

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СИСТЕМЫ ВПРЫСКА ТОПЛИВА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ NO_x СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ (материалы конгресса CIMAC 2013)

Для достижения перспективных экологических показателей дизелей необходима разработка комплексных технических решений. Важная роль при этом отводится системам впрыска топлива. Изучению влияния качества распыливания топлива на показатели рабочего процесса, в том числе на сажеобразование и выбросы NO_x, посвящен первый из докладов, представленных в настоящем обзоре. В докладе рассмотрена методика, позволяющая физически промоделировать влияние сверхвысокого давления впрыска на показатели вредных выбросов дизелей без реального воспроизведения такого давления. Проведенное исследование предусматривает также оптимизацию числа и диаметра сопловых отверстий при сверхвысоких давлениях впрыска.

Второй доклад посвящен результатам совместной работы фирм «Yanmar» и «Woodward» по созданию систем топливоподачи нового типа с электронным управлением. В отличие от известных систем «common rail», в предлагаемой системе используются обычная форсунка и обычный индивидуальный топливный насос высокого давления с электромагнитным управлением. Такое решение позволяет достаточно просто модернизировать существующие двигатели, не требует аккумулятора высокого давления (что является дополнительным фактором безопасности), и в значительной степени сохраняет преимущества, свойственные системам с электронным управлением.

Перевод докладов выполнен к.т.н. Г. Мельником

СОЗДАНИЕ СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

*Ryouta Minamino, Takao Kawabe,
Hiroshi Omote, Shusuke Okada,
YANMAR CO., LTD, Япония*

Реферат

Последние достижения в области создания систем впрыска топлива высокого давления типа «common rail» создали предпосылки для значительного улучшения таких показателей двигателей как удельная мощность, расход топлива, содержание вредных выбросов в отработавших газах и т. п. В некоторых современных автомобильных дизелях и двигателях внедорожной техники давление впрыска достигает 3000 бар, но в основном подобные системы топливоподачи находятся пока в стадии проектирования и доводки. Особенности образования сажи и NO_x при столь высоких давлениях впрыска до сих пор являются предметом исследования. Одновременно изучаются вопросы оптимизации геометрических параметров (т. е. числа и диаметра отверстий) распылителя, предназначенного для столь высоких давлений впрыска. Для расчета выбросов применяются методы математического моделирования рабочего процесса, однако для этого необходим целый ряд констант, которые могут быть получены только в ходе натурных испытаний распылителей. В настоящем исследовании процессы образования сажи и NO_x при повышении давления впрыска оценивались с учетом результатов испытаний реальных двигателей. С повышением давления впрыска растет дальнобойность факела и повы-

шается тонкость распыла топлива, причем эти процессы имеют нелинейный характер: чем больше растет давление, тем медленнее повышается тонкость распыла. Согласно большинству эмпирических моделей для оценки дальнобойности факела, последняя определяется, главным образом, разностью между давлением впрыска и текущим давлением в камере сгорания. Исходя из этого, в лабораторном эксперименте было решено поддерживать перепад давлений не за счет повышения давления впрыска, а за счет снижения давления в статической «бомбе». Для расчета дальнобойности факела использовалась формула Дента (1971) с вводом параметра «приведенного давления впрыска» («converted injection pressure»). Для экспериментальной проверки концепции приведенного давления впрыска применялись два различных двигателя. Один из них — дизель со свободным впуском, оборудованный системой топливоподачи common rail, использовался для построения расчетных моделей образования NO_x и сажи.

Для проверки разработанных моделей был использован двигатель с турбонаддувом, оборудованный системой common rail с давлением впрыска до 2000 бар. Испытания подтвердили адекватность разработанных моделей, что позволило выполнить расчет оптимальных параметров распылителя в зависимости от давления впрыска в области его высоких значений. Было установлено, что чем выше давление впрыска, тем больше должно быть число сопловых отверстий, и тем меньше должен быть их диаметр.

Введение

Внедрение топливных систем типа common rail позволило значительно улучшить основные показатели качества работы двигателя — удельную мощность, расход топлива, содержание вредных выбросов в отработавших газах и т. п.

Если говорить о показателях форсировки, то в среднеоборотных главных судовых двигателях среднее эффективное давление превышает 2,5 МПа, а максимальное давление в цилиндре порядка 23 МПа [1, 2].

В последнее десятилетие отмечается также быстрый рост максимального давления впрыска топлива (рис. 1). Уже сегодня этот показатель достиг таких значений, что появилась возможность выполнить требования IMO Tier 3 по выбросам NO_x только за счет применения метода рециркуляции отработавших газов (EGR) без увеличения при этом сажеобразования [3]. Максимальное давление впрыска в наиболее совершенных системах топливоподачи (СТП) может составить порядка 300 МПа. Данные, характеризующие влияние этого параметра на показатели выбросов автомобильных и внедорожных двигателей, можно найти, например, в [4]. Однако подобные системы впрыска пока еще находятся преимущественно в процессе создания.

Факел, формируемый при высоком давлении впрыска, позволяет существенно снизить скорость сажеобразования, что достигается, в основном, за счет двух факторов. Во-первых, более глубокое проникновение струи в полость камеры сгорания дает возможность использовать объем цилиндра более эффективно. Во-вторых, повышение качества распыла топлива способствует более интенсивному перемешиванию топлива и воздуха внутри самого факела. Исследования влияния обоих названных факторов ведутся, главным образом, на экспериментальных установках («бомбах») постоянного объема. Вместе с тем, давления и температуры в установках такого типа заметно отличаются от соответствующих условий в цилиндре двигателя.

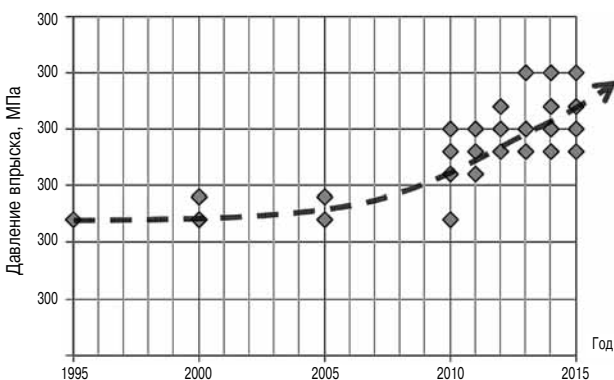


Рис. 1. Эволюция и прогноз изменения давления впрыска в системах common rail

Одним из расчетных методов оценки образования сажи и NO_x является компьютерная имитация рабочего процесса с использованием гидродинамического моделирования (computational fluid dynamics — CFD) и моделей некоторых сопутствующих физических процессов. Однако для выполнения моделирования необходим целый ряд переменных, которые могут быть определены только по результатам натурального эксперимента.

Оценка влияния повышения давления в перспективных системах впрыска топлива

С повышением давления впрыска растет дальнобойность факела и повышается тонкость распыла топлива. Последняя зависимость имеет нелинейный характер: чем больше растет давление впрыска, тем медленнее повышается тонкость распыла. В настоящем исследовании дальнобойность факела принята в качестве основного критерия оптимизации процесса.

Дальнобойность факела определяется, главным образом, величиной избыточного давления впрыска, т. е. превышением давления впрыска над давлением в камере сгорания. Если предположить, что при одинаковом коэффициенте избытка воздуха дальнобойность факела зависит только от перепада давлений, то один и тот же уровень выбросов можно обеспечить как за счет повышения давления впрыска, так и за счет снижения давления газов в цилиндре.

Однако снижение давления в цилиндре при условии постоянства коэффициента избытка воздуха (λ) означает сокращение длительности впрыска. Одна из целей настоящей работы состоит в оценке минимального уровня высокого давления впрыска, при котором снижение давления в цилиндре для сохранения дальнобойности факела не требуется. Для этого вводится понятие «приведенного давления впрыска».

Для расчетов приведенного давления впрыска в настоящей работе использовалось уравнение Дента [5]. Согласно этому уравнению, в предположении, что газовая смесь обладает свойствами идеального газа, длина факела топлива в конце впрыска может быть выражена следующей простой формулой:

$$SP = C \left(\frac{p_{inj} - p_a}{p_a} \right)^{0,25} \left(d \cdot \frac{t_{deg}}{N} \right)^{0,5} = \quad (1)$$

$$= C \cdot (term1)^{0,25} \cdot (term2)^{0,5},$$

где SP — длина факела топлива; C — постоянная; p_{inj} — давление впрыска; p_a — давление газов в цилиндре; d — диаметр соплового отверстия; t_{deg} — длительность впрыска; N — скорость двигателя.

В качестве параметра, характеризующего давление газов в цилиндре p_a , используется мак-

Технические характеристики двигателя

	Двигатель 1	Двигатель 2
Тип двигателя	БНД	СНД
Число цилиндров	4	4
Диаметр цилиндра, мм	88	94
Ход поршня, мм	90	110
Максимальное давление впрыска, МПа	160	200
Скорость двигателя, об/мин	2000	2000
Максимальная мощность, кВт	35	80
Камера сгорания	С форкамерой	

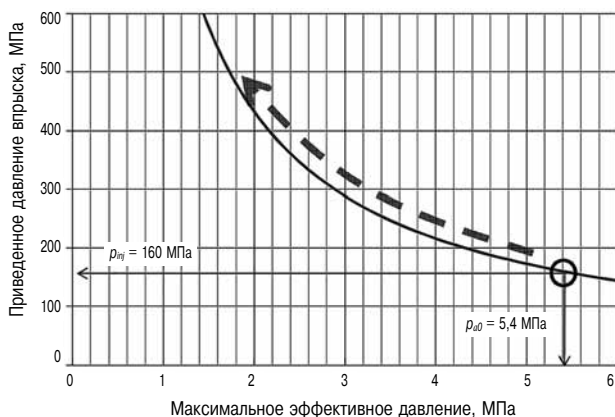


Рис. 2. Соотношение между максимальным эффективным давлением и приведенным давлением впрыска

симальное эффективное давление (эффективное давление в ВМТ), хотя фактически давление в цилиндре меняется по углу поворота коленчатого вала.

Рассматривая сочетание p_{inj} и p_a при одном и том же значении длины факела топлива, а также при одинаковых значениях d , t_{deg} и N , можно считать, что комплекс (*term 1*) в уравнении (1) в этом случае должен быть постоянным.

Если в качестве номинала принять давление p_{a0} , полученное при стандартных условиях работы двигателя, то с помощью p_{a0} текущее давление впрыска p_{inj} может быть преобразовано в приведенное давление впрыска p_c следующим образом:

$$\frac{p_{inj} - p_a}{p_a} = \frac{p_c - p_{a0}}{p_{a0}}; \quad (2)$$

$$p_c = \frac{p_{inj} \cdot p_{a0}}{p_a}. \quad (3)$$

Если принять p_{a0} равным 5,4 МПа, то приведенное давление впрыска (исходное значение 160 МПа) может быть вычислено как функция максимального эффективного давления p_a (рис. 2). Как следует из рисунка, для имитации давления впрыска свыше 300 МПа может использоваться система топливоподачи с максимальным давлением впрыска 160 МПа, если максимальное эффективное давление в цилиндре снижено и не превышает 3,0 МПа.

Технические характеристики двигателя и опытная установка

В данной работе использовались двигатели двух типов (табл. 1). Один из них — двигатель без наддува (далее обозначаемый как БНД) с системой common rail, развивающей максимальное давление впрыска 160 МПа; другой — двигатель с наддувом (далее обозначаемый как СНД) с системой common rail, развивающей максимальное давление

впрыска 200 МПа. Камеры сгорания обоих двигателей одинаковы.

Двигатель БНД применяется только для получения исходных данных по динамике образования сажи и NO_x , которые затем используются для построения соответствующих моделей. Эксперимент продолжался на двигателе СНД для оценки корректности моделей образования сажи и NO_x при значениях рабочих параметров, не достижимых на двигателе БНД. Чтобы упростить оценку корректности моделей, измерения образования сажи и NO_x при различных значениях λ , давления впрыска и давления газа производились при фиксированном значении момента начала сгорания (рис. 3). Мониторинг и регистрация давления в цилиндре, а также расходов топлива и воздуха велись в режиме реального времени.

Схема экспериментальной установки показана на рис. 4. Расходы воздуха и топлива измеряются с помощью ламинарного и топливного расходомеров соответственно. В одном из цилиндров

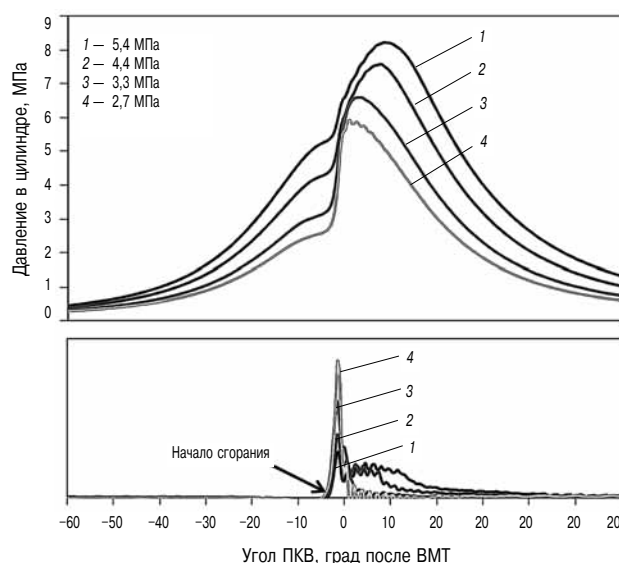


Рис. 3. Условия эксперимента (двигатель БНД, $\lambda = 1,2$; $p_{впр} = 80$ МПа)

Таблица 2

Условия эксперимента для построения моделей

λ	1,0 1,2 1,4 4,6 2,4 3,2
Максимальное эффективное давление, МПа	5,4 4,4 3,4 2,7
Давление впрыска, МПа	25 40 80 120 160

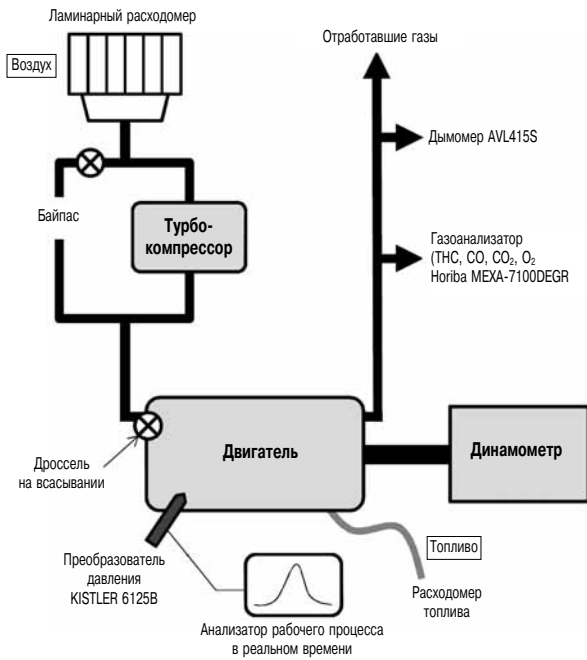


Рис. 4. Экспериментальная установка

установлен датчик KISTLER 6125B. Сигнал датчика поступает в анализатор рабочего процесса, где в режиме реального времени производится расчет и регистрация скорости тепловыделения.

Измерения дымности (сажеобразования) и выбросов NO_x производятся датчиками AVL 415S и MEXA-7100DEGR соответственно.

Подстройка максимального эффективного давления производилась с помощью дросселирования воздуха на впуске, перепускной заслонкой перед турбиной (в двигателе СНГ) или настройкой турбокомпрессора. Подстройка расхода топлива производится с помощью органа управления динамометром. Эмулятор блока управления двигателем (ECU) используется для управления моментом начала впрыска, чтобы поддерживать постоянство момента начала сгорания.

Моделирование образования сажи и NO_x с помощью двигателя БНД

Измерение образования сажи и NO_x в двигателе БНД выполнялось при различных значениях перепада давления и величин коэффициента избытка воздуха (λ) для построения корректной модели сажеобразования и выделения NO_x . Значения варьируемых параметров приведены в табл. 2.

На рис. 5 приведены результаты измерения дымности (сажеобразования) в зависимости от давления впрыска топлива для каждого значения давления в цилиндре в конце такта сжатия (максимальное эффективное давление). Из приведенных данных следует, что чем ниже максимальное эффективное давление, тем меньше сажеобразование, и эта закономерность сохраняется при

любом давлении впрыска топлива. В приведенном эксперименте увеличение перепада давления достигалось не за счет повышения давления впрыска, а за счет снижения максимального эффективного давления.

На рис. 6 показана зависимость дымности от приведенного давления впрыска топлива, для которого в качестве номинала выбрано максимальное эффективное давление при отсутствии дросселирования (5,4 МПа). Количество топлива и длительность впрыска не влияют на корреляцию между сажеобразованием и приведенным давлением впрыска.

Кроме того, было установлено, что при каждом значении λ имеет место явно выраженная корреляция между приведенным давлением впрыска и дымлением (рис. 7).

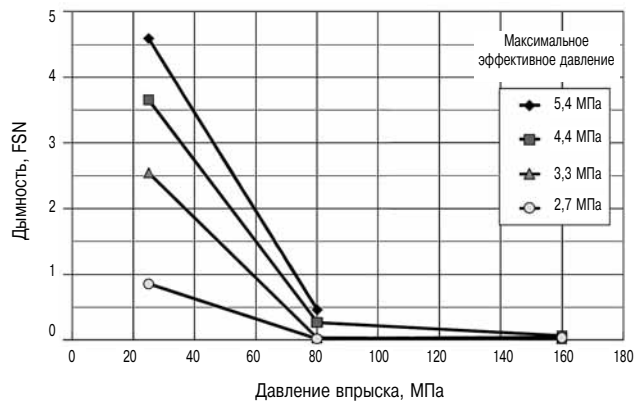


Рис. 5. Соотношение между давлением впрыска и сажеобразованием при $\lambda = 1,6$

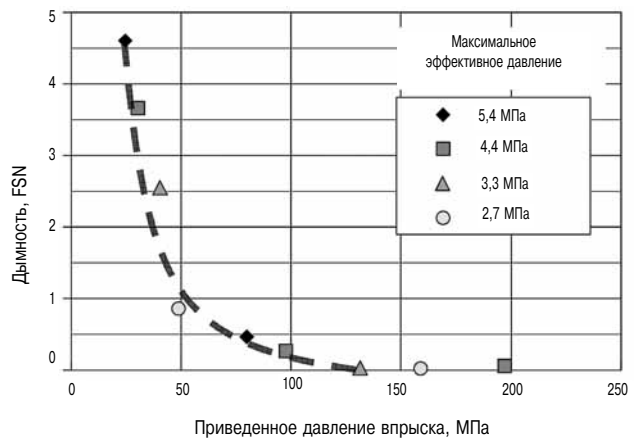


Рис. 6. Соотношение между приведенным давлением впрыска и сажеобразованием при $\lambda = 1,6$

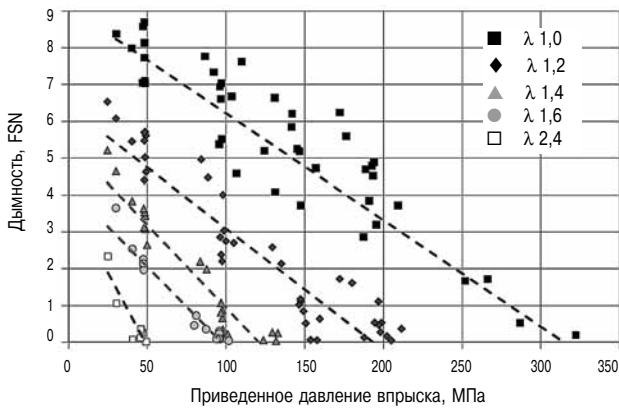


Рис. 7. Соотношение между приведенным давлением впрыска и сажеобразованием

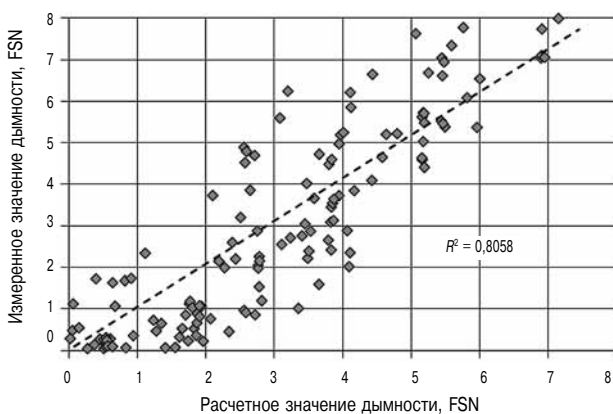


Рис. 8. Соотношение расчетных и измеренных значений дымности

Из результатов эксперимента следует, что сажеобразование может быть рассчитано как функция λ и давления впрыска, при этом коэффициент смешанной корреляции между результатами измерений и расчетными величинами в рассматриваемой простой модели равен $R^2 = 0,81$ (рис. 8).

Как видно из рис. 9, образование NO_x хорошо коррелирует с длительностью впрыска топлива при различных значениях λ и не зависит от количества топлива и давления впрыска. Это значит, что образование NO_x может быть рассчитано как функция λ и давления впрыска. Значение коэффициента смешанной корреляции между измеренными и расчетными величинами NO_x в данном случае составляет $R^2 = 0,89$ (рис. 10).

Оценка корректности модели для расчета дымности и NO_x на двигателе СНД

Для оценки корректности моделей образования сажи и NO_x использовались результаты испытаний двигателя с наддувом (СНД).

Значения варьируемых параметров двигателя приведены в табл. 3. При этом диапазон рабочих режимов двигателя СНД для оценки моделей

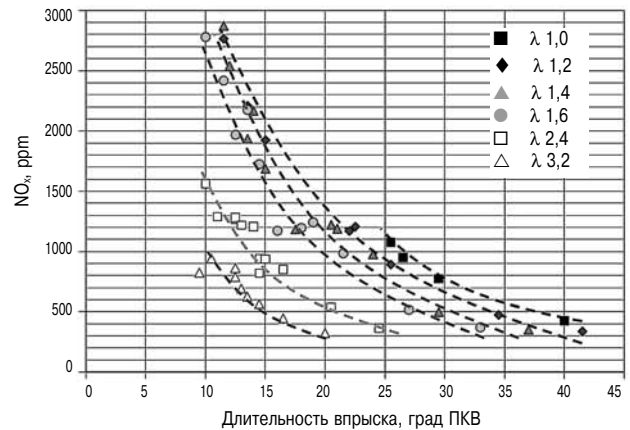


Рис. 9. Зависимость концентрации NO_x от длительности впрыска топлива при различных λ

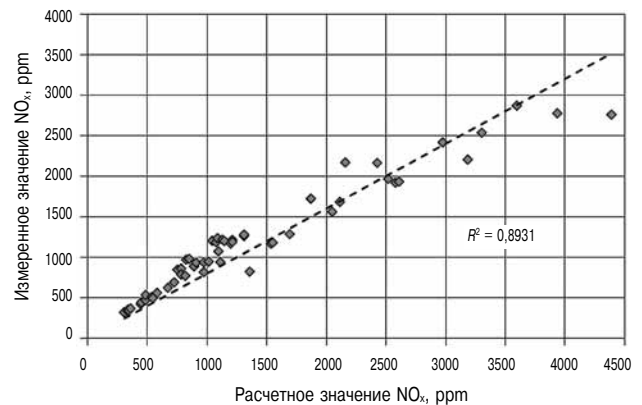


Рис. 10. Соотношение расчетных и измеренных значений выбросов NO_x

образования сажи и NO_x выходил за пределы диапазона режимов работы двигателя БНД.

Результаты эксперимента, приведенные на рис. 11 и 12 демонстрируют приемлемую сходимость с расчетными значениями вредных выбросов (FSN и NO_x). На рис. 11 показано также соотношение между значением дымности и приведенным давлением впрыска, где в качестве эталона использовано максимальное эффективное давление при номинальной мощности (10 МПа).

Можно убедиться в том, что реальное сажеобразование (дымность) соответствует расчетному, хотя в зоне малых (менее 1,0) значений дымового числа фильтра FSN имеет место известная вариативность. Измеренные значения NO_x более строго соответствуют расчетным значениям.

Таблица 3

Условия эксперимента для оценки моделей

λ	1,4
Максимальное эффективное давление, МПа	4,3 5,0 5,4 <u>6,0</u> 7,0 8,0
Давление впрыска, МПа	80 120 160 <u>200</u>

Примечание: подчеркнуты значения, выходящие за пределы диапазона двигателя БНД.

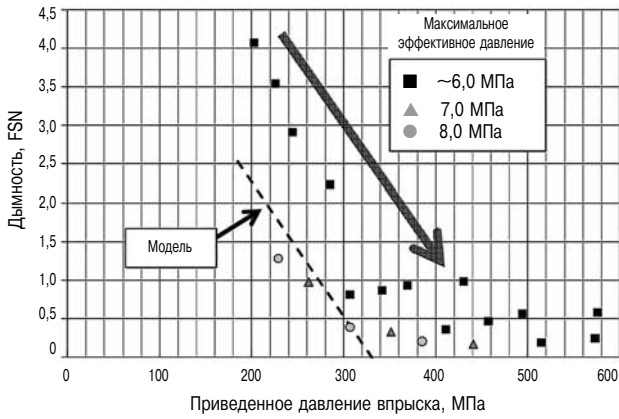


Рис. 11. Зависимость дымности от приведенного эффективного давления впрыска топлива при различных режимах, включая высокие нагрузки

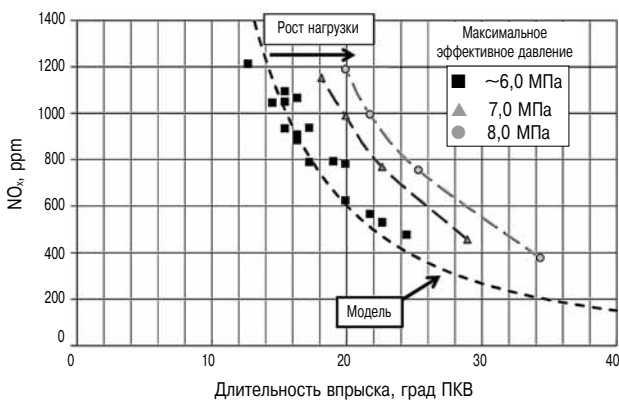


Рис. 12. Зависимость образования NO_x от длительности впрыска топлива при различных режимах, включая высокие нагрузки

При повышении нагрузки выбросы NO_x остаются примерно на постоянном уровне, несмотря на увеличение длительности впрыска (рис. 12). Вероятная причина этого результата состоит в том, что повышение нагрузки сопровождается ростом температуры стенок цилиндра и, соответственно, температуры газов в камере сгорания, что увеличивает выбросы NO_x, тем самым компенсируя снижение NO_x, вызванное увеличением длительности впрыска. Тем не менее, относительные изменения выбросов NO_x при одной и той же нагрузке соответствуют расчетным значениям.

Что касается сажеобразования, то относительные изменения дымности соответствуют расчетным значениям даже при более высоких нагрузках.

Расчетная модель сажеобразования, разработанная для высокооборотного экспериментального дизеля была апробирована на среднеоборотном судовом двигателе с системой EGR, обеспечивающей снижение выбросов NO_x на 80–90 %, что необходимо для достижения требований IMO Tier 3. Как видно из результатов, приведенных

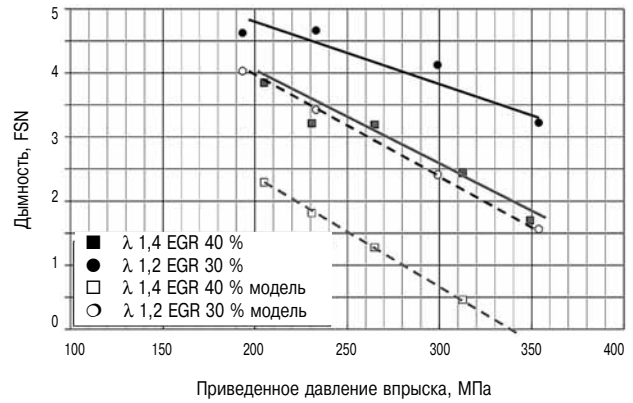


Рис. 13. Соотношение между приведенным эффективным давлением и сажеобразованием в судовом двигателе с EGR (скорость поршня – 9,2 м/с)

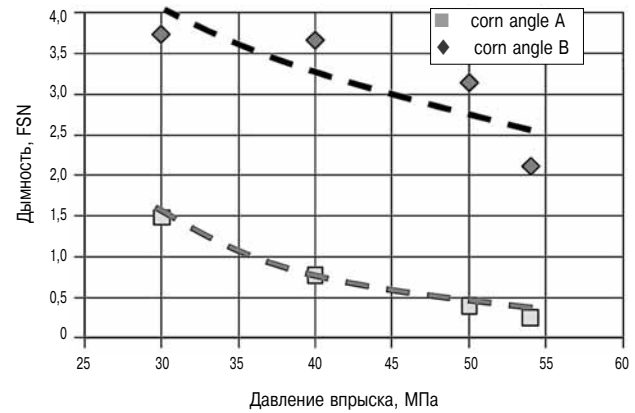


Рис. 14. Влияние параметра corn angle на сажеобразование

на рис. 13, разработанная модель позволяет оценить только относительное изменение сажеобразования.

Во всех случаях имеется определенное расхождение между расчетными и экспериментальными значениями дымности в двигателе с EGR. Наиболее вероятной причиной такого расхождения является различие в углах отклонения осей отверстий распылителя от вертикали (так называемый «corn angle»). Влияние параметра «corn angle» на сажеобразование хорошо видно на рис. 14. Здесь «corn angle» А соответствует двигателю БНД, а «corn angle» В — двигателю СНД. Расхождение между абсолютными значениями дымности такое же, как и расхождение между реальными результатами в двигателе СНД с «corn angle» В и результатами моделирования с «corn angle» А. Учитывая идентичность геометрии камер сгорания в двигателях БНД и СНД, различие в значениях параметра «corn angle» следует считать, по крайней мере, одной из причин расхождения между измеренными значениями дымности в двигателях СНД и их расчетными значениями.

Оптимизация геометрии и размеров сопла распылителя для высоких давлений впрыска

Оптимизация размеров и геометрии сопла распылителя при увеличении давления впрыска осуществляется с учетом результатов эксперимента и расчета с использованием моделей образования сажи и NO_x .

Как следует из результатов моделирования выбросов NO_x , при увеличении давления впрыска при постоянном расходе топлива выбросы NO_x растут, поскольку длительность впрыска при этом уменьшается. Чтобы устранить влияние роста давления впрыска на выбросы NO_x , следует поддерживать длительность впрыска на постоянном уровне за счет снижения расхода топлива через сопловые отверстия. Для этого достаточно уменьшить суммарное проходное сечение этих отверстий.

Соотношение между давлением и длительностью впрыска и суммарным проходным сечением сопловых отверстий распылителя описывается уравнением Бернулли.

При этом расход топлива рассчитывается по уравнению:

$$Q = C' \cdot S \cdot \sqrt{p_{inj} - p_a} \cdot \frac{t_{deg}}{N}, \quad (4)$$

где Q — расход топлива; C' — постоянная; S — суммарное эффективное проходное сечение сопловых отверстий.

Если длительность впрыска поддерживается постоянной при условии постоянства расхода топлива и скорости двигателя, то суммарное эффективное проходное сечение сопловых отверстий S при давлении p_{inj} , проходном сечении соплового отверстия S_0 и давлении впрыска p_{inj0} можно рассчитать по следующим уравнениям:

$$S \cdot \sqrt{p_{inj} - p_{a0}} = S_0 \cdot \sqrt{p_{inj0} - p_{a0}}, \quad (5)$$

$$S = \sqrt{\frac{p_{inj0} - p_{a0}}{p_{inj} - p_{a0}}} \cdot S_0. \quad (6)$$

С другой стороны, моделирование процесса сажеобразования показывает, что дымность может поддерживаться постоянной за счет поддержания постоянства длины топливного факела. Поэтому выбирать диаметр сопловых отверстий следует таким образом, чтобы длина факела топлива оставалась постоянной независимо от давления впрыска.

Для расчета диаметра сопловых отверстий при обеспечении постоянства длины факела топлива используется формула Дента (уравнение 1).

Если длина факела поддерживается постоянной за счет постоянства длительности впрыска и

скорости двигателя, то суммарное проходное сечение сопловых отверстий d при давлении p_{inj} и известных значениях диаметра соплового отверстия d_0 и давления впрыска p_{inj0} можно рассчитать по следующим уравнениям:

$$\frac{p_{inj} - p_{a0}}{p_{a0}} \cdot d^2 = \frac{p_{inj0} - p_{a0}}{p_{a0}} \cdot d_0^2, \quad (7)$$

$$d = \sqrt{\frac{p_{inj0} - p_{a0}}{p_{inj} - p_{a0}}} \cdot d_0. \quad (8)$$

Отсюда находится оптимальное число сопловых отверстий:

$$n = \frac{S}{\frac{\pi d^2}{4}}. \quad (9)$$

На рис. 15 показаны расчетные зависимости оптимальных параметров сопловых отверстий от давления впрыска применительно к существующему среднеоборотному дизелю с номинальной цилиндровой мощностью 420 кВт и максимальным эффективным давлением 12 МПа. В базовом варианте двигателя распылитель имеет девять отверстий диаметром 0,56 мм, при этом давление впрыска составляет 120 МПа.

Из приведенного расчетного анализа следует, что чем выше давление впрыска, тем больше должно быть число сопловых отверстий и тем меньше должен быть их диаметр. К тому же при повышении давления впрыска диапазон опти-

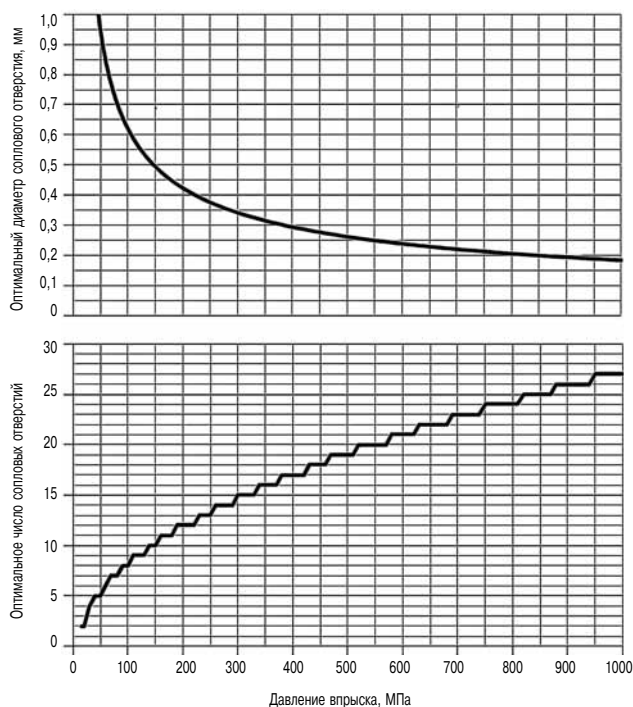


Рис. 15. Оптимальные размеры и число сопловых отверстий в зависимости от давления впрыска

мальных размеров сопловых отверстий уменьшается. Например, при давлении впрыска, равном 300 МПа, распылитель должен иметь 15 сопловых отверстий диаметром 0,35 мм.

При этом необходимо учитывать ограничения, налагаемые требованиями прочности и надежности системы топливоподачи. Например, число сопловых отверстий распылителя может быть ограничено минимально допустимой толщиной перемычки между отверстиями. Поэтому фактическое число сопловых отверстий может оказаться меньше оптимального.

Выводы

В рамках настоящей работы выполнена оценка влияния повышения давления впрыска топлива на выбросы сажи и NO_x на двигателе, оборудованном штатной системой впрыска.

Были получены следующие результаты:

➤ Разработана модель образования сажи и NO_x в двигателе со свободным впуском. Установлено, что сажеобразование является функцией приведенного давления впрыска, как это следует из уравнения для расчета дальности факела топлива. Количество выбросов NO_x имеет надежную корреляцию с длительностью впрыска.

➤ На двигателе с наддувом выполнена оценка корректности модели выделения сажи и NO_x при рабочих параметрах, не достижимых на двигателе без наддува. Установлено, что выбросы NO_x соответствуют значениям, полученным при моделировании двигателя со свободным впуском. Однако за пределами исследованного диапазона рабочих режимов результаты моделирования демонстрируют лишь относительное изменение параметров FSN и NO_x . При этом на механизм сажеобразования значительно влияет параметр «corn angle».

➤ С использованием моделей сажеобразования и образования NO_x выполнен расчет оптимальных параметров распылителя в зависимости от давления впрыска в области высоких значений.

Литература

1. Wolfgang B., Christian V., Guenter H., and Christian P. The 32 bore engine program from MAN Diesel-SE The flexible adaption in terms of concept and layout in the propulsion and stationary market for Diesel- and Gas operations, CIMAC 2010, paper № 167.
2. Georg T., Dirk T., Stephan S., Petar P., and Gunnar S. Sailing towards IMO Tier 3 Exhaust Aftertreatment versus Engine-Internal Technologies for Medium Speed Diesel Engines, CIMAC 2010, paper № 274.
3. Rom R., Maxim E., Horst H., Egon H., and Christian F. Fuel injection strategies for heavy fuel medium speed engines to comply with future emission limits, CIMAC 2010, paper № 230.
4. Yukihiko S., Katsuhiko T., Olaf Erik H., and Hermann Josef L. 3000 bar common rail system, MTZ, Vol. 72, 01/2011, p. 4–8.
5. J.C. Dent. Here is an Easy way to Calculate Diesel Fuel Spray Penetration, Automotive Engineering, Vol. 79, № 5, 1971, p. 21–23.

СОЗДАНИЕ СРЕДНЕБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ С СИСТЕМОЙ ЭЛЕКТРОННОГО УПРАВЛЕНИЯ EUP

Keiichi Tsujimoto, Takashi Saeki,
Kazuhiro Kitagawa, Yasuyuki Takahata,
Yanmar CO.,LTD., Япония

Stefan Kiechle, Woodward GmbH, Германия

Реферат

Электронные системы управления широко используются на главных судовых двигателях японского гражданского флота для улучшения технико-экономических и экологических показателей. Фирма «Yanmar» разработала для четырехтактных среднеоборотных дизелей топливную систему, названную EUP (Electronic controlled Unit Pump), т. е. индивидуальный топливный насос с электронным управлением. Система EUP включает в себя плунжерный насос высокого давления, электромагнитный клапан, блок электронного управления (ECU) и датчики. В системе EUP давление впрыска определяется профилем топливного кулака, а регулирование углов начала и конца топливоподачи, а также объема циклового впрыска топлива осуществляется электромагнитным клапаном. Внедрение данной системы позволяет снизить расход топлива и выбросы NO_x (обеспечивая лучшее компромиссное соотношение), уменьшить дымление и повысить управляемость судна. Расход топлива удалось снизить за счет совершенствования рабочего процесса и оптимизации закона впрыска. Последнее, в сочетании с ограничением топливоподачи, позволило снизить дымность более чем на 50 % по сравнению с базовым двигателем.

Главный судовой двигатель должен отвечать одному из основных требований — надежности, особенно когда речь идет о единственном двигателе, работающем на единственный винт. В этом случае блок EUP и критически важные датчики дублируются. При отказе основного блока EUP или какого-либо из критически важных датчиков система переключается на соответствующие резервные компоненты. В разработанной системе форсунки и топливный насос высокого давления (ТНВД) обычного гидромеханического типа, поэтому модернизация системы топливоподачи путем установки внешних устройств EUP не представляет никаких проблем. Первый главный судовой двигатель с системой EUP был сдан в эксплуатацию в 2009 г. и проработал более 4000 часов. Следующим шагом фирмы «Yanmar» в этом направлении стала разработка EUP для вспомогательных судовых двигателей, работающих на тяжелом топливе.

В 2013 г. вступили в силу нормативы ИМО, устанавливающие предельно допустимые выбросы CO_2 . На стадии проектирования судна стала обязательной оценка так называемого «кон-

структивного коэффициента энергоэффективности» EEDI (Energy Efficiency Design Index). Это способствует применению новых технологий в судостроении с разработкой новых форм обводов судна. Двигателестроение тоже вносит свой вклад в улучшение EEDI за счет применения систем утилизации тепла и снижения расхода топлива. Одним из наиболее перспективных направлений повышения EEDI фирма «Yanmar» считает использование системы EUP.

Введение

В последнее время вопросы экологии, в частности снижения выбросов NO_x , находятся в центре внимания специалистов и общественности. В 2011 г. вступили в силу нормативы IMO Tier 2 [1, 2]. Кроме того, выбросы CO_2 регулируются показателем EEDI (Energy Efficiency Design Index), введенным в действие в 2013 г. Показатель EEDI представляет собой количество выбросов CO_2 на одну тонно-милю работы судна. EEDI как один из обязательных технических показателей вновь проектируемых судов характеризует экономический потенциал судна. Значение EEDI, усредненное за последние 10 лет, планируется принять за линию отсчета. Эта линия определяется как функция дедвейта DWT (Dead Weight Tonnage) и зависит от типа судна.

Предусмотрено несколько уровней EEDI с последовательным ужесточением требований. На стадии «0» допустимый уровень выбросов совпадает с линией отсчета. На стадии «1» он устанавливается на 10 % ниже линии отсчета, и, наконец, на стадии «3» он должен быть снижен на 30 % относительно линии отсчета.

Для снижения выбросов NO_x и улучшение показателя EEDI «Yanmar» в 2003 г. приступила к испытаниям технологии EUP. В октябре 2009 г. данная система была установлена на главный двигатель цементовоза для опытной эксплуатации [3].

Всего в эксплуатации в настоящее время находятся четыре системы EUP.

Целевые характеристики разработки системы EUP

Помимо основных технических показателей, при разработке системы упор был сделан на ее надежность и удобство в обслуживании. Разработчики EUP поставили перед собой ряд задач, которые могут быть сгруппированы следующим образом:

Технико-экономические показатели:

- снижение расхода топлива на рабочих режимах, наиболее характерных для главных судовых двигателей;
- снижение выбросов NO_x (на 10–15 %);
- улучшение управляемости судна (включение муфты сцепления, экстренный реверс).

Повышение удобства эксплуатации:

- создание средств технического обслуживания;
- снижение эксплуатационных расходов.

Повышение надежности:

- упрощение системы;
- резервирование основных компонентов системы регулирования.

Функциональная гибкость системы:

- возможность установки в порядке модернизации двигателя;
- совместимость с тяжелыми топливами;
- возможность применения на вспомогательных дизелях.

Конфигурация системы

Основные компоненты системы EUP показаны на рис. 1. Для управления моментами начала и конца впрыска, а также цикловой подачей используется золотник электромагнитного клапана, встроенного в верхнюю часть ТНВД. При этом отпадает необходимость в таких элементах обычного топливного насоса, как регулирующий спиральный вырез плунжера, регулирующая втулка и рейка.

Управление началом и концом впрыска осуществляется по двум параметрам: нагрузке и скорости двигателя с помощью соответствующих

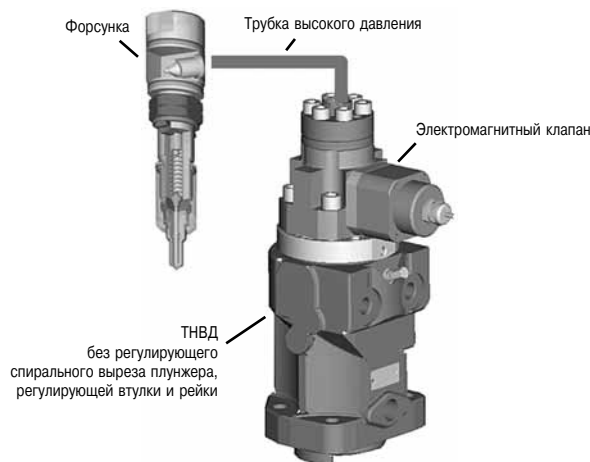


Рис. 1. Система топливоподачи с электронным управлением EUP

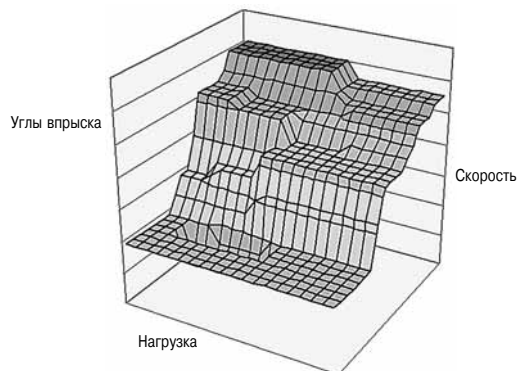


Рис. 2. Программирование углов впрыска

Таблица 1

Исходные технические характеристики двигателя

	EUP (ТНВД с электронным управлением)	CR (common rail)
Регулируемый параметр	Углы впрыска	Давление впрыска; углы впрыска; длительность впрыска
Давление впрыска	Создается плунжерным насосом каждого цилиндра. Зависит от профиля кулачка	Создается насосом высокого давления
Распылители, трубки высокого давления и обшая компоновка двигателя	Многие элементы унаследованы от обычного двигателя ⇒ Возможность установки в порядке модернизации двигателя	Только для CR

(программируемых) функциональных зависимостей (рис. 2). Поскольку привод электромагнитного клапана встроен в блок ECU (Engine Control Unit), клапан непосредственно управляется системой ECU. В рассматриваемой системе используются обычные трубки высокого давления. При этом система в отличие от common rail, не находится постоянно под высоким давлением. Все это способствует повышению надежности и ремонтпригодности системы. Основные отличия между системами EUP и CR (Common Rail) показаны в табл. 1.

Электронная система управления

На рис. 3 показана функциональная схема системы управления главного судового двигателя, работающего на единственный гребной винт. Расположение элементов системы управления на двигателе показано на рис. 4. Установка ECU непосредственно на двигателе позволяет максимально сократить длину коммуникаций и повысить помехоустойчивость. Кроме того, такая компоновка облегчает проведение заводской настройки, а также выполнение электрических соединений на месте установки. Резервирование



Рис. 3. Схема системы управления

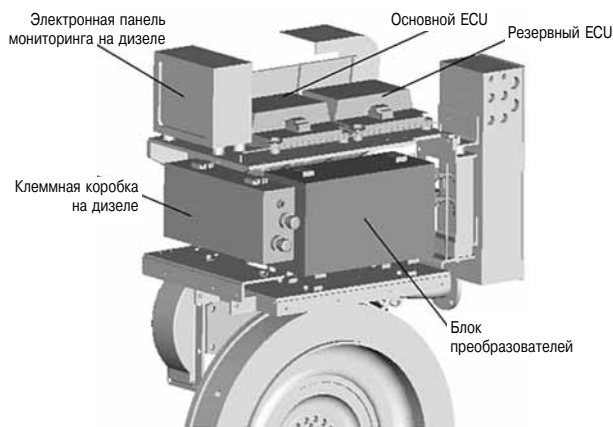


Рис. 4. Расположение элементов системы управления

основных элементов управления обеспечивает непрерывность работы двигателя даже в случае единичного отказа. Каждый цилиндр имеет свой индивидуальный топливный насос, поэтому даже при возникновении отказа в одном из цилиндров остальные цилиндры могут продолжать работать. В случае исчезновения электропитания система может работать около 20 часов от автономного аккумулятора. По своей надежности система управления не уступает аппаратуре топливоподачи. Система управления прошла испытания на климатические и внешние воздействия, а также электрические испытания, в том числе на помехоустойчивость. По результатам этих испытаний системе был присвоен класс NK (Nippon Kaiji Kyokai).

Электронная система мониторинга

Электронная система мониторинга, схема которой показана на рис. 5, предназначена для постоянного контроля рабочих параметров, таких как давление и температура отработавших газов, смазочного масла, охлаждающей воды и т. п. Эти параметры контролируются соответствующими датчиками и выводятся на дисплей. Система мониторинга контролирует также состояние ECU и может реагировать на разного рода сбои и отказы самостоятельно, так что подключение устройства техобслуживания или других внешних устройств для этого не требуется. Электронная система контроля работает по протоколу CAN (Controller Area Network), который получает все большее распространение в судостроительной промышленности Европы,

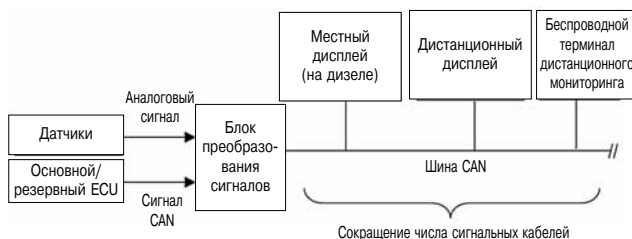


Рис. 5. Схема электронной системы мониторинга

так как позволяет резко сократить число используемых проводов и тем самым снизить трудозатраты, связанные с монтажными работами. Стандарт CAN позволяет без труда подключать новые устройства к системе. Система также обеспечивает возможность дистанционного беспроводного мониторинга с берега. Это позволяет прогнозировать отказы и оперативно реагировать на их возникновение, что, в свою очередь, снижает нагрузку операторов пользователя.

Устройство техобслуживания

Устройство техобслуживания систем с электронным управлением облегчает работу персонала, занятого техническим обслуживанием и ремонтом систем. Достаточно широкое распространение дизелей с электронным управлением возможно только при наличии устройства техобслуживания, позволяющего быстро предпринимать необходимые действия при возникновении отказа. Устройство техобслуживания для главного судового двигателя настраивается с учетом особенностей конкретного применения и требований заказчика. Оно обеспечивает значительное количество тонких настроек, что является одним из основных преимуществ дизелей с электронным управлением. Функции устройства перечислены на рис. 6.

Система топливоподачи



Рис. 6. Функции устройства техобслуживания

Система топливоподачи — совместный продукт подразделения систем топливоподачи «Yanmar» и подразделения топливных дизельных систем «Woodward Inc.».

«Yanmar» и «Woodward» объединили свой опыт и знания, что позволило им разработать систему, по своему уровню соответствующую требованиям не только существующего, но и перспективного рынка.

Система топливоподачи состоит из трех основных подсистем, объединенных в систему EUP (см. рис. 1).

Первая подсистема состоит из обычной форсунки и распылителя — таких же, как во всех существующих механических системах впрыска.

Вторая подсистема включает обычный ТНВД с кулачковым валом, используемый для создания давления впрыска. Основное отличие топливного

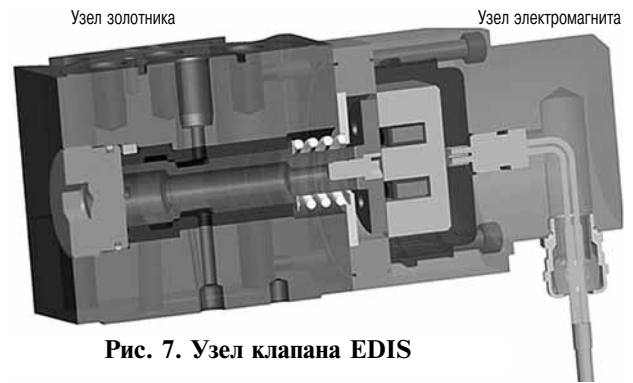


Рис. 7. Узел клапана EDIS

насоса от обычного состоит в отсутствии регулирующего спирального выреза плунжера, регулирующей втулки и рейки, предназначенных для управления цикловой подачей топлива.

В новой системе данная функция осуществляется третьей основной подсистемой, именуемой клапаном системы электронного впрыска дизельного топлива (Electronic Diesel Injection System — EDIS). Клапан EDIS представляет собой комбинацию мощного быстродействующего электромагнита и золотникового узла (рис. 7). Преимущество конструкции клапана состоит в том, что он позволяет управлять топливоподачей в функции от внешних возмущающих воздействий и допускает тонкую настройку соответствующих функциональных зависимостей (см. рис. 2). Тем самым обеспечивается большая гибкость системы с точки зрения возможностей комбинированного управления углами впрыска и цикловой подачей. Подобная гибкость, которая в принципе не может быть достигнута с помощью традиционных механических систем, является ключевым условием для достижения изложенных выше проектных требований.

Еще одним преимуществом технологии EUP, реализованной в системе «Yanmar»/«Woodward», является то, что она обеспечивает возможность работы двигателя на самых различных видах топлив, включая мазут. Конструкция обеспечивает возможность замены внутренних компонентов клапана EDIS, не меняя клапанный узел целиком. Тем самым повышается ремонтпригодность системы.

Результаты испытаний двигателя с системой EUP

Ниже приведены результаты испытаний двигателя с системой EUP, позволившей оптимизировать рабочий процесс за счет гибкого регулирования углов и объема цикловой подачи топлива. Основные технические характеристики двигателя, оборудованного системой EUP, приведены в табл. 2.

Расход топлива и NO_x

При установке системы EUP на двигатель уменьшается объем канала подачи топлива высокого давления. Благодаря этому при нагрузках

Таблица 2

Основные технические характеристики двигателя, оборудованного системой EUP

Обозначение двигателя	6N18A
Диаметр цилиндра, мм	180
Ход поршня, мм	280
Число цилиндров	6
Номинальная мощность, кВт	736
Номинальная скорость, об/мин	950

50 % и более давление впрыска оказывается выше, чем в обычных механических системах. В обычных системах углы топливоподачи фиксированные и выбираются из условия минимального расхода топлива на рабочем режиме, которому отдается приоритет перед остальными режимами. В системе EUP появляется возможность снизить расход топлива на частичных нагрузках за счет оптимизации углов топливоподачи в пределах, ограниченных нормативами IMO по предельно допустимым выбросам NO_x.

Как показано на рис. 8, за счет применения системы EUP расход топлива по сравнению с двигателями, оборудованными обычными системами топливоподачи, снижен на 2,5 %. Другой вариант настройки позволяет снизить выбросы NO_x на 10–15 % при том же расходе топлива, что и у базового двигателя с обычной системой топливоподачи.

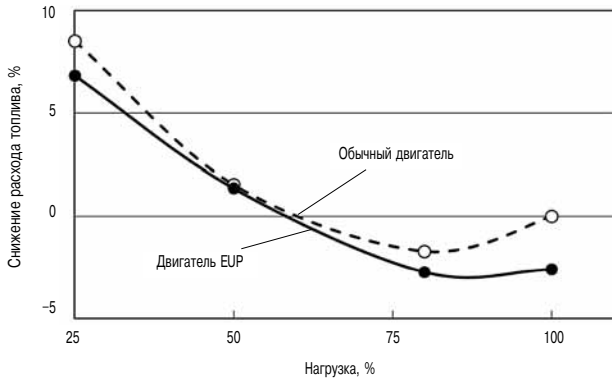


Рис. 8. Снижение расхода топлива

Черный дым

В системе ECU существует возможность ввода корректирующего воздействия по температуре охлаждающей жидкости. Это позволяет улучшить пусковые характеристики двигателя и снизить его дымление (черный дым) при запуске (рис. 9). Аналогичным образом можно снизить дымление на холостом ходу (при выключенном сцеплении) за счет более раннего начала впрыска топлива.

На рис. 10 показано снижение дымления при ускорении двигателя (по результатам стендовых испытаний). за счет увеличения угла опережения впрыска при ускорении обеспечивается улучшение смесеобразования и повышение кру-

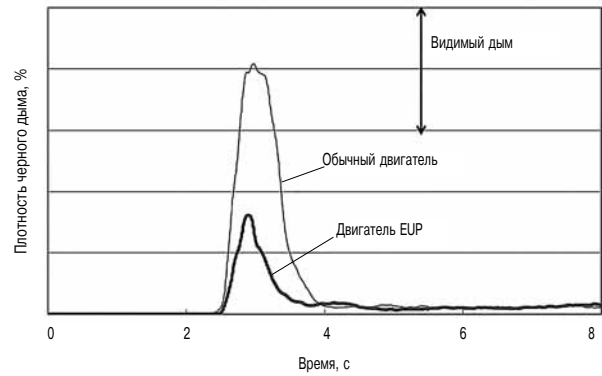


Рис. 9. Черный дым при пуске двигателя

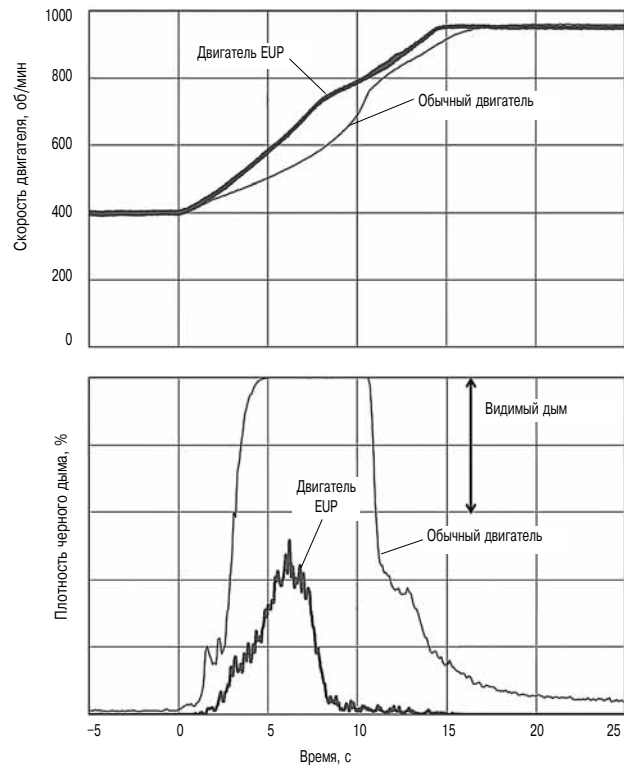


Рис. 10. Разгон двигателя на стенде

тящего момента, что ускоряет разгон двигателя и снижает дымление. Снижению дымления способствует также ограничение топливоподачи в зависимости от давления наддува.

EUP для вспомогательных двигателей

Технология EUP для главных судовых двигателей уже в достаточной мере отработана, и в Японии накоплен определенный опыт эксплуатации таких двигателей. Следующим шагом фирмы «Yanmar» в этом направлении стала разработка EUP для вспомогательных судовых двигателей, работающих на тяжелом топливе.

На рис. 11 показан такой двигатель, установленный на испытательном стенде. Единственное отличие системы EUP от аналогичной системы для главных судовых двигателей — это количество блоков управления и датчиков.



Рис. 11. Система EUP на вспомогательном двигателе (на испытательном стенде)

Таблица 3

**Основные технические характеристики
вспомогательного дизеля с системой EUP
(стендовый двигатель)**

Обозначение двигателя	6EY18ALW
Диаметр цилиндра, мм	180
Ход поршня, мм	280
Число цилиндров	6
Номинальная мощность, кВт	660
Номинальная скорость, об/мин	900

Изменение расхода топлива двигателя с системой EUP показано на рис. 12. Для расчета показателя EEDI вспомогательного двигателя используется расход топлива при нагрузке 50 %, которая является типичной для вспомогательного двигателя, поэтому наиболее важна экономия топлива именно в этом режиме. В случае, изображенном на рисунке, уменьшение расхода топлива составляет 5 г/кВт·ч, выбросы NO_x и дымность при этом не изменяются.

В большинстве случаев судовые вспомогательные двигатели работают на мазуте. Перед подачей в цилиндры мазут нагревается до температуры порядка 150 °С. В нем нередко присутствуют посторонние примеси, такие как, например, продукты FCC (флюид-каталитического крекинга). Поэтому необходимо оценить такие характеристики системы топливоподачи, как тепло- и износоустойчивость.

При проведении стендовых испытаний двигателя контролировалась зависимость изменения

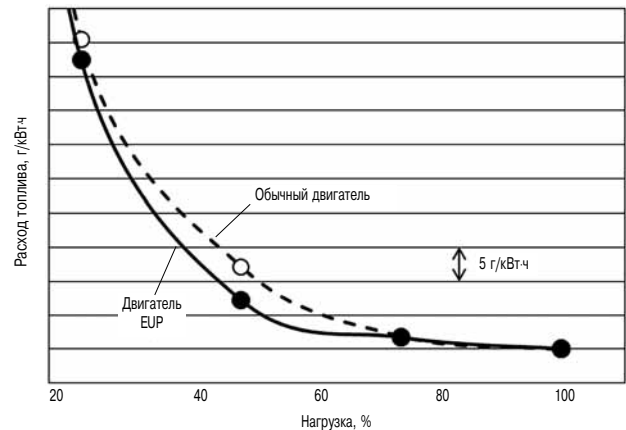


Рис. 12. Снижение расхода топлива на нагрузках порядка 50 %

давления впрыска от наработки (в пределах 500 моточасов) при работе на тяжелом топливе. Какого-либо изменения давления в системе со временем не наблюдалось, т. е. в пределах цикла ресурсных испытаний износ клапанного седла отсутствует. Одновременно была подтверждена возможность нормальной работы системы EUP в условиях высоких температур.

Заключение

В течение трех лет с момента ввода в эксплуатацию судна с опытным двигателем, оборудованным системой EUP, двигатель проработал свыше 4000 часов без сколько-нибудь серьезных отказов. Всего в эксплуатации в настоящее время находятся четыре двигателя с системой EUP. Завершив разработку EUP для морского дизельного топлива, фирма в настоящее время создает вариант системы для тяжелого топлива.

Переход на EUP повысил надежность двигателей по критерию «Life Cycle Value» (параметры работы за период эксплуатации). Фирма продолжает сбор данных по эксплуатационной надежности системы, ее экономичности и устойчивости к внешним воздействиям.

Литература

1. Takahata // Journal of The Japan Institute of Marine Engineering. — Vol. 43., № 6 (2008). — p. 27–29.
2. Namaoka // Journal of The Japan Institute of Marine Engineering. — Vol. 45, № 1 (2010). — p. 18–21.
3. Takahata, ISME (International Symposium on Marine Engineering) 2011, № 532 (2011).



НОВОСТИ ТРАНСМАШХОЛДИНГА

На ОАО «Пензадизельмаш» завершены безмоторные испытания турбокомпрессоров новой серии ТК25

На ОАО «Пензадизельмаш» завершили безмоторные испытания двух экспериментальных образцов турбокомпрессоров новой серии ТК25, разработанных в рамках Федеральной целевой программы «Создание и организация производства в РФ дизельных двигателей и их компонентов нового поколения».

Серия турбокомпрессоров ТК25 предназначена для применения в системах наддува как среднеоборотных (ТК2502), так и высокооборотных (ТК2503) дизельных двигателей. По результатам испытаний выполнены оптимизационные газодинамические расчеты; откорректирована конструкторская документация.

Базовая модификация турбокомпрессора ТК2502 предназначена для установки на среднеоборотные тепловозные дизели 8ЧН26/26 Коломенского завода взамен устаревших образцов (мод. 14ТК). Дизели с ТК25 планируется использовать на маневровых тепловозах, в том числе по программе ремоторизации. Главной отличительной особенностью ТК2502 является использование цельнолитого бандажированного турбинного колеса, что позволит повысить его КПД по сравнению с аналогами на 7–10 %.

Базовая модификация турбокомпрессора ТК2503 предназначена для комплектации высокооборотных дизелей различного назначения типа ЧН21/21, в том числе по программе замены турбокомпрессоров импортного производства. В сравнении с аналогами ожидаемый КПД ТК2503 выше на 3–4 %.

Проведение эксплуатационных испытаний турбокомпрессоров серии ТК25 запланировано на 2015 год.

18.09.2014

Новый гибридный маневровый тепловоз ТЭМ35 успешно завершил первый этап эксплуатационных испытаний

Первый российский гибридный маневровый тепловоз ТЭМ35, созданный на Брянском машиностроительном заводе, успешно завершил первый 300-часовой этап эксплуатационных испытаний.

В ходе завершеного этапа испытаний маневровый тепловоз ТЭМ35 с комбинированной (гибридной) силовой установкой (дизель + конденсаторные накопители энергии) показал рекордный в своем классе результат — возможность ведения состава весом 7000 т на сортировочной горке локомотивного депо Брянск-2. Предыдущая модификация тепловоза обеспечивала ведение состава весом не более 6000 т.

Тепловоз направлен в г. Новочеркасск для проведения сертификационных испытаний.

Гибридный маневровый тепловоз ТЭМ35 с асинхронными тяговыми двигателями обладает существенными преимуществами. При одинаковой с серийными тепловозами мощности расходует топлива на 20–30 % меньше и требует значительно меньших затрат на техническое обслуживание, обеспечивает существенное сокращение выброса вредных веществ в атмосферу. Работа локомотива с гибридной силовой установкой наиболее эффективна на неустановившихся режимах торможения, остановки и разгона тепловоза.

За счет конденсаторных накопителей энергии увеличивается мощность, передаваемая на тяговые двигатели и, соответственно, КПД силовой установки в целом.

04.08.2014

Подводные лодки проекта 636.3, оснащенные коломенскими дизельными двигателями, будут служить на Черноморском флоте

22 августа на Адмиралтейских верфях в Санкт-Петербурге был поднят Военно-морской флаг на дизель-электрической подводной лодке «Новороссийск» проекта 636.3, а 28 августа спущена на воду лодка этой же серии «Старый Оскол». Главная силовая установка подводных лодок проекта 636.3 выполнена на базе дизель-генераторов 30ДГ (6ЧН30/38) мощностью 1500 кВт производства ОАО «Коломенский завод». Дизель-генераторы обеспечивают жизнедеятельность лодки в надводном положении и при погружении до 6 метров, а также зарядку аккумуляторных батарей.

Подводная лодка проекта 636.3 «Новороссийск» — первая в серии, построенная на ОАО «Адмиралтейские верфи» для ВМФ РФ, что стало началом реализации долгосрочного плана Министерства обороны России по усилению боеготовности Черноморского флота и программы модернизации дизель-электрического подводного флота в целом.

Дизель-электрические подводные лодки проекта 636.3 разработки Центрального конструкторского бюро морской техники «Рубин» имеют более высокую (по сравнению с предыдущими модификациями) боевую эффективность, что обеспечивается оптимальным сочетанием акустической скрытности, применением современной автоматизированной информационно-управляющей системы и мощным быстродействующим торпедно-ракетным вооружением. За свою скрытность лодки этого проекта получили в НАТО неофициальное название «черная дыра».

02.09.2014

УДК 621.43

Путинцев С.В., Кулешов А.С., Агеев А.Г. Эмпирическая зависимость для исследования механических потерь в четырехтактных дизелях // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 3–7.

Ключевые слова: дизели, механические потери, давление механических потерь, температура моторного масла, регрессионный анализ, эмпирическая зависимость.

Выполнен анализ и обоснована необходимость уточнения расчетных зависимостей для исследования механических потерь в ДВС. Предложено регрессионное уравнение, учитывающее нелинейный характер влияния температуры моторного масла на давление трения. Представлено сопоставление расчетных и экспериментальных данных при испытаниях различных двигателей. Табл. 5. Ил. 4. Библ. 7.

УДК 621.43.03

Плотников Л.В., Мажейко Н.А., Бусов К.А. Совершенствование процесса распыливания топлива в поршневых ДВС // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 8–11.

Ключевые слова: поршневой двигатель, впрыск топлива, взрывное вскипание, форма струи, степень перегрева топлива, сопло распылителя.

Представлены результаты экспериментальных исследований процесса распыливания вскипающих жидкостей при истечении через короткое сопло. Предлагается способ впрыска топлива в цилиндр поршневых ДВС на основе эффекта взрывного вскипания с корректировкой формы струи за счет степени перегрева топлива и длины канала распылителя форсунки. Ил. 3. Библ. 9.

УДК 621.431.74-44

Юр Г.С. Технология интенсификации процесса сгорания тяжелого топлива в дизелях // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 12–15.

Ключевые слова: дизели, тяжелое топливо, вредные выбросы, кавитационное разрушение капли, газификация распыленного топлива.

Предложена и исследована новая технология интенсификации процесса сгорания тяжелых топлив с использованием процесса кавитации. Экспериментально подтверждена возможность в газификации распыленного тяжелого топлива посредством кавитации с образованием этилена как промотора процесса горения. Приведены результаты стендовых испытаний быстроходного дизеля при работе на тяжелом топливе. Ил. 4. Библ. 12.

УДК 621.43.052

Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 16–22.

Ключевые слова: турбокомпрессор, системы регистрового наддува, топливная экономичность, частичные нагрузки.

Выполнен обзор и анализ развития систем регистрового наддува фирм MTU, «Mitsubishi», MAN, «Honeywell». Показаны возможности оптимизации параметров наддува за счет отключения/подключения одного или нескольких ТК при работе двигателей на частичных нагрузках с целью улучшения топливной экономичности. Ил. 22. Библ. 17.

УДК 621.43.052

Смирнов А.В. Бесконтактные опоры турбокомпрессоров ДВС // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 23–28.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, турбокомпрессор, газовые, магнитные и газомангнитные опоры ротора. Выполнен обзор и анализ запатентованных конструкций бесконтактных опор ротора турбокомпрессора с малыми потерями на трение: газовых, магнитных и их комбинации. Приведены сведения о результатах экспериментального исследования различных конструкций ТК с бесконтактными опорами. Ил. 8. Библ. 12.

УДК 621.822.273

Чернейко С.В., Ципенюк А.М. Экспериментальная оценка характеристик упорного гидродинамического подшипника с параллельными поверхностями // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 29–33.

Ключевые слова: упорный подшипник, поверхность трения, лазерное текстурирование, измерения, коэффициент трения. Представлены результаты экспериментальных исследований влияния лазерного текстурирования поверхности трения на ко-

эффициент трения и толщину смазочного слоя упорного гидродинамического подшипника. Выполнены сравнительные экспериментальные исследования характеристик упорных подшипников с лазерным текстурированием поверхности и традиционной конструкции. Обоснована необходимость создания математических моделей, алгоритмов и программ расчета гидромеханических характеристик подшипников с лазерным текстурированием поверхностей трения. Табл. 2. Ил. 8. Библ. 9.

УДК 621.785

Иванов Д.А., Засухин О.Н. Обработка пульсирующим газовым потоком высокопрочных и пружинных сталей // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 34–36.

Ключевые слова: конструкционные стали; конструктивная прочность; упругие свойства; газоимпульсная обработка.

Рассмотрены вопросы повышения ударной вязкости высокопрочной конструкционной стали методом обработки дозвуковым низкочастотным газовым потоком с дополнительным ударным воздействием стальных пустотелых шариков. Показано, что этот метод способствует развитию отпускных процессов в закаленном изделии и повышению его надежности. Газоимпульсная обработка стальных витых пружин обеспечивает увеличение релаксационной стойкости пружин сжатия на 20 %, пружин растяжения на 50 %, торсионных пружин — в 2,6 раз. Табл. 1. Ил. 1. Библ. 6.

УДК 621.43.068

Дунаев А.В. Особенности восстановления изношенных двигателей внутреннего сгорания серпентиновыми трибосоставами // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 37–39.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, безразборный ремонт, серпентиновые трибосоставы, ремонтно-восстановительное покрытие, продление ресурса.

Приводятся данные о механизме образования и структуре антифрикционных покрытий на поверхностях деталей ДВС, восстановленных при помощи серпентиновых трибосоставов (РВС-процесс). Отмечается повышенный выброс с ОГ воды как фактор, сопровождающий РВС-процесс при восстановлении деталей сильно изношенных ДВС. Ил. 3. Библ. 3.

УДК 621.43.729.5; 621.43.036.17

Суранов Г.И., Ворков А.А., Попов В.С. Совершенствование систем смазки автомобильных двигателей // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 40–43.

Ключевые слова: автомобильные двигатели, жидкостно-масляный радиатор, масляный поддон, процессы нагрева-охлаждения, оптимизация температуры масла.

Для оптимизации процессов подогрева-охлаждения моторного масла предложена конструкция жидкостно-масляного радиатора, расположенного в поддоне двигателя. Эффективность работы радиатора и оптимизация температуры масла в поддоне подтверждена лабораторными и эксплуатационными испытаниями при пуске двигателя в зимних условиях и в процессе штатной работы. Табл. 2. Ил. 5. Библ. 4.

УДК 621.43

Перспективные системы впрыска топлива для снижения выбросов NO_x судовых двигателей (материалы конгресса СИМАС 2013) // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 44–56.

Ключевые слова: дизели, выбросы NO_x, дымность, системы впрыска топлива.

Рассмотрены комплексные технические решения развития систем впрыска топлива для достижения перспективных экологических показателей дизелей. Предложена методика, физического моделирования оценки влияния сверхвысокого давления впрыска топлива на показатели вредных выбросов дизелей с оптимизацией числа и диаметра сопловых отверстий при сверхвысоких давлениях впрыска. Предлагается совместная разработка фирм «Yanpaq» и «Woodward» системы топливоподачи нового типа с электронным управлением, отличающейся от систем типа «common rail». В новой системе используются обычная форсунка и индивидуальный топливный насос высокого давления с электронно-управляемым электромагнитным клапаном. Отсутствие аккумулятора высокого давления рассматривается как фактор повышенной надежности и безопасности. Табл. 6 Ил. 27. Библ. 8.

UDC 621.43

Putintsev S.V., Kuleshov A.S. and Agheev A.G. Empirical Dependence for Mechanical Losses Analysis in Four-Stroke Diesel Engines // *Dvigatelistroyeniye*. — 2014. — № 3. — P. 3–7.

Keywords: diesel engines, mechanical losses, mechanical losses pressure, lube oil temperature, regression analysis, empirical dependence.

According to our analysis, calculated trends for mechanical losses in diesel engines need certain refinement. This may be achieved through the use of regression equation taking account of friction pressure as a function of lube oil temperature. Calculated values vs. test results for various engine types are presented. 5 tables, 4 ill., 7 ref.

UDC 621.43.03

Plotnikov L.V., Mazheiko N.A. and Bussov K.A. Improvement of Fuel Atomization in Reciprocating Internal Combustion Engines // *Dvigatelistroyeniye*. — 2014. — № 3. — P. 8–11.

Keywords: reciprocating engine, fuel injection, boil-off, flame shape, fuel superheat degree, spray valve.

The research in question concerns atomization of boiling liquid jet discharged from a short nozzle. The authors offer a fuel injection method for diesel engines based on boil-off effect, when fuel flame shape may be tuned up through varying fuel superheat degree and length of injector axial channel. 3 ill., 9 ref.

UDC 621.431.74-44

Yur G.S. Boosting Combustion of Heavy Fuel in Diesel Engine // *Dvigatelistroyeniye*. — 2014. — № 3. — P. 12–15.

Keywords: diesel engines, heavy fuel, noxious emissions, cavitation fracture of a drop, gasification of sprayed fuel.

A new technology of enhancement of heavy fuel combustion is offered, that draws on cavitation phenomenon.

Experiments demonstrated that sprayed heavy fuel may be gasified through the use of cavitation phenomenon, which involves evolution of ethylene that acts as a combustion promoter. The effect in question is supported by the results of tests carried out on a high-speed diesel engine.

4 ill., 12 ref.

UDC 621.43.052

Tsyplenkin G.E. and Iovlev V.I. Turbocharging System Optimization as a Means to Improve Engine Fuel Efficiency // *Dvigatelistroyeniye*. — 2014. — № 3. — P. 16–22.

Keywords: turbocharger, switchable turbochargers, fuel efficiency, partial loads.

The article describes layouts and historical development of MTU, «Mitsubishi», MAN and «Honeywell» supercharge systems featuring switchable turbochargers. The sources reviewed demonstrate the potential of supercharge parameters improvement due to the use of switchable turbochargers at partial loads, which results in higher overall fuel efficiency. 22 ill., 17 ref.

UDC 621.43.052

Smirnov A.V. Noncontact Supports for Engine Turbocharger Rotors // *Dvigatelistroyeniye*. — 2014. — № 3. — P. 23–28.

Keywords: reciprocating engine, turbocharger, gas, magnetic and combined gas/magnetic rotor bearings.

The authors overviewed a number of patented noncontact (low-friction) supports for engine turbocharger rotors, such as gas, magnetic and combined gas/magnetic rotor bearings. The test result are presented for various turbocharger designs featuring noncontact supports. 8 ill., 12 ref.

UDC 621.822.273

Cherneiko S.V. and Tsipenyuk A.M. Testing Hydrodynamic Thrust Bearings with Parallel Surfaces for Performance // *Dvigatelistroyeniye*. — 2014. — № 3. — P. 29–33.

Keywords: thrust bearing, friction surface, laser texturing, measurements, friction coefficient.

Experiments have been carried out to evaluate the effects of friction surface laser texturing on friction coefficient and lubricant layer thickness in hydrodynamic thrust bearing. The test results were compared to those on bearings with conventionally-treated surfaces. The authors came to the conclusion that there is an urgent need for the development of mathematical models, algorithms and simulation codes to identify hydromechanical characteristics of bearings with laser-treated surfaces. 2 tables, 8 ill., 9 ref.

UDC 621.785

Ivanov DA. and Zasukhin O.N. Treatment of High-Strength and Spring Steels with Pulsating Gas Stream // *Dvigatelistroyeniye*. — 2014. — № 3. — P. 34–36.

Keywords: structural steel, design strength, elastic properties, gas-impulsive treatment.

Impact resistance of high-strength structural steel may be enhanced through the treatment with low-frequency gas stream, added with percussive action of hollow steel balls. The technology is shown as contributing into hardened steel better tempering and higher reliability of steel parts thus treated. Gas-impulsive treatment of steel wound springs results in increase in their relaxation resistance: compression spring — by 20 %, tension spring — by 50 %, torsion spring — by 2,6 times. 1 table, 1 ill., 6 ref.

UDC 621.43.068

Dunaev A.V. Serpentine Trybo-Compounds in Reworking of Outworn Engine Parts // *Dvigatelistroyeniye*. — 2014. — № 3. — P. 37–39.

Keywords: reciprocating engine, no-dismantle repair, serpentine trybo-compounds, repair coating, service life extension.

The author analyses evolution and structure of antifriction coating of engine parts remanufactured with serpentine trybo-compounds (PBC-process). Higher water content in engine exhaust gas is mentioned as one of consequences involved in PBC-process. 3 ill., 3 ref.

UDC 621.43.729.5; 621.43.036.17

Suranov G.I., Vorkov A.A. and Popov V.S. Improvement in Motorcar Engine Lubrication System // *Dvigatelistroyeniye*. — 2014. — № 3. — P. 40–43.

Keywords: motorcar engines, water/oil cooler, lower crankcase, cooling/heating, oil temperature optimization.

An water/oil cooler located in engine lower crankcase is proposed as a means of oil temperature optimization. Cooler effectiveness and optimization of oil temperature in a lower crankcase are confirmed with laboratory and field tests, including cold start in winter season. 2 tables, 5 ill., 4 ref.

UDC 621.43

Fuel Injection Concept for the Future Clean Diesel Engines (CIMAC-2013 Papers) // *Dvigatelistroyeniye*. — 2014. — № 3. — P. 44–56.

Keywords: diesel engines, NO_x emission, smoke, fuel injection systems.

One paper in question considers integrated solutions for fuel injection systems targeted at the improvement of engine environmental performance. A physical simulation technology was developed to evaluate the effect of ultrahigh fuel injection pressure on emission performance, including optimization of number of holes and nozzle hole diameter for higher injection pressure. Another paper presents a new fuel injection system developed by «Yanmar CO., LTD.», Japan in cooperation with «Woodward GmbH», Germany. Their «electronically-controlled fuel injection device», however, differs from widely-known common rail systems. A new system features conventional type injector and high-pressure injection pump with electronically-controlled solenoid valve. Such a solution involves no high-pressure accumulator, which contributes into higher reliability and safety level.

6 tables, 27 ill., 8 ref.

Вниманию авторов

Редакция обращает внимание авторов на тематическую направленность принимаемых к рассмотрению рукописей и необходимость выполнения требований по их оформлению.

Журнал «Двигателестроение» является ежеквартальным научно-техническим изданием, посвященным проблемам развития, проектирования, изготовления и эксплуатации поршневых двигателей.

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

- расчеты, конструирование, исследования двигателей;
- системы и агрегаты двигателей;
- конструкционные материалы;
- топливо и смазочные материалы, присадки;
- ресурсосбережение;
- эксплуатация и ремонт двигателей;
- автоматизация и диагностирование;
- проблемы экологии;
- гипотезы и дискуссии;
- история развития конструкций (проектов), предприятий и науки о двигателях;
- обзорная и справочная информация.

Текст рукописи должен быть представлен в двух экземплярах на бумаге формата А4, гарнитура Times New Roman 12, через полтора интервала, с обязательным приложением электронной версии на CD (в формате Microsoft Word 2000/2003), полностью соответствующей оригиналу на бумаге. Формулы в электронной версии должны быть набраны с использованием редактора формул Microsoft Equation 3.0. За достоверность набора формул несет ответственность автор. При использовании в наборе специальных шрифтов последние прилагаются в электронном виде. Электронные копии иллюстраций представляются отдельными файлами в форматах: TIF, JPG (не менее 300 dpi, черно-белые полутоновые изображения).

Представляя рукопись статьи в редакцию, автор должен сообщить о ее предыдущих публикациях.

Рукопись статьи должна иметь рекомендацию к публикации в журнале (направление) от организации, где выполнялась работа, а также акт экспертной комиссии с указанием того, что рукопись не содержит сведений, запрещенных к публикации в открытой печати.

Заглавие статьи должно быть кратким (не более 120 знаков), точно отражающим ее содержание.

Для оперативного решения вопросов, связанных с подготовкой рукописи к публикации, а также для размещения электронной версии журнала в НЭБ должны быть представлены сведения об авторах:

- фамилия, имя, отчество (полностью);
- ученая степень и звание;
- полное наименование места работы;
- полный почтовый адрес;
- действующие контактные телефоны, e-mail).

Для представления авторов читателям желательно присылать цветные или черно-белые фотографии авторов размером не менее чем 3×4 см. Допускаются электронные копии в форматах TIF или JPG.

Обязательными приложениями к рукописи являются: реферат, в котором четко и сжато изложены основные цели и результаты работы объемом от 700 до 1200 знаков; код УДК; ключевые слова.

Заглавие статьи, название организаций, ФИО авторов, ключевые слова и реферат необходимо присылать на русском и английском языках.

Объем статьи не должен превышать 25 тыс. знаков, включая таблицы и список литературы. Иллюстрации в виде графиков, диаграмм, схем и фотографий оформляются в виде приложений к тексту рукописи. Все приложения к тексту рукописи представляются на отдельных листах, а в электронной копии — в виде отдельных файлов. Формулы, иллюстрации и таблицы должны быть пронумерованы в порядке упоминания и снабжены поясняющими (подрисовочными) подписями. Все обозначения на иллюстрациях должны быть объяснены (расшифрованы) в тексте или в подрисовочных подписях и соответствовать обозначениям в тексте.

Даже если все иллюстрации заверстаны автором в текст электронной копии рукописи, то их представление в виде отдельных файлов и распечаток на отдельном листе обязательно.

В статьях желательно приводить только те математические формулы, которые необходимы для понимания существа вопроса, исключая их подробные выводы.

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

При написании формул необходимо использовать общепринятые обозначения физических величин по Международной системе единиц (ГОСТ 8.417–2002. Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин). Ссылки на цитируемые источники необходимо оформлять в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5 05–2008.

Если представленные в редакцию рукописи не удовлетворяют перечисленным требованиям, то они могут быть доработаны по согласованию с автором сотрудниками редакции. Услуги редакции по доработке рукописей статей платные.

Рукописи статей, поступившие в редакцию, рецензируются специалистами. Если у рецензента имеются обоснованные критические замечания, статья возвращается автору на доработку.

Редакция оставляет за собой право внесения в текст редакторских изменений, не искажающих смысла авторского текста. При поступлении в редакцию обоснованных критических замечаний, касающихся размещенного в журнале материала, редакция оставляет за собой право на их публикацию в порядке дискуссии.

Авторское право на конкретную статью принадлежит авторам. Ответственность за содержание статьи несет также автор. При перепечатке статьи или ее части ссылка на журнал обязательна.

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала