традиционным рабочим циклом имеет меньший расход отработавших газов (см. рис. 5).

Удельный средневзвешенный выброс  $\text{NO}_x$  как результирующий расчетный и нормируемый показатель, относящийся к приоритетным потребительским характеристикам для двигателя с традиционным рабочим циклом составил 6,75 г/кВт·ч, а для двигателя с двухступенчатым регистровым наддувом и циклом Миллера 5,95 г/кВт·ч, что в обоих случаях надежно укладывается в норму IMO Tier-2, равную 7,67 г/кВт·ч.

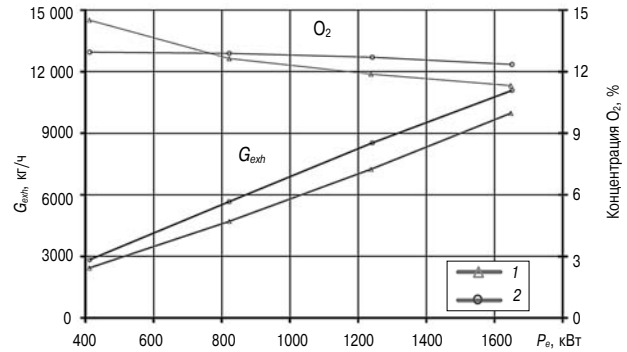
Сравнительный анализ проектных рабочих параметров дизеля 12ЧН15/17,5, выполненный средствами численного моделирования показывает, что при прочих равных условиях удельный эффективный расход топлива и удельный сред-



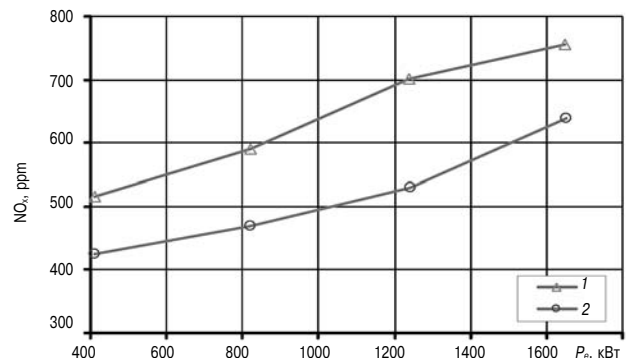
**Рис. 3. Удельный расход топлива (ISO 3046/1), винтовая характеристика (Е3):**  
1 — одноступенчатый наддув;  
2 — двухступенчатый наддув, цикл Миллера



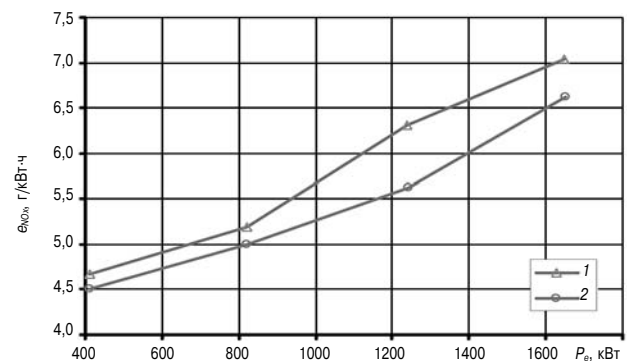
**Рис. 4. Давление наддува (избыточное), винтовая характеристика (Е3)**  
1 — одноступенчатый наддув;  
2 — двухступенчатый наддув, цикл Миллера



**Рис. 5. Расход отработавших газов и содержание  $\text{O}_2$ , винтовая характеристика (Е3)**  
1 — одноступенчатый наддув;  
2 — двухступенчатый наддув, цикл Миллера



**Рис. 6. Концентрация  $\text{NO}_x$ , винтовая характеристика (Е3)**  
1 — одноступенчатый наддув;  
2 — двухступенчатый наддув, цикл Миллера



**Рис. 7. Удельные выбросы  $\text{NO}_x$ , винтовая характеристика (Е3)**  
1 — одноступенчатый наддув;  
2 — двухступенчатый наддув, цикл Миллера

невзвешенный выброс  $\text{NO}_x$ , в случае исполнения двигателя в конфигурации по варианту № 2 с двухступенчатым регистровым наддувом и циклом Миллера, будут иметь очевидное преимущество. Однако в этом сравнительном анализе отсутствуют показатели стоимости. Очевидно, что исполнение двигателя по варианту № 2 окажется значительно дороже, поскольку его комплектация предусматривает три турбокомпрессора, дополнительный промежуточный охладитель наддувочного воздуха, при этом алгоритм управления системами

двигателя (топливоподачи, воздухообмена и газообмена) значительно усложняется, что не может не отразиться на показателях его надежности.

Завершая краткий сравнительный анализ расчетных технических характеристик, необходимо отметить, что полученные методами численного моделирования значения рабочих параметров требуют обязательной экспериментальной проверки для уточнения их количественных значений. В то же время экспериментальная проверка степени достоверности теоретического прогноза представляет безусловный интерес.

Основные выводы, следующие из результатов сравнительного анализа проектных показателей двигателя 12ЧН15/17,5, исполненного в различных вариантах, можно сформулировать следующим образом:

➤ базовый образец перспективного модельного ряда высокооборотного судового дизеля, ориентированный на внутренний рынок РФ и рынки развивающихся стран, по выбросам  $\text{NO}_x$  должен соответствовать действующей в РФ и за рубежом норме выбросов  $\text{NO}_x$  IMO Tier-2;

➤ перспективный высокооборотный судовый дизель, выполненный как в более простом варианте № 1, так и в более сложном (и более дорогом) варианте № 2 надежно укладывается в нормы выбросов  $\text{NO}_x$  IMO Tier-2 и обеспечивает требования технического задания по показателям ресурса и расхода топлива;

➤ в случае исполнения двигателя в конфигурации по варианту № 2 (с двухступенчатым регистровым наддувом и циклом Миллера), при прочих равных условиях, такие потребительские характеристики, как удельный эффективный расход топлива и удельный средневзвешенный выброс  $\text{NO}_x$  будут иметь очевидное преимущество;

➤ достижение перспективной нормы IMO Tier-3 следует обеспечить за счет установки на дизеле системы очистки газов по технологии

SCR или, что предпочтительнее, по альтернативной технологии, реализуемой без применения дополнительных токсичных реагентов;

➤ окончательное решение по выбору конфигурации базового образца перспективного высокооборотного судового двигателя необходимо принимать с учетом дополнительного анализа стоимостных показателей.

---

#### Литература

1. Revised MARPOL 73/78 ANNEX VI. Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships. Resolution MEPC 176(58). IMO, London, October 10, year 2008.

2. DIRECTIVE 91/68/EC of the European Parliament and of the Council. Regulations for the Emission of gaseous and particulate pollutants from internal combustion engines to be installed in non-road mobile machinery. Official journal of the European Union. L 146 of 30 April 2004.

3. Новиков Л.А. Показатели вредных выбросов как средство конкурентной борьбы за рынок судовых и тепловозных дизелей // Двигателестроение. — 2010. — № 3. — С. 18–21.

4. Постановление Правительства РФ от 24 марта 2011 года № 203 «О присоединении РФ к Протоколу 1997 года об изменении Международной Конвенции по предотвращению выбросов с судов».

5. Report on shipping accidents in the Baltic Sea Area during year 2010. Baltic Marine Environment Protection Commission (HELCOM). Copenhagen, Denmark, year 2012, 31 p.

6. Новиков Л.А. Современные и перспективные технологии для организации малотоксичной работы двигателей // Двигателестроение. — 2005. — № 4. — С. 8–15.

7. Dohle U. «MTU Solutions for Meeting Future Exhaust Emissions Regulations», Tognum AG, Germany. CIMAC Congress 2010, Bergen, Norway, Paper №. 284, 8 p.

8. Koch F., Seidl T. and others. «Development Strategies for High Speed Marine Diesel Engines». MAN Diesel & Turbo SE, Germany. CIMAC Congress 2010, Bergen, Norway, Paper № 248, 9 p.