УДК 621.43.01:543.42.062

ИССЛЕДОВАНИЕ ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ДВИГАТЕЛЯХ МЕТОДОМ СПЕКТРОСКОПИИ ПЛАМЕН

С.А. Чесноков, д.т.н., проф., Н.Н. Фролов, к.т.н., проф., В.А. Березин, магистр
Тульский государственный университет

Моделирование горения и образования токсичных веществ в поршневых двигателях методом химического турбулентного тепломассообмена нуждается в проверочных экспериментах и измерениях ряда исходных параметров. Для этих целей выполнено исследование спектра пламени в цилиндре ДВС в ультрафиолетовом диапазоне, где излучение сажи практически отсутствует. Применение двухканального спектрометра позволило, помимо общего сканирования спектра, регистрировать яркость характерных полос радикалов ОН и СН, играющих ведущую роль в процессе горения. При анализе полученных данных подтверждена достаточная полнота выбранной схемы реакций для расчета образования вредных веществ, а также определены важнейшие характеристики процесса горения.

Химический турбулентный тепломассообмен (ХТТ) является инструментом моделирования химической кинетики реакций, происходящих в объеме камеры сгорания двигателя за фронтом пламени при наличии турбулентного конвективно-диффузионного перемешивания горючих и окисляющих компонентов смеси. Этот метод [1–3] объединяет химическую кинетику и тепломассообмен в процессе турбулентного горения.

Процессы ХТТ, начинаются при воспламенении топлива и продолжаются в течение такта расширения продуктов сгорания вплоть до выпуска их из цилиндра и определяют уровень токсичности отработавших газов, а также термодинамические параметры рабочего процесса двигателя.

Метод ХТТ, при достаточно корректных допущениях, включает в себя постановку и решение следующих задач:

➢ турбулентной газодинамики для расчета полей скоростей и коэффициента турбулентного обмена химически не реагирующей смеси в камере сгорания до зажигания и за фронтом пламени в зоне продуктов сгорания;

➢ впрыска топлива в цилиндр, его испарения и турбулентного перемешивания для расчета полей коэффициента избытка воздуха α в камере сгорания перед зажиганием;

➢ движения турбулентного фронта горения при известной из эксперимента скорости горения в зависимости от α, поскольку при движении фронт проходит зоны горючей смеси с различным α;

➢ химической кинетики горения в микроламинарном фронте на основе, например, кинетического механизма Басевича В.Я., при котором на участках фронта горения с местным значением α рассчитываются температуры, скорости оттока и состав продуктов сгорания за фронтом пламени;

➢ расчета полей скорости и коэффициента турбулентного обмена в зоне догорания за фронтом пламени на основе сокращенного механизма реакций легких частиц;

При использовании метода ХТТ для расчетов горения в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) возникает необходимость экспериментального получения ряда исходных параметров и промежуточных проверочных данных. В условиях ДВС спектроскопия пламени позволяет, в первую очередь, измерять яркость излучения спектральных полос радикалов как химически активных частиц. Обширный обзор литературных данных по результатам спектроскопии пламен, сделанный А. Гейдоном [4], показал, что интенсивность излучения зависит как от концентрации радикалов, так и температуры возбужденного состояния этих частиц. Это, в свою очередь определяет активность радикалов, т. е. степень и эффективность их участия в сложной цепи реакций горения. Уровень активности радикалов является следствием подготовительных физических процессов и предпламенных реакций, поэтому яркость спектральных полос гидроксила ОН, метина СН и радикала C_2 характеризует быстроту и полноту горения в целом.

В работе Хидео Судзи и др. [5] обнаружено ранее и одновременное появление всех трех радикалов при воспламенении топлива искрой зажигания и их последующее накапливание в процессе предпламенных реакций. Начало видимого горения совпадает с новым увеличением концентрации радикалов. При детонационном горении образование радикала ОН носит прежний характер, а радикалы СН и C_2 образуются только с началом видимого горения. Это свидетельствует

в пользу изменения механизма предпламенных процессов. Детальное обсуждение этих интересных результатов, к сожалению, в работе отсутствует.

В работе М. Гетгера [6] особо подчеркивается, что чувствительность излучения полосы ОН к конструктивным особенностям камеры сгорания и форсунки, то есть к организации процесса сгорания в целом, намного сильнее влияния других измеряемых параметров — давления и температуры. Усиление закрутки потока, увеличение числа отверстий в форсунке и высоты ее расположения способствуют интенсификации массообмена и испарения топлива, обеспечивая тонкий распыл и большую длину факела распыла. Это ускоряет подготовку горючей смеси, стимулируя более быстрое и полное сгорание, что проявляется в усилении яркости излучения полосы ОН.

Методика измерений

В работе использован модернизированный спектрограф ИСП-30, представляющий собой двухканальный спектрометр с датчиками яркости спектра — фотоумножителями ФЭУ-18А. Прибор имеет кварцевую оптику, позволяющую работать в ультрафиолетовой области, где влияние излучения сажистых частиц очень мало. Световой поток из цилиндра ДВС (рис. 1) поступает через индикатор качества смеси типа ИКС-1, выполняющий функции как свечи зажигания, так и световода. Стеклянная пробка (световод) заменена кварцевой, а разборная конструкция индикатора позволяет производить периодическое восстановление огневой поверхности кварцевой пробки полированием.

Следует отметить, что в отличие от дизелей, для двигателей с искровым зажиганием не характерно образование значительного количества сажи. При этом поверхность кварцевой пробки остается незагрязненной в течение десятков минут работы двигателя. Слабый коричневый налет, возникающий иногда при горении масла в цилиндрах легко смывается органическими растворителями.

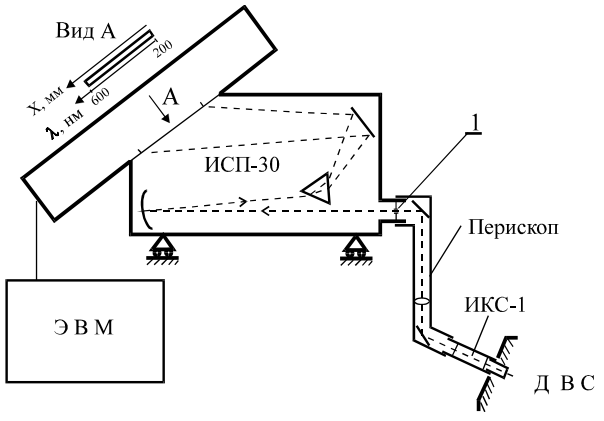


Рис. 1. Схема спектральных измерений

К объективу на входе спектрометра подсоединен световой канал, называемый в дальнейшем перископом.

Перископ создает резкое и достаточно яркое изображение светового пятна в плоскости входной щели 1. Щель вырезает из этого пятна плоский луч, который внутри спектрографа преломляется и образует в плоскости выходного окна (вид А) полосу спектра в диапазоне длин волн $\lambda = 200-600$ нм. Две выходные щели вырезают из спектра световые потоки, поступающие на фотоумножители, которые могут перемещаться относительно друг друга или вдоль оси x под действием вращающегося микрометрического винта.

Спектрометр работает в двух режимах:

➢ сканирование спектра — при движении фотоумножителя с малой скоростью (1 мм/с) вдоль выходного окна в направлении оси x;

➢ регистрация во времени импульсов излучения спектра при вспышках в цилиндре — для этого оба фотоумножителя устанавливаются неподвижно на определенных участках спектра (где высвечиваются радикалы ОН и СН).

Конструкция спектрометра и методика измерений подробно изложены в монографии [7].

Для получения базовых (эталонных) результатов удобно использовать пламя ацетилена в кислороде. На рис. 2 изображена спектральная кривая этого пламени, полученная на спектрометре ИСП-30. Интенсивность излучения I дана в условных единицах. В спектре выделяются мощные полосы излучения: радикала ОН с кантами (границами) 306 и 343 нм, а также радикала СН с максимумом в зоне ~ 430 нм.

Полученные результаты полностью соответствуют имеющимся литературным данным [4]. Это позволило перейти к исследованию пламен в цилиндрах ДВС.

Эксперименты проводились на двигателях F3R фирмы RENAULT с непосредственным впрыском топлива как эталонном (пробег 15 000 км), и ВАЗ-21011 (пробег 50 000 км). Первоначально был исследован горячий режим холостого хода (n = 800 об/мин).

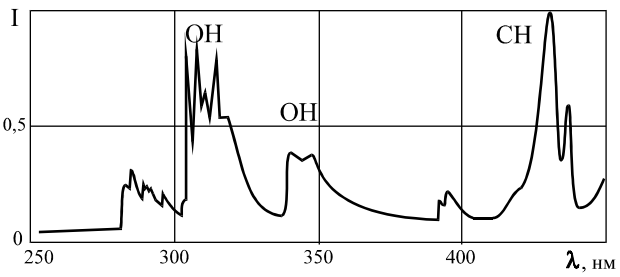


Рис. 2. Спектр пламени ацетилена в кислороде в ультрафиолетовой области

Сканирование спектра

Типичная осциллограмма для двигателя ВАЗ-21011 приведена на рис. 3. Быстрые импульсы сигнала фотоумножителя от коротких вспышек пламени в цилиндре не развернуты во времени и изображаются отдельными вертикальными линиями. Несмотря на разброс амплитуды импульсов вырисовывается общая картина спектра в диапазоне длин волн λ = 550−250 нм. В ней обнаруживаются зеленая и голубая полосы излучения радикала C_2 с максимумами ~ 530 и 480 нм, сильно выраженная полоса радикала CH с максимумом излучения при ~ 430 нм в синей области и полоса излучения OH в ультрафиолетовой зоне при длинах волн ~ 310 нм. Остальные молекулярные полосы не просматриваются из-за вполне естественной при низких давлениях холостого хода хаотичности процесса горения. Полученные данные полностью соответствуют механизму горения ацетилена (см. рис. 2).

Регистрация яркости спектральных полос OH и CH

Используя градуировку спектрометра, оба фотоумножителя можно установить на участки спектра, где обнаружены полосы излучения, соответственно, радикалов OH и CH. Скоростная регистрации сигналов на ЭВМ позволяет получить развертку импульсов излучения во времени при работе двигателя.

Важно отметить, что отсутствие в настоящее время какой-либо законченной теории неравновесных процессов горения не позволяет определить по яркости излучения молекулярных полос спектра концентрацию частиц в зоне горения и другие характеристики. Поэтому общепринятым является лишь сравнительный метод оценки яркости излучения, который и будет использоваться ниже.

Диагностика и регулирование ДВС

Высокий пик излучения радикала в импульсе 1 (рис. 4) является наиболее оптимальным для двигателя и отражает быстрое протекание цепных реакций и в какой-то мере предпламенных процессов в целом. С повторяемостью 90 % он наблюдается для всех цилиндров двигателя F3R RENAULT. Основание пика соответствует продолжительности горения; в режиме горячего холостого хода оно составляет 6−8 мс. Для всех цилиндров цвет пламени по индикатору качества смеси ИКС-1 синий.

В двигателе ВАЗ-21011 импульсы 2, преобладающие (с повторяемостью 80 %) во втором и третьем цилиндрах, имеют выраженный пик горения и в нижней части излучение фона — сплошной спектр сажи. Это излучение исчезает лишь при открытии выпускного клапана, когда резко падают давление и температура. В этих цилиндрах время горения $\tau_{гор}$ ~ 10 мс (n = 800 об/мин), наблюдаемый цвет пламени в индикаторе ИКС-1 — синий.

В первом и четвертом цилиндрах преобладают (90 %) импульсы 3 и 4, горение затянуто во времени и сопровождается образованием значительного количества сажи; цвет*а* пламени в индикаторе — желтый для цилиндра 1 и желто-фиолетовый для цилиндра 4.

Особо следует остановиться на структуре пика горения импульсов 1 и 2. Величина пика определяется не только излучением радикала и сажи. На рис. 3 видно, что сигнал фотоумножителя, движущегося вне полосы излучения радикала, по-прежнему имеет пик горения. Он может определяться молекулярными реакциями окисления, создающими свой «фоновый», сплошной спектр, а также частью излучения CH, OH и других возбужденных молекул, «размытой» по всему спектру из-за рассеяния на мелких частицах сажи [4].

Ранее уже отмечалась высокая чувствительность интенсивности излучения радикалов в зависимости от характера и качества горения топлива в цилиндрах. Уменьшение опережения зажигания на 2° поворота коленчатого вала от оптимального практически устраняет пики горения с осциллограмм всех цилиндров ВАЗ-21011.

На рис. 5 представлены импульсы излучения спектральных полос в цилиндре 3 двигателя ВАЗ-21011 при регулировке качества горючей смеси; здесь α — коэффициент избытка воздуха, вычисленный по измеренным расходам бензина и воздуха. Анализ спектра излучения показывает,

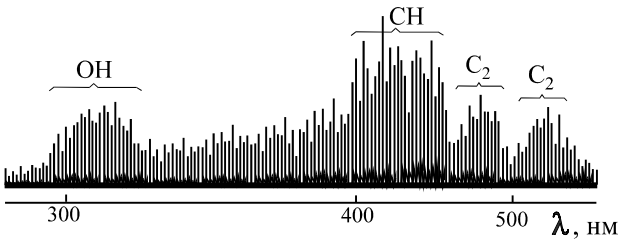


Рис. 3. Вид осциллограммы сканирования спектра ДВС

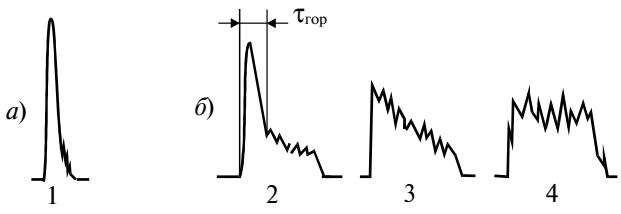


Рис. 4. Импульсы излучения полос радикалов в спектре двигателей:
а — F3R RENAULT; *б* — ВАЗ-21011

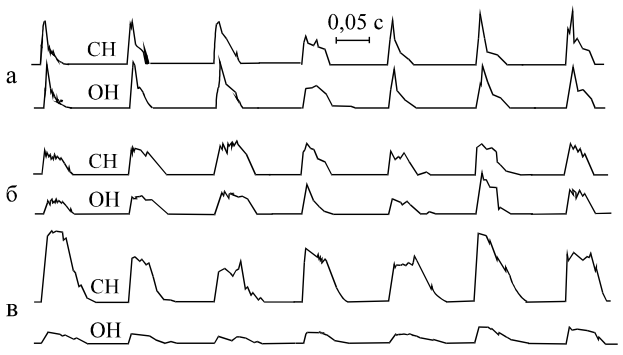


Рис. 5. Импульсы излучения полос CH и OH в цилиндре ВАЗ-21011 при регулировке качества смеси в режиме горячего холостого хода:

а) $\alpha = 1$; *б*) $\alpha = 1{,}3$; *в*) $\alpha = 0{,}5$

что если обеднение смеси уменьшает амплитуду импульсов обоих радикалов, то обогащение уменьшает амплитуду импульса гидроксила OH и увеличивает амплитуду импульсов CH при затягивании горения во времени.

Рост излучения в видимой области спектра, где находится полоса CH, связан, в первую очередь, с усилением излучения сажи в этой зоне. Активное образование сажи стимулируется избытком горючего и подтверждается желтым цветом пламени в индикаторе ИКС-1. Полоса гидроксила OH находится в ультрафиолетовой зоне, где фоновое излучение сажи мало (в соответствии с законом Планка) и яркость полосы OH на этом фоне в большей степени характеризует активность радикалов и, тем самым, скорость реакций горения.

Таким образом, визуальную настройку избытка воздуха по цвету пламени в индикаторе ИКС-1 можно заменить более точной приборной настройкой на максимальную яркость полосы излучения радикала OH [8].

Определим время горения $\tau_{гор}$ как продолжительность импульса излучения радикалов в цилиндре 2 двигателя ВАЗ-21011 (см. рис. 4) — по кривой температуры или давления в цилиндре

Таблица 1

Продолжительность горения и скорость движения фронта пламени в двигателе ВАЗ-21011

	Режимы работы двигателя:		
	холодный ход $n \sim 1200$ об/мин	**горячий ход $n = 800$ об/мин**	**номинальный режим $n = 3000$ об/мин; $M = 50$ Нм**
$\tau_{гор}$, мс	11–25	8 ± 2	$2{,}0 \pm 0{,}3$
$\varphi_{гор}$, град ПКВ	80–180	$38 \pm 9{,}5$	$36 \pm 5{,}5$
$w_{тур}$, м/с	5,1–2,3	7 ± 2	28 ± 4

это время определить невозможно. В табл. 1 приведены также угол поворота коленвала $\varphi_{гор}$, соответствующий $\tau_{гор}$, и вычисленная средняя скорость движения турбулентного фронта пламени $w_{тур}$ как отношение пути фронта ко времени горения. Значения $w_{тур}$ при различных коэффициентах избытка воздуха необходимы для решения задач ХТТ.

Сравнение расчетных и экспериментальных данных

Принятый в задачах ХТТ кинетический механизм горения включает в себя реакции распада октана (заменяющего бензин), кинетический механизм горения легких углеводородов В.Я. Басевича и механизм Я.Б. Зельдовича для образования оксида азота — всего 264 реакции для 34-х компонентов. Процесс изменения состава продуктов горения во времени τ, происходящий в элементе массы, пересекающем ламинарный фронт пламени, назовем нульмерной химической кинетикой. Расчет нульмерной кинетики является базовым, в нем для выбранной схемы реакций горения впервые определяются температура, тепловыделение и состав смеси в функции времени.

В зависимости от избытка воздуха процесс горения при пересечении фронта продолжается от 20 до 60 мкс. За это время температура T достигает максимального значения (рис. 6, *а*), содержание конечных продуктов сгорания CO_2 и H_2O стабилизируется. Концентрация радикалов CH_n (*б*) возрастает, а затем снижается к 10-й мкс процесса. Радикал CH (излучающий в спектре) является типичным углеводородным радикалом. Содержание второго излучающего радикала OH (*в*) достигает ~ 1 %, что способствует «выгоранию» токсичного оксида углерода CO (*а*) и превращению его в диоксид CO_2. Увеличение мольных долей радикалов O (*г*) и OH определяет превращение части азота N_2 в токсичный оксид NO (*г*). Полное описание кинетики горения см. в [1].

Таким образом, рассмотренные радикалы можно разделить на горючие: CO, CH, NO и окисляющие: OH и O. Из табл. 2 видно, что максимальные во времени доли радикалов сильно зависят от коэффициента избытка воздуха α. Для горячих и окисляющих радикалов эта зависимость различна (наибольшие значения подчеркнуты). Если содержание CO и CH определяется избытком горючего, то доля OH, O и NO — преобладающим влиянием температуры горения T_G. В целом поведение горючих и окисляющих радикалов характеризуют, соответственно, метин CH и гидроксил OH.

На рис. 7 для режима холостого хода двигателя ВАЗ-21011, приведено сравнение расчетных

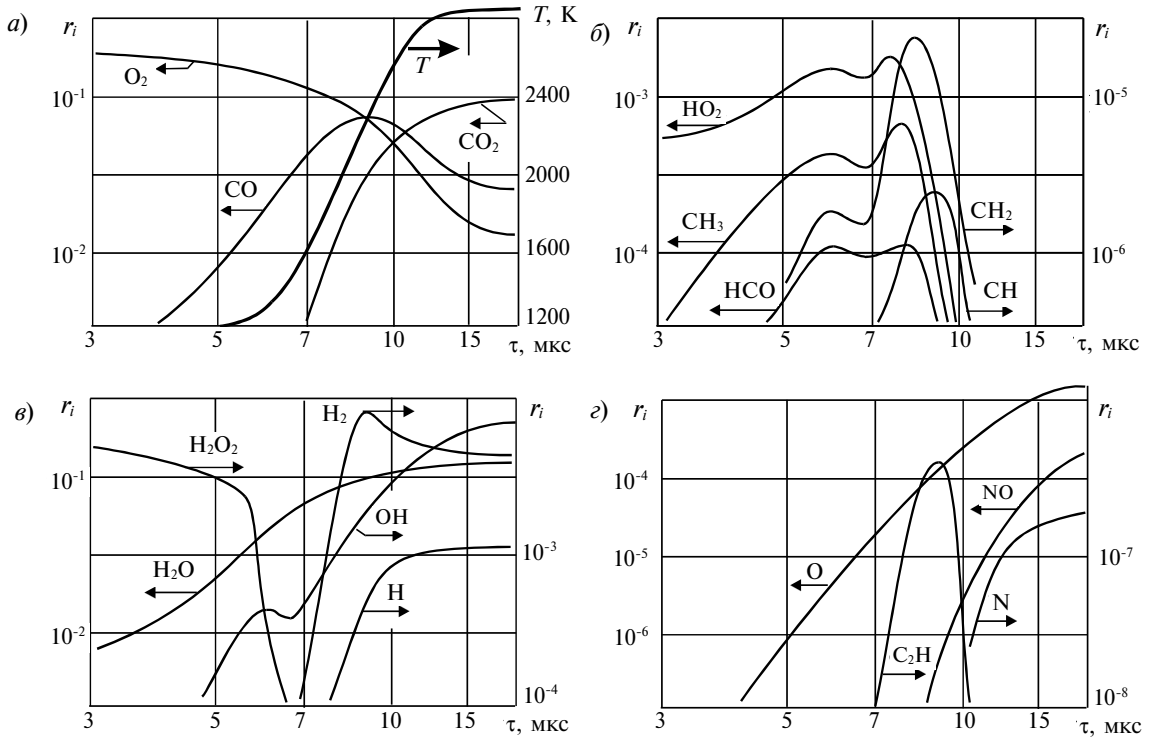


Рис. 6. Температура (*а*), а также мольные доли легких радикалов и конечных компонентов (*а*–*г*) в нульмерной кинетике горения (*p* = 6 МПа, α = 1)

Таблица 2

Температура горения и максимальные мольные доли основных радикалов при различном избытке воздуха по данным нульмерной кинетики (*p* = 6 МПа)

α	T_G, К	CO	CH	OH	O	NO
0,6	2676	0,138	0,360E-05	0,664E-03	0,695E-4	0,174E-5
0,8	2882	0,102	0,293E-05	0,377E-02	0,235E-3	0,473E-4
0,9	2915	0,0915	0,268E-05	0,639E-02	0,674E-3	0,192E-3
1,0	2883	0,0841	0,242E-05	0,770E-02	0,107E-2	0,231E-3
1,2	2677	0,0633	0,125E-05	0,562E-02	0,795E-3	0,127E-3
1,5	2442	0,0527	0,537E-06	0,300E-02	0,362E-3	0,366E-4

максимальных долей радикалов и экспериментальных данных по интенсивности излучения их полос. Каждая точка эксперимента определена, как средняя по 7 пикам излучения радикала (см. рис. 5). Результаты представлены в относительном виде — максимальные мольные доли *r* и яркости излучения I приняты за единицу. Несмотря на то, что излучают лишь «возбужденные» радикалы и доля их от концентрации радикала неизвестна, качественное соответствие расчетных и экспериментальных данных представляется удовлетворительным. Это свидетельствует в пользу достоверности использованного кинетического механизма горения.

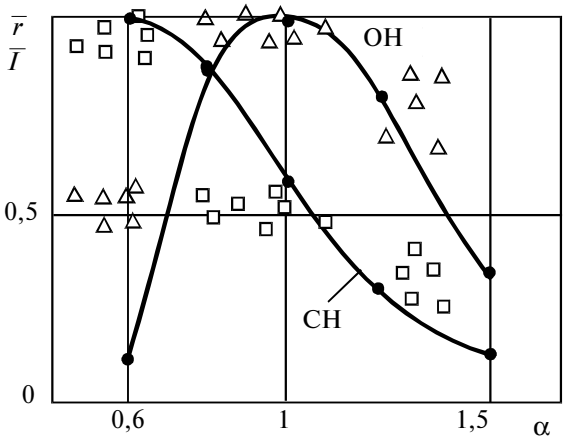


Рис. 7. Расчетные графики относительной максимальной мольной доли радикалов и экспериментальные точки относительной интенсивности их спектрального излучения:
△ — OH; □ — CH (*p* = 0,7 МПа)

Неравномерность процессов горения в цилиндрах

К принципиальным недостаткам многоцилиндровых ДВС необходимо отнести неодинаковость (неидентичность) рабочих процессов в разных цилиндрах. Причиной являются конструктивные особенности блока цилиндров, впускного и выпускного коллекторов, различия в условиях те-

Таблица 3

Корреляция данных спектрометрии и индикаторной мощности цилиндров

Цилиндры		1	2	3	4	Доверительные интервалы
F3R	$I_{ср}$	0,55	0,84	0,70	0,76	± 0,12
	N_i, Вт	467	490	474	477	± 10 Вт
ВАЗ	$I_{ср}$	0,45	0,80	0,71	0,42	± 0,17
	N_i, Вт	565	522	488	530	± 30 Вт

плообмена, наполнения цилиндров и т. п. Это затрудняет настройку каждого из цилиндров на оптимальный режим работы.

В табл. 3 для обоих двигателей приведены средние амплитуды интенсивности излучения $I_{ср}$ радикала ОН по каждому цилиндру. Там же приведена индикаторная мощность по цилиндрам N_i, рассчитанная по экспериментально полученным индикаторным диаграммам.

Для цилиндров F3R RENAULT характерна взаимосвязь этих величин — максимальные (в рамке) и минимальные (подчеркнуты) значения $I_{ср}$ и N_i соответствуют друг другу.

Отсутствие такой зависимости для ВАЗ-21011 с пробегом 50 000 км связано, видимо, с износом двигателя, горением масла с образованием сажи. Примером является первый цилиндр двигателя ВАЗ-21011, в котором повышенный расход масла на угар можно объяснить высокими температурами головки блока цилиндров вблизи выхода горячего охладителя. Повышение температуры снижает вязкость масла и способствует его просачиванию по штокам клапанов в течение такта всасывания. Образующаяся при горении сажа снижает интенсивность излучения пика горения из-за падения температуры. Бо́льшие значения индикаторной мощности в цилиндрах 1 и 4 связаны, по-видимому, с лучшими условиями наполнения этих цилиндров именно в режимах глубокого дросселирования, когда из-за большого гидравлического сопротивления карбюратора среднее давление на всасывании падает до $0{,}4 \cdot 10^5$ Па. При обработке осциллограмм удается экспериментально выявить различие продолжительности горения $\tau_{гор}$ по цилиндрам 1–4, равным соответственно 13, 8, 6 и 11 мс (± 2 мс).

Для режима холостого хода двигателя ВАЗ-21011 проведены расчеты рабочего процесса многоцилиндрового ДВС по математической модели и алгоритму Елагина М.Ю. [9]. В расчетах варьировался коэффициент неполноты сгорания топлива $\chi_н$ в каждом цилиндре. Значения $\chi_н$, обеспечивающие расчетное время горения $\tau_{гор}$, близкое к экспериментальному (указанному выше), приведены в табл. 4.

Таблица 4

Значения коэффициента неполноты сгорания и расчетного времени горения в цилиндрах двигателя ВАЗ-21011

Цилиндры	1	2	3	4
$\tau_{гор}$, мс	14,7	7,6	7,6	11,9
$\chi_н$	0,5	0,8	0,8	0,6

Таким образом, приведенные в статье результаты исследования показывают, что данные спектрометрии пламени можно эффективно использовать для качественного подтверждения полноты механизма реакций горения, а также оценки значений таких трудноопределяемых параметров, как турбулентная скорость горения и коэффициент неполноты сгорания топлива в цилиндрах ДВС.

Литература

1. *Чесноков С.А., Потапов С.А.* Химический турбулентный тепломассообмен в двигателях внутреннего сгорания. — 2-е изд., пересмотр. и дополн. — Тула : Изд-во Тульского гос. ун-та, 2009. — 500 с.

2. *Чесноков С.А., Фролов Н.Н., Дунаев В.А., Кузьмина И.В.* Моделирование горения и образования токсичных веществ в ДВС с непосредственным впрыском топлива // Двигателестроение. — 2005. — № 2. — С. 18–22.

3. *Чесноков С.А., Фролов Н.Н., Потапов С.А., Тишин С.А.* Турбулентность при горении в ДВС // Двигателестроение. — 2008. — № 1. — С. 13–16.

4. Гейдон А. Спектроскопия пламен. — М. : Иностр. лит, 1959. — 382 с.

5. *Shoji H., Saima A., Sasao T. and al.* The Behavior of Radikal Luminescence Intensity in a Spark Ignition Engine // ISAE Rev. — 1992. — 13. — № 1.

6. *Hotger M.* Einsatzgebiete der Integralen Lichtleit — Meβtechnik // Motortechn. Z. — 1995. — № 5.

7. *Чесноков, С.А.* Спектрометрия двигателей внутреннего сгорания. — Тула : ТулГУ, 2007. — 146 с.

8. Патент 2182251 РФ, МПК F 02 M 65 / 00, H 01 T 13 / 48. Устройство для диагностики качества горючей смеси двигателя внутреннего сгорания / С.А. Чесноков, Н.Н. Фролов, К.А. Авдеев и др. Опубл. 10.05.02, Бюл. № 13.

9. *Елагин М.Ю., Кузьмина И.В.* Математическая модель и теоретические исследования рабочих процессов многоцилиндровых двигателей внутреннего сгорания. Известия ТулГУ, сер. Автомобильный транспорт, вып. 3 — Тула : ТулГУ. — 1999. — С. 104–110.

УДК 621.436

ОСОБЕННОСТИ РАЗВИТИЯ ТОПЛИВНОЙ СТРУИ ПРИ ДВУХФАЗНОМ ВПРЫСКЕ

В.Ю. Рудаков, инж.
Коломенский институт (филиал) Московского государственного открытого университета

Представлены результаты исследования влияния давления топлива на развитие топливной струи в холодной бомбе для двухфазного впрыска, полученные оптическими методами и скоростной киносъемкой. Киноограммы показывают, что движение 1-й струи особенностей не имеет и торможение фронта происходит быстро. В неравномерности движения 2-й струи отражены изменения давления топлива. При малых $p_{впр}$ 2-я струя догоняет 1-ю на малых удалениях от сопла, при больших $p_{впр}$ эта дистанция растет. Полученные материалы применялись при разработке метода расчета развития топливной струи.

В [1] сообщалось о некоторых результатах исследования двойного впрыска. Однако работы, проведенные на установке ДПО [2], этим ограничены не были. Изучалось влияние давления топлива на развитие струи при двойном впрыске.

Условия впрыска. Система топливоподачи аккумуляторная, электрогидравлическая, форсунка однодырчатая, $d_c = 0{,}4$ мм. В режиме холодной статической бомбы задавались следующие значения давления впрыска: 51; 45; 36,5; 28,5; 20; 13 МПа. Плотность и температура воздуха в камере имели значения $\rho_в = 29$ кг/м^3, $t_в = 20$ °С. Длительность 1-го гидроимпульса давления впрыска задавалась равной 1 мс, паузы — 0,5 мс, 2-го гидроимпульса — 4 мс. Их величины при смене давления впрыска отклонялись от заданных и принимали значения 1,35–0,89 и 0,22–0,61 мс соответственно.

Давление впрыска регистрировалось перед сопловым отверстием одновременно с киносъемкой. На рис. 1 приведена осциллограмма давления впрыска $p_{впр} = f(t)$ для давления в аккумуляторе $p_{ак} = 65{,}73$ МПа. Передние фронты обоих гидроимпульсов давления на 2/3 $p_{впр\ max}$ линейны. Скорость киносъемки 4200–4800 кадр/с.



Рис. 1. Давление топлива при двухфазном впрыске

Развитие струи. Из $S(t)$ диаграмм (рис. 2, 3) видно, что движение 1-й струи (ряд *1*) особенностей не имеет, за исключением того, что кратковременность 1-го гидроимпульса определяет ее невысокую энергию, вследствие чего торможение фронта при малых $p_{впр}$ происходит относительно быстро. После окончания впрыска струя переходит в инерционное движение, спустя 0,5–0,7 мс начинает терять свои очертания и становится все более рыхлой и бесформенной. При изменении $p_{впр}$ от 51 до 36,5 МПа дистанцию 105 мм до стенки камеры первая струя проходит за 2,30; 2,64; 3,20 мс. Вторые струи (ряд *2*) при тех же $p_{впр}$ достигают стенку камеры в 1,6–1,8 раз

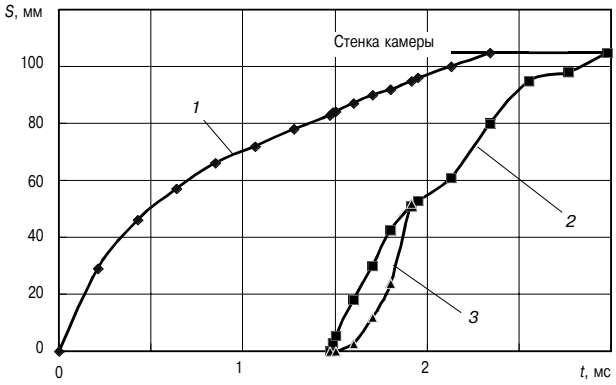


Рис. 2. Зависимость $S = f(t)$ $p_{впр} = 51$ МПа

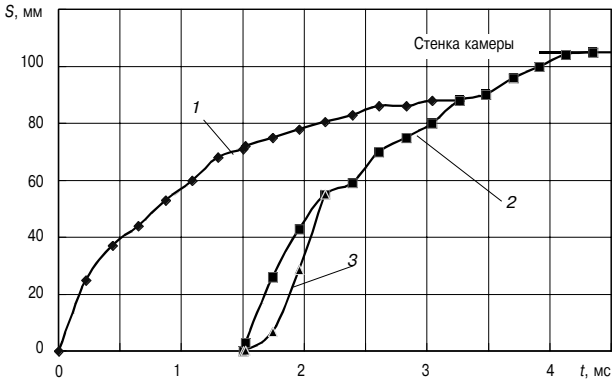


Рис. 3. Зависимость $S = f(t)$ $p_{впр} = 28{,}5$ МПа

быстрее, чем первые. При давлениях $p_{впр}$ = 28,5; 20; 13 МПа вторые струи догоняют первые на расстоянии 84–90 мм от сопла в интервале времени 3,40–4,10 мс, сливаются с ними и далее движутся как одна струя (рис. 3), достигая стенки в моменты 4,16; 5,20; 5,90 мс. Вместе со снижением $p_{впр}$ снижается расстояние, на котором вторая струя догоняет первую, а время до слияния возрастает. Такое слияние должно быть и для трех первых режимов, но так как длина камеры ограничена, а дистанция слияния растет вместе с давлением, наблюдается лишь изменение моментов времени достижения стенки обеими струями. На рис. 4 приведена зависимость времени движения струи до стенки от давления впрыска. Первые струи — ряд *1*, вторые — ряд *2*. Собственное время движения второй струи — ряд *3*.

Для всех $p_{впр}$ начальный участок движения 2-й струи $S_н$ имеет высокую крутизну и линейность. В некоторых случаях заметна его вогнутость. С ростом $p_{впр}$ его протяженность тоже растет и может достигать 55 мм. Исходя из предположения, что этот участок соответствует участку линейного нарастания давления 2-го гидроимпульса, был проведен обсчет движения 2-й струи без учета сопротивления воздуха. Результаты показали, что движение вершины 2-й струи происходит по степенной зависимости (см. рис. 2 ряд *3*; рис. 3). Различие рассчитанных и полученных экспериментально траекторий можно объяснить тем, что первая струя разгоняет попутный поток воздуха до скорости, близкой к скорости истечения при $p_{впр\ max}$, причем за период короткой паузы он затухает незначительно. Распыленное топливо 2-й струи подхватывается попутным потоком и приобретает скорость, близкую к скорости его движения. При этом скорость движения вершины в начале впрыска может превышать скорость истечения. На некоторых кинограммах фронт 2-й струи выглядит размытым и удлиненным, что подтверждает данное явление.

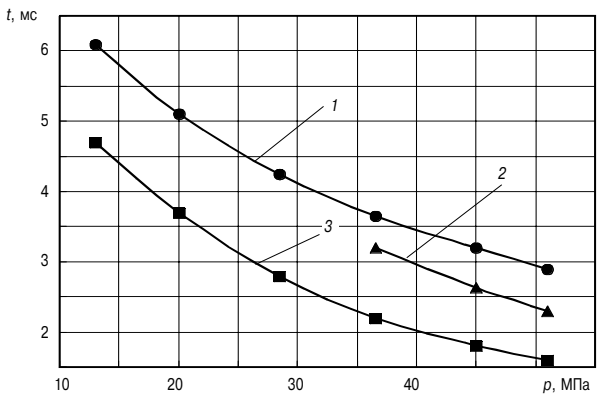


Рис. 4. Зависимость $t = f(p)$

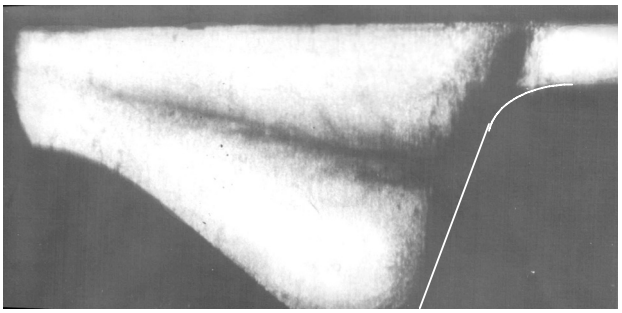


Рис. 5. Обтекание стенки камеры струей распыленного топлива

Такое движение распыленного топлива возможно не только для второй струи, но и для любых ниспадающих участков импульсов давления как двухфазного, так и непрерывного впрыска, т. е. там, где скорость попутного потока выше скорости истечения топлива. Другим косвенным подтверждением высокой скорости попутного потока являются кинограммы обтекания распыленным топливом стенки камеры после того, как струя столкнется с ней (рис. 5). Высокая скорость попутного потока способствует сохранению структуры струи, характерной для двухфазных потоков. В противном случае распыленное топливо растекалось бы по стенке тонкой пленкой и оседало на ней. В действительности струя растекается в виде объемного диска.

Неравномерности движения вершины 2-й струи после $S_н$ вызваны неравномерностями изменения давления 2-го гидроимпульса, что обусловлено изменением скорости истечения и ослабленным сопротивлением воздуха на начальном участке движения. На движение струи они оказывают воздействие с задержкой $t_к$, в течение которой количество движения впрыснутого топлива передается вершине. Взаимосвязь $t_к$–S определяется уравнением

$$S_к = 41{,}807 \cdot d_c \cdot \mathrm{We}^{0{,}161} \cdot Э^{0{,}2105} \cdot \mathrm{M}^{0{,}175} \cdot \rho^{-0{,}291}.$$

Для 1-й струи неравномерное воздействие $p_{впр}$ на движение струи демпфируется встречным взаимодействием струя–воздух, отчего ее траектория выглядит более сглаженной в сравнении со 2-й. Угол конуса 2-й струи не выходит за пределы 1-й и при подлете к стенке составляет 12–24°.

Взаимодействие струя–воздух. Головная часть струи является своего рода интегрирующим звеном, где суммируется энергия ее элементов срабатывается на преодоление сопротивления воздуха. Вливаясь в нее, структурные элементы струи быстро теряют скорость движения, догоняющие элементы передают свою энергию передним. При этом структура струи сохраняется, а интервалы между элементами растут. Независи-

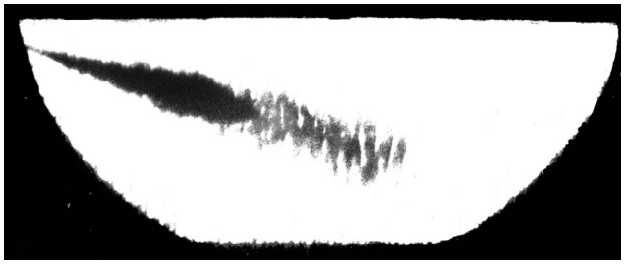


Рис. 6. Движение второй струи в остаточном шлейфе первой

мо от своей структуры головная часть движется как тело, имеющее общее количество движения для сосредоточенной в ней массы, непрерывно питаемое топливом, воздухом и энергией, т. е. как тело переменной массы.

Вторая струя, перемещаясь вслед за первой, поглощает ее разрыхленную массу и, догнав вершину, встречает невозмущенную воздушную среду, испытывая при этом некоторое торможение. Далее, получив очередной импульс вытекающего топлива, скорость ее возрастает. На рис. 3 видно, как почти исчерпавшая свою энергию 1-я струя при слиянии получает подпитку от 2-й струи. Вторая струя в этот момент незначительно тормозится. Торможение в момент слияния наблюдается не на всех кинограммах. До слияния, при равных S, энергия второй струи срабатывается на преодоление сопротивления воздуха значительно меньше чем первой. Поэтому на $S(t)$ диаграммах хорошо видна неравномерность движения 2-й струи, вызванная неравномерностью $P_{впр}$. На рис. 6 приведен фрагмент кинограммы двухфазного впрыска, где видно движение второй струи в разрыхленной массе первой. На скорость движения струи, ее затухание, кроме давления впрыска, большое влияние оказывает крутизна переднего фронта гидроимпульса давления (скорость нарастания давления). Чем выше его крутизна, тем более крутой является траектория движения струи. Чем выше давление, тем медленнее срабатывается скорость на преодоление сопротивления воздуха. Сопротивление встречного потока воздуха по мере развития струи и изменения ее скорости, как показали данные обработки материала, неравномерно. Результаты исследований были использованы для разработки метода расчета геометрических параметров топливной струи.

Литература

1. *Крупский М.Г, Рудаков В.Ю, Чугунов А.В.* О двухфазном впрыскивании дизельной форсункой // Новые технологии. — 2000. — № 2. — С. 31–33.

2. *Никитин Е.А., Никонов Г.В., Крупский М.Г., Куянов Ю.Ф.* Установка для исследования процессов, протекающих в камере сгорания дизеля // Двигателестроение. — 1988. — № 1. — С. 8–9.

3. *Крупский М.Г., Рудаков В.Ю., Чугунов А.В.* Методика расчета геометрических параметров струи распыленного топлива в камерах сгорания дизелей // Новые технологии. — 2000. — № 2. — С. 31–33.

4. *Крупский М.Г., Рудаков В.Ю.* Методика расчета геометрических параметров и динамики струи распыленного топлива при впрыске дизельной форсункой // Вестник МГТУ им Баумана Н.Э. Сер. «Машиностроение» — 2007. — № 4. Всероссийский научно-технический семинар по автоматическому управлению и регулированию теплотехнических установок им. проф. Крутова В.И. 31 января 2007 г. — 116 с.

5. *Крупский М.Г., Рудаков В.Ю.* Расчет геометрических параметров струи топлива при впрыске в камеру сгорания дизеля // Двигателестроение. — 2008. — № 1. С. 24–25.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ
Ориентировочные тарифы на 1 полугодие 2011 г.

Первая страница обложки	Полноцветная	38 000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	34 000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	36 000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	34 000 руб.
	Черно-белая	30 000 руб.

УДК 621.43.052

ТУРБОКОМПРЕССОРЫ С ВЫСОКОЙ СТЕПЕНЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ДОКЛАДАХ КОНГРЕССА SIMAC 2010

Г.Е. Ципленкин, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н., А.А. Коженков, инж., А.Н. Сухарев, к.т.н.
ООО «ТУРБОКОМ»

В настоящее время одна из главных проблем силовых установок с двигателями внутреннего сгорания — снижение эмиссии вредных веществ, в первую очередь NO_X. В каждой области применения двигателей действуют собственные нормы ограничения эмиссии — IMO, EPA, TA-Luft, UIC, которые периодически ужесточаются. Так, в соответствии с требованиями IMO II с 2011 г. эмиссия NO_X должна быть уменьшена примерно на 20 %. Такое снижение NO_X может быть достигнуто при использовании цикла Миллера, для реализации которого требуется турбокомпрессор с высокой степенью повышения давления. Кроме того, сохраняется тенденция форсирования двигателей по среднему эффективному давлению, что также требует установки турбокомпрессоров с высокой степенью повышения давления. Все ведущие фирмы по производству турбокомпрессоров совместно с двигателестроителями активно ведут работы по созданию таких агрегатов, о чем свидетельствуют материалы докладов, представленные на конгрессе CIMAC 2010.

1. Новые турбокомпрессоры для двигателей более высокой форсировки с жесткими требованиями по эмиссии [1].

Фирма ABB представила на рынок ряд турбокомпрессоров (ТК) ряда A100, которые позволят удовлетворить требования IMO II по снижению эмиссии NO_X за счет совершенствования рабочего процесса. Жесткие требования по эмиссии требуют более высокой степени повышения давления (СПД) и более высокого КПД ТК для всех типов двигателей. СПД в ТК для высокооборотных (ВОД) и среднеоборотных двигателей (СОД) достигают значений 5,8, а в ТК малооборотных двигателей (МОД) — 4,7 с максимальным КПД 75 % на частичных нагрузках (рис. 1.1, 1.2).

В соответствии с назначением двигателя и конкретных требований предлагаются три серии ТК: ТК A100-H — для ВОД, работающих на соляре и газе; ТК A100-M — для СОД, работающих на тяжелом топливе, соляре и газе; ТК A100-L — для МОД, которые работают на тяжелом топливе.

Потребность в комплектации ВОД и части СОД покрывается ТК с радиальной турбиной, часть СОД с большими расходами комплектуется ТК с осевой турбиной. ТК типа A100-H и A100-M с радиальной турбиной являются модернизированным вариантом ТК серии TPS, ТК типа A100-M с осевой турбиной спроектирован на основе ТК серии TPL-C, ТК типа A100-L с осевой турбиной разработан на основе ТК серии TPL-B, что обеспечивает идентичность присоединительных размеров новых ТК по отношению к предшествующим моделям.

Система наддува с постоянным давлением применяется как на МОД, так и на ВОД. Однако для

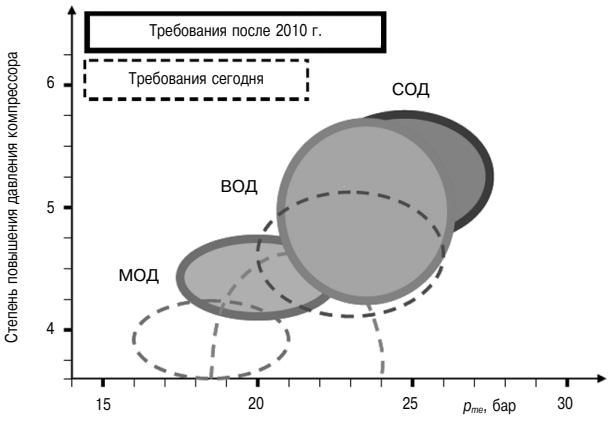


Рис. 1.1. Требуемые степени повышения давления в компрессоре в зависимости от типа двигателей и среднего эффективного давления

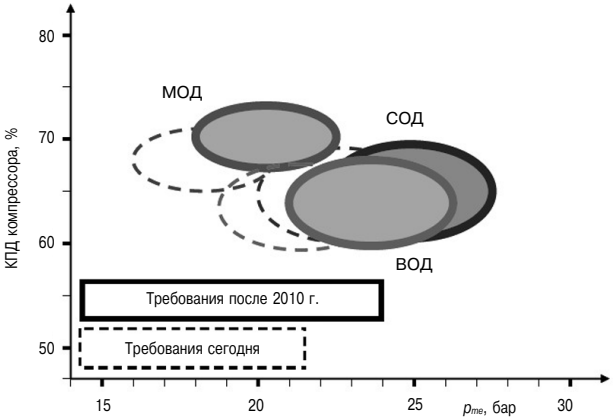


Рис. 1.2. Требуемые КПД турбокомпрессора в зависимости от типа двигателя и среднего эффективного давления

ВОД требуются более высокие СПД, поэтому системы наддува ВОД имеют более низкий КПД. Импульсная система наддува находит применение на ВОД и СОД, поскольку позволяет использовать энергию выпускного импульса в турбине.

Учитывая тенденцию ужесточения нормативов выбросов вредных веществ, фирма ABB считает, что для удовлетворения требований IMO II системы наддува двигателей различных типов должны иметь параметры, значения которых приведены на рис. 1.1 и 1.2. При этом наиболее высокие значения параметров наддува требуются для газовых двигателей, что связано с необходимостью устранения детонации. Анализ термодинамических требований к ТК показывает небольшое расхождение между условиями их применения на ВОД и СОД и заметную разницу с условиями применения на МОД.

Топливная экономичность и эмиссия NO_X связаны обратно пропорциональной зависимостью, справедливой для двигателей любой быстроходности. Если двигатель настроен на уменьшение эмиссии, то удельный расход топлива увеличивается. При раннем начале сгорания снижается топливная экономичность, при позднем начале сгорания уменьшается эмиссия NO_X (рис. 1.3). Однако увеличение давления в воздушном ресивере и повышение КПД ТК может компенсировать в какой-то степени падение топливной экономичности. Результаты испытаний на двигателе с исходным давлением наддува 4,2 бара в воздушном ресивере и КПД ТК 66 % показывают возможности регулирования характеристик двигателя за счет изменения характеристик ТК.

Необходимость компенсации потерь экономичности при снижении выбросов зависит также от типа двигателя, качества топлива и его цены. Например, для ВОД мощностью 1000 кВт, работающего на соляре, уменьшение топливной экономичности на 1 г/кВт·ч приводит к увеличению расходов на эксплуатацию примерно $3400 за 5000 ч работы. Для МОД мощностью 50 МВт, работающего на тяжелом топливе, уменьшение топливной экономичности на 1 г/кВт·ч приводит к потере $120 000 за 5000 ч работы. Эти данные указывают на возможность быстрой окупаемости ТК с высоким КПД.

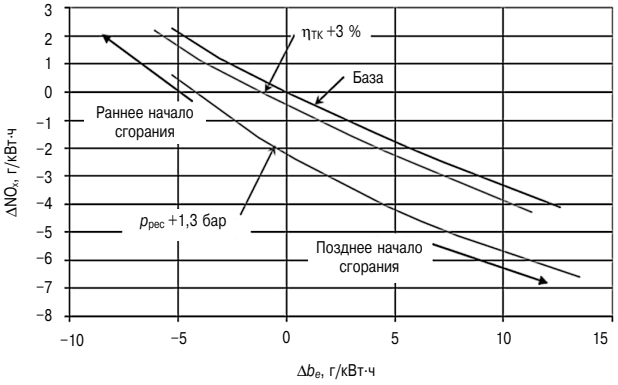


Рис. 1.3. Влияние давления воздуха в ресивере и КПД ТК на эмиссию NO_X и удельный расход топлива

В сравнении со своими предшественниками ТК типа A100 обеспечивают улучшение характеристик систем наддува для всех типов двигателей. На рис. 1.4 и 1.5 представлены поля расходов и КПД ТК в сравнении с предыдущими агрегатами. Для всех ТК нового ряда СПД увеличена примерно на 0,5 (рис. 1.4). Для ТК A100-L достигнуто заметное увеличение КПД на частичных нагрузках (см. рис. 1.5).

Улучшение характеристики двигателя зависит не только от КПД ТК, но и его настройки при установке на двигателе. Контрольная рабочая точка требует такой настройки компрессора и турбины на заданные параметры расхода, при которой характеристики колеса компрессора и лопаточного диффузора, так же, как колеса турбины и соплового аппарата, должны быть согласованы. Увеличенные СПД в ТК типа A100 достигнуты за счет разработки новых ступеней компрессора с оптимизированным расположением лопаток и улучшенными характеристиками

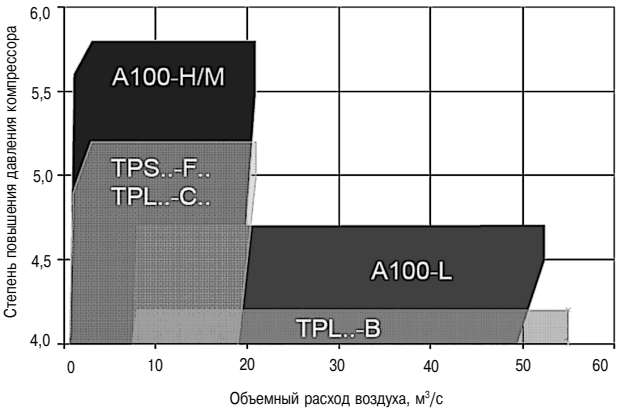


Рис. 1.4. Поля расходов воздуха ТК ряда A100 в сопоставлении с предыдущими рядами ТК

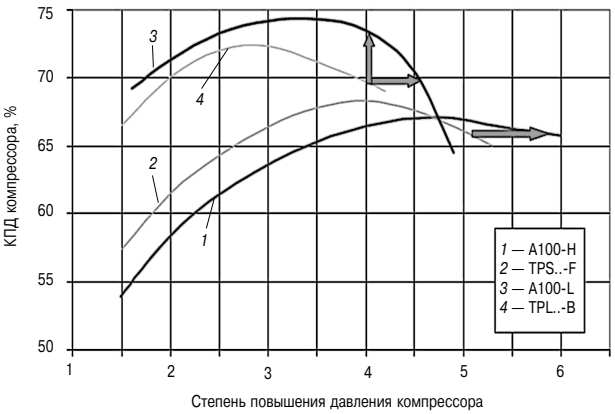


Рис. 1.5. Сравнение КПД ТК A100-H и A100-L с ТК TPS..-F и TPL..-B

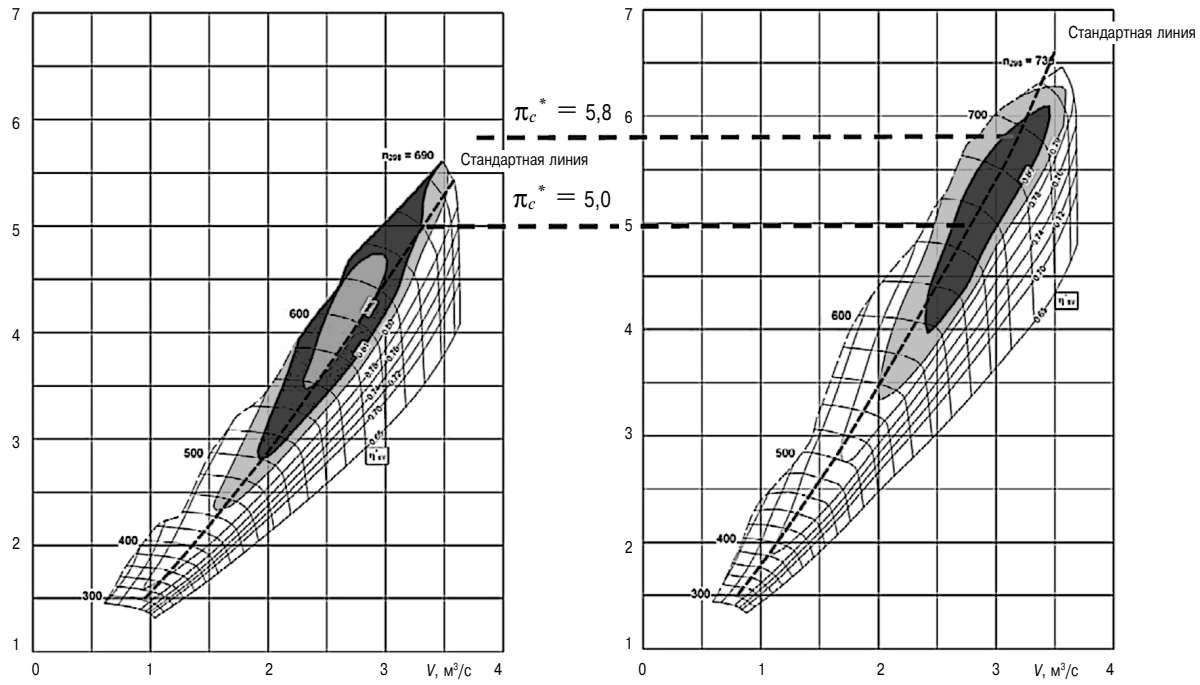


Рис. 1.6. Характеристики компрессоров фирмы ABB рядов A100-H и TPS..-F

диффузора. В ТК типа A100-L встроена система рециркуляции воздуха, оптимизированная по условиям эксплуатации ТК серии TPS и TPL, при этом заданные значения СПД достигаются при использовании колес компрессора из алюминиевых сплавов. Таким образом, благодаря охлаждению колеса компрессора появилась возможность отказаться от таких дорогих материалов, как титан. Охлаждение выполняется воздухом, отбираемым из ресивера после его охлаждения, как это выполнено на ТК серии TPL-C.

На рис 1.6 приведены характеристики новых компрессоров для ВОД и СОД двигателей в сопоставлении с серийно выпускаемыми ТК.

Расход воздуха в новых ТК увеличен за счет увеличения диаметра колес при сохранении тех же размеров корпусов. Особое внимание было уделено механической прочности ТК A100-H и A100-M из-за высоких окружных скоростей ротора. ТК типа A100-M и A100-L с осевой турбиной характеризуются оптимизированными газоприемными и газовыпускными корпусами и полностью обновленной конструкцией турбинных ступеней. Для ТК с осевой турбиной применено бандажирование рабочего колеса, что позволяет получить более высокий КПД, достигающий 84 % в области пропускной способности турбин от 39 до 73 см² (рис. 1.7).

С учетом опыта эксплуатации была сохранена конструкция демпферных подшипников скольжения. Упорный подшипник с плавающим диском также сохранен в конструкции ТК с осевой турбиной. Для ТК A100-L используется модернизированный подшипник, заимствованный от



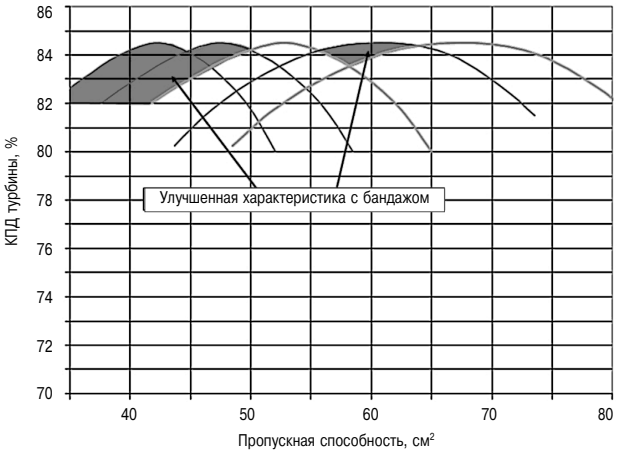


Рис. 1.7. Конструкция и характеристика турбины с покрывающим диском

ТК серии TPL-B, со смазкой из масляной емкости, встроенной в корпус подшипника с установочным кронштейном.

Более высокие давления воздуха и газа, а также более высокая кинетическая энергия вращающихся частей привела к необходимости усиления корпусов. Каналы для охлаждения компрессора на ТК A100-H и A100-M встроены в корпус подшипников в пределах тех же размеров, что и на выпускаемых ТК.

Фирма ABB успешно использует регулируемую турбину (РТ) на серийных ТК и предусматривает возможность ее применения на всех новых ТК. Реальное введение РТ на ТК ряда A100 будет зависеть от требований рынка. Для некоторых модификаций ТК A100-L фирма ABB уже поставила на рынок ТК с РТ. Поставка включает блок управления, привод и элементы РТ. Чтобы облегчить быструю установку и упростить кабельную систему подключения, фирма ABB установила блок управления на корпусе ТК, что позволило сохранить те же присоединительные размеры, что и ТК с неподвижными сопловыми аппаратами.

Для МОД интервалы замены роторов и подшипников ТК A100-L остаются теми же самыми, что и для TPL-B, несмотря на более высокие нагрузки. Сервисная служба фирмы ABB уделяет большое внимание удобству обслуживания и предложила заказчикам эндоскопическое обследование ТК типа A100, что позволяет избежать разборки турбины для осмотра и значительно сокращает потери времени на обслуживание.

Турбокомпрессоры типа A100 предварительно подвергаются фирменным квалификационным испытаниям перед запуском в производство. Окончательная проверка их надежности завершается эксплуатацией на двигателе. Фирма поддерживает близкие связи с двигателестроителями на всех стадиях разработки, что позволяет выявить в конструкции недостатки и устранить их перед запуском в серийное производство.

2. Новый турбокомпрессор TCA33 фирмы MAN для быстроходных дизелей [2].

Турбокомпрессор типа TCA33-42 фирмы MAN был разработан для нового ряда четырехтактных ВОД размерности V28/33D с числом цилиндров от 12 до 20. Он является самым маленьким ТК ряда TCA с осевой турбиной и перекрывает поле производительностей больших турбокомпрессоров ряда TCR с радиальной турбиной (рис. 2.1). При его проектировании были выполнены следующие специфические требования.

➢ Минимальный момент инерции ротора, что определило выбор осевой турбины, хотя фирма имеет аналогичные параметры ТК ряда TCR с радиальной турбиной.

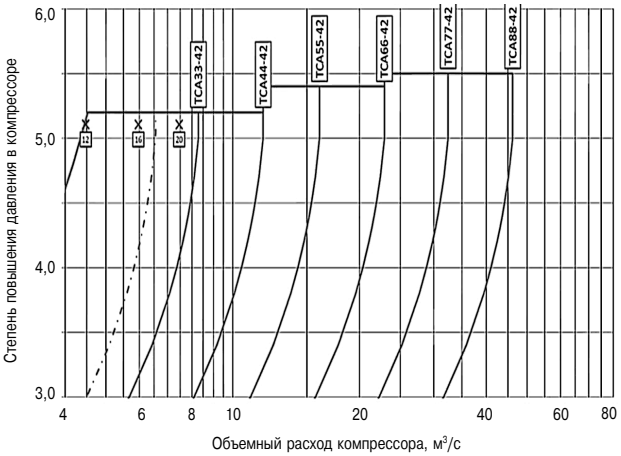


Рис. 2.1. Поля расходов турбокомпрессоров ряда TCA

➢ Максимальная компактность конструкции, достигнутая за счет того, что газоподводящие и воздушные патрубки ТК являются частью коллекторов двигателя.

➢ На двигатель устанавливается два ТК для улучшения качества переходных процессов.

Двигатель V28/33D мощностью 5000 кВт спроектирован под цикл Миллера, поэтому для удовлетворения требований IMO II, требуется ТК со СПД не менее 5,2. Профилирование колеса, выполненное на основе опыта проектирования ТК ряда TCR, позволяет получить широкую характеристику компрессора и высокий КПД (рис. 2.2). Для расширения рабочего диапазона характеристики компрессора используется рециркуляция воздуха на входе в компрессор.

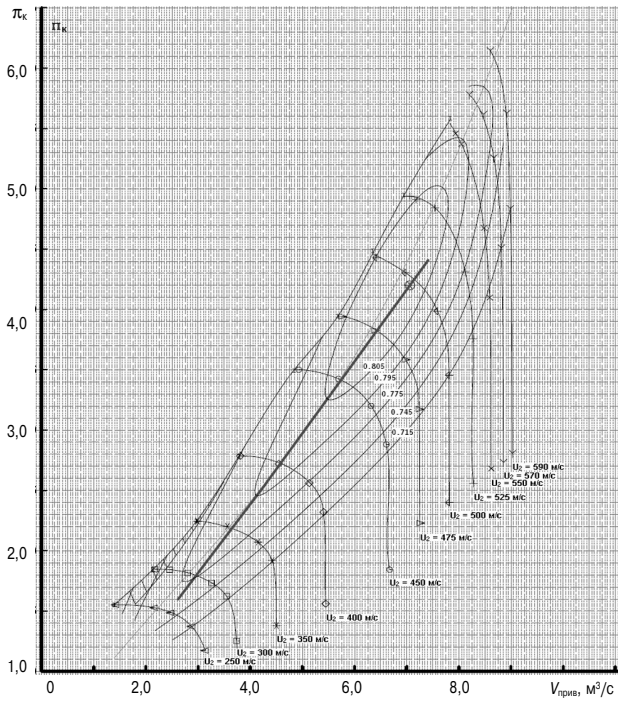


Рис. 2.2. Характеристика компрессора ТК TCA33-42 с рабочей линией двигателя V28/33D, удовлетворяющего требованиям IMO II

Колесо компрессора изготовлено из алюминиевого сплава. Для предотвращения его старения при степенях повышения давления выше 4,7 и температуре металла, превышающей 200 °С, вводится охлаждение водой из циркуляционной системы двигателя. Эффект водяного охлаждения, по мнению фирмы, эквивалентен воздушному, но позволяет избежать снижения КПД ТК.

Корпус подшипников оборудован охлаждающим каналом, расположенным вблизи лабиринта рабочего колеса (рис. 2.3). Канал закрыт стенкой со стороны компрессора. Температура колеса компрессора понижается в результате теплообмена между воздухом и водой через стенку. Для уменьшения теплового сопротивления толщина стенки и воздушный зазор должны быть минимальными. Лабиринты на колесе компрессора действуют как охлаждающие ребра и увеличивают поверхность охлаждения. Для изоляции охлаждающего канала от масляной полости между ними введен дренажный канал, выполненный в корпусе подшипников. В случае повреждения уплотнения охлаждающего канала вода поступит в дренажный канал, и будет удаляться наружу.

Колесо компрессора ТСА33-42 устанавливается на конус и навинчивается на турбинный вал. Использованы трехклиновые опорные втулки серийного ТК TCR22, имеющего тот же диаметр вала, что и ТСА33-42. Упорный подшипник подобен подшипникам ряда ТК ТСА. Вместо бронзового используется стальной упорный диск со специальным покрытием DLC толщиной несколько микрон, по твердости близкой к алмазу. Форма клиновых поверхностей оптимизирована, наружный диаметр втулки увеличен для улучшения несущей способности.

Для получения высокого КПД и обеспечения настройки на параметры двигателя турбина по исполнению рабочего колеса, соплового аппарата и выходного диффузора полностью соответствует ТК ТСА.

Для удовлетворения требования возможности использования одного и того же ТК на весь ряд двигателей V28/33D с различным числом цилиндров были разработаны два различных ротора, которые могут устанавливаться в те же самые корпуса. Малый ротор используется для наддува 12- и 16-цилиндровых двигателей, большой — для 16- и 20-цилиндровых двигателей. В этом случае 16- и 20-цилиндровые двигатели будут иметь хорошее качество переходных процессов.

Колесо компрессора с малым ротором подобно по геометрии лопаток колесу большого агрегата. Благодаря современной технологии 5-координатной обработки его достаточно легко изготовить.

Соединение рабочих колес с валом и подшипники аналогичны для обоих вариантов ТК. Все ТК оборудованы вставками на стороне компрессора, которые позволяют легко изменять контур проточки колеса. Кроме того, колесо может быть удалено при извлеченной вставке без снятия с двигателя основного корпуса компрессора, что значительно уменьшает время обслуживания.

Для снижения стоимости и затрат времени на производство заготовок лопаток турбины для малого ротора были использованы лопатки большого ротора с установкой уменьшенного их числа на турбинном диске меньшего размера.

Для сокращения габаритов на двигателе кронштейн установки ТК встроен в корпус подшипников, а газоприемный корпус специально спроектирован для этого двигателя как завершающая часть выпускного коллектора (рис. 2.4).

Газовыпускной и газоприемный корпуса, кронштейн турбины и места соединений с кор-

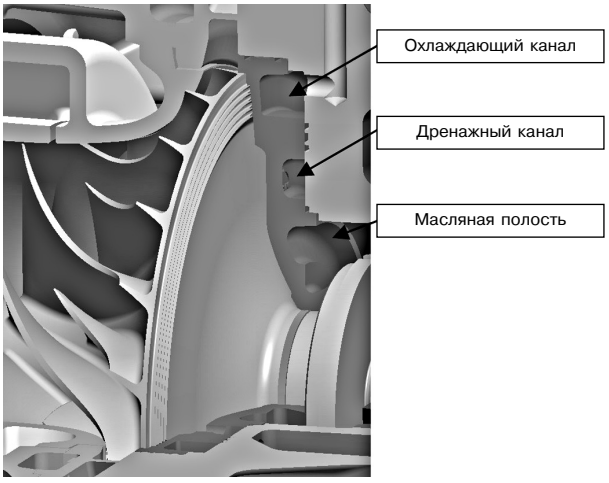


Рис. 2.3. Охлаждение колеса компрессора ТК ТСА33-42

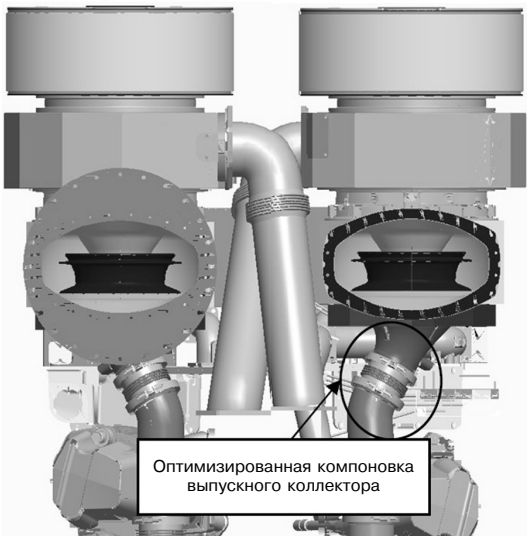


Рис. 2.4. Компактная установка двух турбокомпрессоров на двигателе

пусом подшипников покрыты высоко эффективной теплоизоляцией, чтобы выполнить требования SOLAS по предельным температурам поверхностей.

3. Высокоэффективные малоразмерные турбокомпрессоры [3].

Фирма PBS Turbo (Велка Битиш) выпускает ТК более 50 лет. Изменение СПД в ТК, выпущенных ею, представлено на рис. 3.1. Фирма имеет определенный опыт в проектировании ТК и в настоящее время наряду с другими изготавливает ТК ряда TCR, разработанного фирмой MAH.

Для снижения эмиссии ВОД массового производства в диапазоне мощностей 300–900 кВт конструкторы двигателей используют цикл Миллера. В связи с этим необходимы ТК с диапазоном расходов 0,5–1,2 кг/с на высокие СПД. Для заполнения этой ниши рынка фирма PBS расширила ряд ТК TCR в сторону меньших расходов двумя новыми типоразмерами TCR12 и TCR10. На основе моделирования была сделана оценка диапазона требуемых СПД и КПД новых ТК для одноступенчатой и двухступенчатой системы наддува (рис. 3.2).

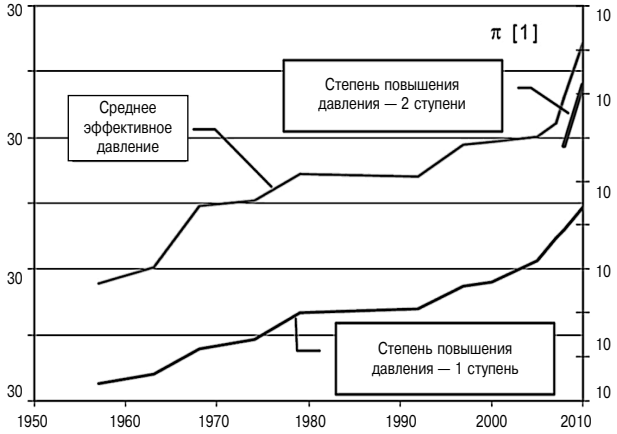


Рис. 3.1. Изменение среднего эффективного давления двигателей и степени повышения давления ТК PBS Turbo

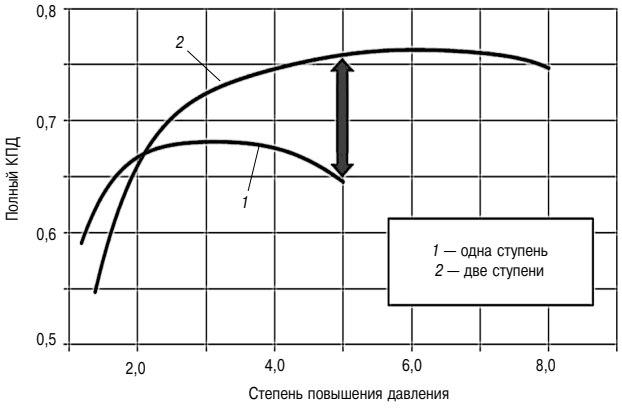


Рис. 3.2. Требуемые степени повышения давления и КПД турбокомпрессоров

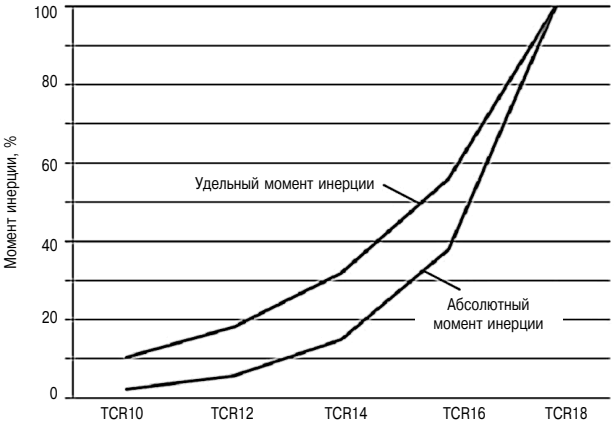


Рис. 3.3. Момент инерции турбокомпрессоров ряда TCR

ТК TCR12 и TCR10 имеют идентичную конструкцию, которая несколько отличается от ТК большего типоразмера. Проточные части созданы на основе современных вариантов компрессора и турбины ряда TCR, находящегося в производстве. Применяются два вида колеса компрессора: первое предназначено для меньших расходов со степенью повышения давления до 5 и выше; второе покрывает область поля с большими расходами и со степенью повышения давления до 4,8. Стабилизация течения в компрессоре обеспечивается рециркуляцией потока воздуха на входе. Для повышения КПД и удобства настройки на двигателе устанавливается лопаточный диффузор и сопловой аппарат.

Лопаточный диффузор компрессора является частью корпуса подшипников и расположен с тыльной стороны колеса компрессора. Имеется корпус подшипников с охлаждением тыльной стороны колеса компрессора, что позволяет использовать для изготовления колеса алюминиевый сплав даже при степени повышения давления более 5 и обеспечить приемлемую долговечность конструкции.

Некоторые изменения в конструкции подшипников и корпусов были необходимы из-за меньшего размера и требований технологии производства. Оптимизация геометрии корпуса турбины и использование новых материалов, работающих при температуре на входе свыше 700 °С, обеспечили высокую надежность.

Использование ТК меньшего размера позволяет снизить его момент инерции и получить выигрыш в стоимости. На рис. 3.3 представлено изменение момента инерции роторов ТК ряда TCR. Одна кривая представляет собой значение момента инерции в процентах от момента инерции ТК TCR18, вторая — удельный момент инерции, отнесенный к массе потока. Вторая кривая дает возможность оценить реальное влияние на динамические характеристики ТК. Например, ТК TCR14

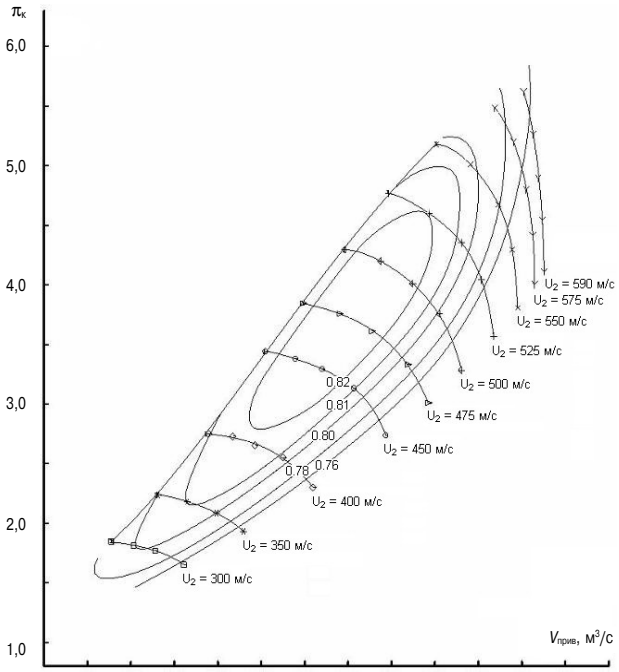


Рис. 3.4. Характеристика компрессора TCR12 с геометрией колеса RCF

может быть заменен двумя ТК TCR10, при этом момент инерции двух ТК TCR10 будет составлять 1/3 от момента инерции TCR14.

Трехклиновые поверхности опорных подшипников выполнены на внутренней поверхности качающейся моновтулки. Смазка в зазоре между наружной поверхностью моновтулки и поверхностью корпуса образует демпфер со сдавливаемой пленкой. Подшипники были изготовлены из нового сплава с меньшим содержанием свинца, что гарантирует хорошее скольжение и износостойкость. Динамика роторов всех ТК ряда TCR была смоделирована и проверена экспериментально при температуре масла на входе 70 °С и 115 °С.

Для повышения несущей способности упорный подшипник смещен с середины ротора в сторону колеса компрессора.

Разработаны также новый фильтр меньшего размера с лучшим шумоглушением и эффективная изоляция.

Проектирование проточных частей ТК выполнялось с использованием теории подобия на маленькие (RCF) и большие (RCQ) расходы.

Характеристика компрессора TCR12 с геометрией RCF на малые расходы показана на рис. 3.4.

После доработки по результатам стендовых испытаний и эксплуатации ТК TCR 12 был запущен в производство. ТК TCR 10 находится в стадии подготовки производства.

Заключение

Приведенные в настоящем обзоре материалы демонстрируют существенное влияние характеристик систем наддува на показатели экономичности и вредных выбросов с отработавшими газами двигателей, в особенности эмиссии NO_X. Для удовлетворения потребности рынка в экономичных двигателях, одновременно соответствующих жестким нормам вредных выбросов, производители двигателей используют новые малотоксичные рабочие процессы, такие как цикл Миллера или процесс газового двигателя с высоким сжатием бедной смеси. Необходимость реализации этих процессов определила основные тенденции развития агрегатов и систем наддува, которые можно сформулировать следующим образом:

➢ увеличение степени повышения давления ТК с одноступенчатой системой наддува до 5,5−6,0;

➢ повышение КПД ТК до 75 % во всем диапазоне скоростных и нагрузочных характеристик двигателей;

➢ применение регулируемых турбокомпрессоров с системой управления, интегрированной в общую систему управления двигателем;

➢ улучшение динамических характеристик ТК для обеспечения качественных переходных процессов двигателя в эксплуатации.

Материалы настоящего обзора демонстрируют, что ведущие производители агрегатов наддува успешно реализуют эти тенденции в своей новой продукции, выпускаемой на рынок.

Литература

1. Neuenschwander P., Thiele M., Seiler M. New turbochargers for more powerful engines running under stricter emissions regimes. Paper № 128, CIMAC 2010, Bergen.

2. Bartholomae K., Boel E., Balthasar D. TCA33 - The new MAN Diesel turbocharger for high-speed engines. Paper № 141, CIMAC 2010, Bergen.

3. Klima J., Martin V., Tomec O. High Perfomance Small Turbocharges. Paper № 188, CIMAC 2010, Bergen.

УДК 621.536.24

КОМПАКТНЫЕ ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ ДЛЯ ДИЗЕЛЬНЫХ И ГАЗОТУРБИННЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

В.В. Медведев, к.т.н., доцент,
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
М.В. Ковалев, ведущий инженер, ОАО «Гипрорыбфлот»
Б.В. Сударев, к.т.н., доцент, ООО «НПП Теплопроект»
Н.А. Цуриков, инженер, ООО «ГК ЭФЭСК»

Повышение компактности и снижение металлоемкости котлов-утилизаторов (КУ) дизельных и газотурбинных энергоустановок может быть обеспечено за счет использования широко известных технологичных способов интенсификации теплообмена в их газовых трактах. Применение проволочных и ленточных спиральных турбулизаторов внутри труб или оребрения наружной поверхности труб КУ позволяет сократить объем теплообменника на 25–30 %, а его массу — на 35–40 %. При этом реализуются процессы очистки его обоих трактов от возможных загрязнений.

Введение

Энергоемкость экономики России составляет около 0,5 кг нефтяного эквивалента на $1 ВВП, что в 2–2,5 раза выше среднего уровня энергоемкости экономики развитых стран [1]. Мировой экономический кризис обострил эту проблему особенно в топливно-энергетическом секторе. В России разработаны и реализуются Программы энергосбережения, направленные на повышение энергетической эффективности технологических и производственных процессов, ресурса, экономичности и надежности энергетического оборудования, снижения энергоемкости производства и сокращение издержек на топливно-энергетическую составляющую в себестоимости выпускаемой продукции как при ее изготовлении, так и эксплуатации [2].

Известно, что инвестиции в создание энергосберегающего оборудования и последующая его эксплуатация обеспечивают наиболее быстрый возврат финансовых затрат [3]. Кроме того, необходимо учесть, что в настоящее время сети системы энергетического обеспечения промышленных и социальных объектов России крайне изношены, что вызывает перебои в поставках энергии. Энергетический кризис в Москве 2005 года подтвердил необходимость создания инфраструктуры независимых источников энергии малой мощности (1–5 МВт). Такие мини-теплоэлектростанции должны работать параллельно с централизованными системами и рассматриваться в первую очередь как их основной резерв. В качестве привода электрогенераторов в этом случае используются как двигатели внутреннего сгорания (ДВС), так и газовые турбины.

Мини-ТЭЦ, обеспечивающая выработку электроэнергии и теплоснабжение за счет утилизации теплоты отработавших газов, реализуется в виде единого когенерационного комплекса, в котором теплообменное оборудование (ТО), в частности котлы-утилизаторы (КУ), как правило, компактно монтируют вместе с двигателем на общей фундаментной раме. Обычно мини-ТЭЦ размещается в непосредственной близости от потребителя энергии или источника топлива.

Компактность мини-ТЭЦ обеспечивает возможность создания мобильных станций и/или использование их в качестве энергетических установок (ЭУ) транспортных объектов, например судовых [4]. Существенно улучшить массогаба-

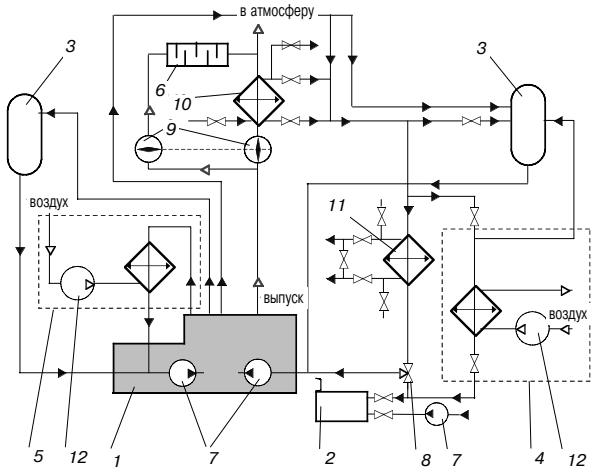


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема СУТ в составе мини-ТЭЦ:

Основные узлы схемы: *1* — ДВС; *2* — приемный бак тосола; *3* — бак расширительный; *4* — блок воздушного охлаждения (БВО) высокотемпературный; *5* — БВО низкотемпературный; *6* — глушитель; *7* — насос двигателя штатный; *8* — регулятор температуры охлаждающей жидкости; *9* — клапан регулировочный; *10* — утилизатор-1 (ТА «газ-жидкость»); *11* — утилизатор2 (ТА «жидкость-жидкость»); *12* — вентилятор

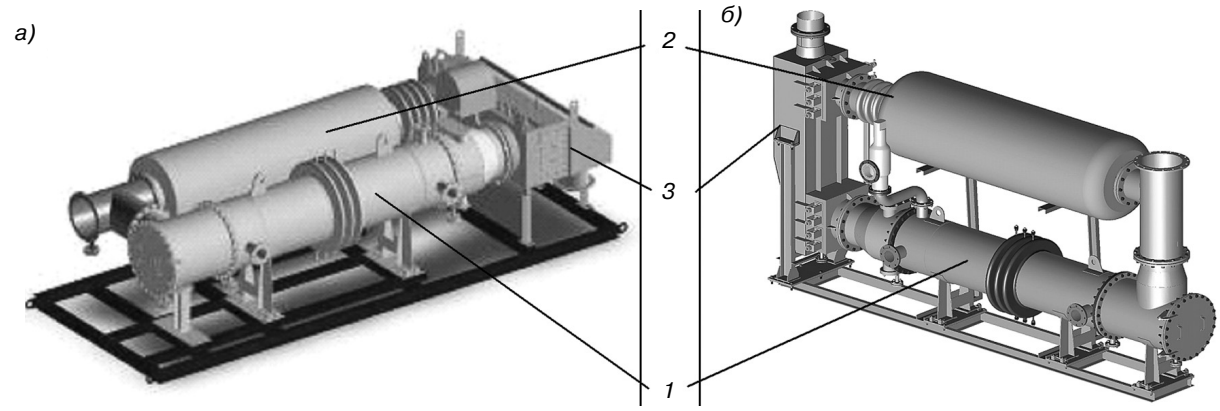


Рис. 2. Компоновка КУ тепловой мощностью 900 кВт в системе утилизации теплоты ДЭУ:
а — КУ горизонтальной компоновки на общей фундаментной раме;
б — КУ вертикальной компоновки с глушителем над теплообменным модулем;
1 — теплообменный модуль; *2* — глушитель; *3* — распределительная (перепускная) камера с шиберными заслонками, управляемыми с помощью однооборотного электрического механизма

ритные показатели КУ и всей ЭУ в целом можно за счет интенсификации теплообмена в газовом тракте водогрейного котла.

Для экономической оценки метода интенсификации теплообмена нужен многолетний опыт эксплуатации теплообменного аппарата (ТА) в составе ЭУ. Поэтому между разработкой метода и его практической реализацией проходит значительное время [5]. Для его сокращения целесообразно воспользоваться реальным опытом создания и эксплуатации компактных ТА, в которых применен конкретный метод интенсификации теплообмена [4, 6, 7].

Внутренний (трубный) тракт КУ

Котел-утилизатор — это газожидкостный ТА, входящий в состав системы утилизации теплоты (СУТ) (рис. 1) и использующий «бросовую» теплоту выпускных газов теплового двигателя, служащего приводом электрогенератора.

Как правило, водогрейные КУ выполнены в виде классических кожухотрубных рекуперативных ТА и снабжены устройствами управления и регулирования тепловой мощности. Одним из основных требований к их конструкции является обеспечение простоты и удобства обслуживания теплообменника во время эксплуатации, в частности при очистке поверхностей труб обоих трактов от неизбежных сажи и накипи.

Массогабаритные и тепловые показатели котлов-утилизаторов с гладкими прямыми трубками реализованные «НПП Теплопроект», приведены в таблице.

Из таблицы видно, что наличие гладкотрубных КУ существенно увеличивают объем и габариты мини-ТЭЦ или автономной дизельной электростанции (ДЭУ) контейнерного типа (рис. 3).

Марка двигателя	Cummins QSV91G	Cummins QSK60-G4	Waukesha L5794GSI(D)
Модель КУ/ тепловая мощность, МВт	УТГ-1050/1,05	УТГ-900/0,9	УТГ-500/0,5
Длина, ширина, высота комплекса, м	4,92×2,15×1,5	5,94×2,2×2,0	5,0×1,2×2,8
Масса, кг	4100	3800	3500

В рассматриваемой конструкции ТА поток горячих газов движется внутри прямых труб, в то время как их наружная поверхность омывается водой или антифризом. В этом случае коэффициент теплоотдачи в газовом трубном тракте существенно ниже, чем в жидкостном, поэтому именно интенсификация теплообмена внутри труб значительно повышает коэффициент теплопередачи для ТА в целом, приводит к росту

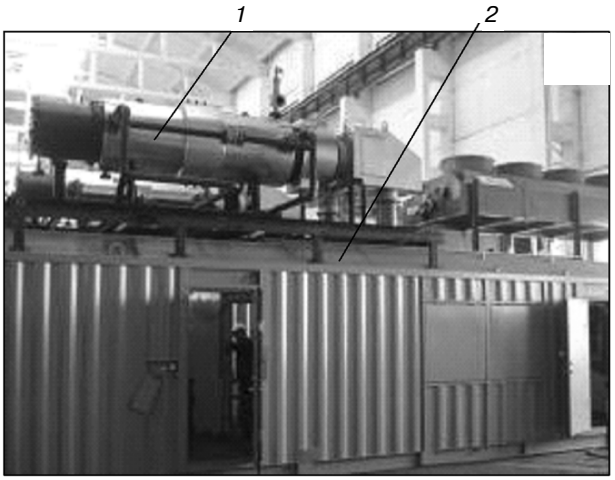


Рис. 3. Расположение когенерационного комплекса в составе ДЭУ на крыше контейнера

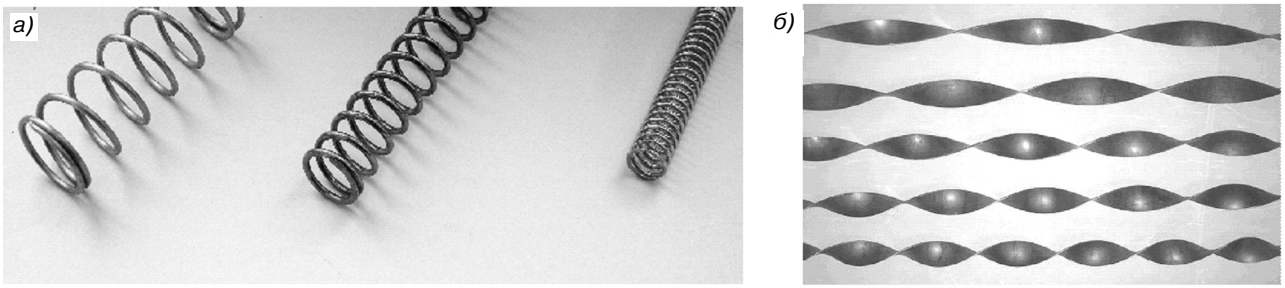


Рис. 4. Использование турбулизаторов в виде проволочных ПСВ (*а*) и ленточных ЛСВ (*б*) спиральных вставок

плотности теплового потока, снижению необходимой поверхности теплообмена.

Размещенная внутри газовых труб проволочная (ПСВ) [6–8] или ленточная (ЛСВ) [4, 6] спиральные вставки за счет закрутки потока теплоносителя снижает толщину пристенного пограничного слоя, движущегося вдоль стенки трубы газа и турбулизирует его, используя уникальные свойства вихревого и закрученного потоков [9].

Исследования ПСВ (рис. 4) разных геометрических размеров (диаметр проволоки $d_{пр}$ = = (0,46÷3) мм; шаг проволочной спирали $S_{пр}$ = (10÷60) мм), установленных в гладкой трубе внутренним диаметром D = 13,8 мм при переходном и турбулентном режимах течения газа были выполнены В.К. Мигаем. Опыты [6] были проведены в широком диапазоне чисел Рейнольдса $\mathrm{Re} = (6{,}0\div40)\cdot10^3$, характерном для большинства КУ.

Обобщение опытных данных позволило связать геометрические параметры трубы с установленной в ней ПСВ с коэффициентом $K_{инт}$, характеризующим интенсификацию теплообмена в трубе:

$$K_{инт} = \frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_0} = 1{,}85 + 2{,}5\,(2d_{пр}/D) - \frac{[0{,}85 + 2{,}5\,(2d_{пр}/D)]\;S_{пр}/D}{2{,}8 + 12{,}6\,(2d_{пр}/D)}, \quad (1)$$

где Nu и $\mathrm{Nu}_0 = 0{,}02\cdot\mathrm{Re}_0^{0,8}$ — числа Нуссельта для трубы с ПСВ и без нее.

Достоверность формулы (1) подтверждена экспериментальным исследованием [8], выполненным применительно к стеклянному воздухоподогревателю мощного котлоагрегата при иных геометрических размерах трубы и проволочных турбулизаторов. Опыты были поведены в воздушном потоке в более узком диапазоне чисел Рейнольдса ($\mathrm{Re} = (15{,}3\div25{,}7)\cdot10^3$). Геометрические размеры трубы и ПСВ составляли: D = = 36,3 мм; длина трубы L = 3,0 м; $d_{пр}$ = 1,2÷2,9 мм; $S_{пр}/D$ = 1,11÷5,55.

Рост теплоотдачи при использовании ПСВ сопровождается увеличением гидравлического сопротивления газового тракта КУ. Между $K_{инт}$ и коэффициентом роста потерь давления $K_\xi = \Delta p/\Delta p_0$ по сравнению с гладкой «пустой» трубой в работе [10] установлена связь, определяемая эмпирической формулой

$$K_{инт} = 2{,}6\ \mathrm{th}(0{,}406\ K_\xi^{0,71}). \quad (2)$$

В работе [10] показано, что:

➢ практически все опытные данные [6, 8] размещаются в диапазоне ±10÷12 % вблизи линии, описываемой формулой (2);

➢ $K_{инт}$ — существенно изменяется лишь в зоне, где $K_\xi \le 6{,}0$;

➢ дальнейшее, уже сравнительно малое увеличение $K_{инт}$ сопровождается резким ростом K_ξ.

Поэтому при разработке ТА с ПСВ целесообразно ограничиваться значениями роста коэффициента теплоотдачи в диапазоне $K_{инт}$ = = 2,25÷2,35.

Формула (2) применима для расчета теплообмена в трубах с полосовыми [4] и ленточными [6] спиральными вставками, используемыми в судовых газотрубных КУ.

ЛСП с высотой ленты, близкой к внутреннему диаметру трубы, перегораживают ее сечение, что вызывает дополнительные трудности при работе КУ на сильно загрязненных потоках теплоносителей.

В связи с этим В.К. Мигаем [6] были исследованы спиральные турбулизаторы с высотой ленты $h < D/2$. Опыты были проведены на установке в условиях нагревания воздуха при отношении температуры стенки к температуре потока $T_{ст}/T_{вз}$ = 1,15, геометрические размеры трубы и ЛСВ следующие: D = 20,0 мм; L/D = 45,0; S/D = 1,0÷10; h/D = 0,125÷0,3. В диапазоне чисел Рейнольдса $\mathrm{Re} = (6{,}0\div50{,}0)\cdot10^3$ опытные данные по теплообмену аппроксимированы формулой:

$$K_{инт} = \frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_0} = 1{,}5\ \mathrm{Re}^{-0{,}045}\times \times\left(2{,}2 + 4{,}66\ h/D - \frac{(1{,}2 + 4{,}6\ h/D)\ S/D}{7{,}6 + 10\ h/D}\right), \quad (3)$$

где h и S — высота и шаг ленты ЛСВ.

ЛСВ были установлены в трубчатом воздухоподогревателе и в течение года находились в эксплуатации в составе котельной установки при сжигании в котле высокосернистого мазута. После остановки котла на ремонт ЛСВ были извлечены из теплообменных труб. Они оказались практически чистыми. Такие же результаты были получены и при работе котла на угле. Таким образом, ЛСВ не склонны к отложениям, производство их механизировано и сравнительно дешево. Поэтому они, в частности, нашли широкое применение в газотрубных котлах производства Белгородского котельного завода [12].

Наружный (межтрубный) тракт КУ

Применение КУ для утилизации теплоты выпускных газов мощных ДВС и ГТУ вследствие значительного объема выпускных газов потребовало использования теплообменников «обращенной» тепловой схемы, при которой нагреваемая жидкость движется внутри труб, а нагревающий газ — в межтрубном пространстве. Такое техническое решение позволяет снизить противодавление выпуску до допустимых для теплового двигателя значений. При использовании «обращенной» схемы плотность теплового потока в ТА определяет наружный (межтрубный) тракт, где теплоотдача много ниже, чем внутри труб.

Обеспечить рост теплоотдачи за счет более плотной компоновки трубного пакета и соответствующего увеличения скорости газа [13] не представляется возможным [14] вследствие «вырождения» трубного пучка (рис. 5, *а*) в систему узких щелевых каналов с ламинарным режимом течения теплоносителя, формированием «мертвых» зон [15], исключающих значительную часть площади трубной системы из активного теплообмена с газовым потоком. Такое техническое решение вызывает не рост, а наоборот, падение теплоотдачи (рис. 5, *б*), что отмечалось ранее при экспериментах с плотной компоновкой трубных пучков коридорного и шахматного расположения [16]. Снижение интенсивности теплообмена для обеспечения требуемой тепловой мощности приводит к необходимости развития поверхности теплообмена, что приводит к увеличению массы и габаритов ТА в целом.

Из приведенных результатов следует, что теплоотдача в «вырожденном» трубном пучке шахматного строения даже ниже, чем в извилистом щелевом канале с ламинарным течением теплоносителя.

Непродуманность технических решений, направленных якобы на повышение надежности утилизаторов ГТУ [17], могут привести прямо к противоположным результатам. Конструкция ТА с матрицей из вертикальных круто загнутых змеевиков (ЗМРГ) из труб сравнительно малого диаметра и большой относительной длины должна обеспечить, по мнению авторов, «ввод теплообменной секции ТА в работу броском сетевой воды в разогретую трубную систему, что неприемлемо для обычных водотрубных утилизаторов».

Гарантировать «самокомпенсацию» трубной системы любого теплообменника необходимо на стадии его проектирования и помимо теплогидравлического расчета выполнить ее прочностной расчет, который предполагает определение:

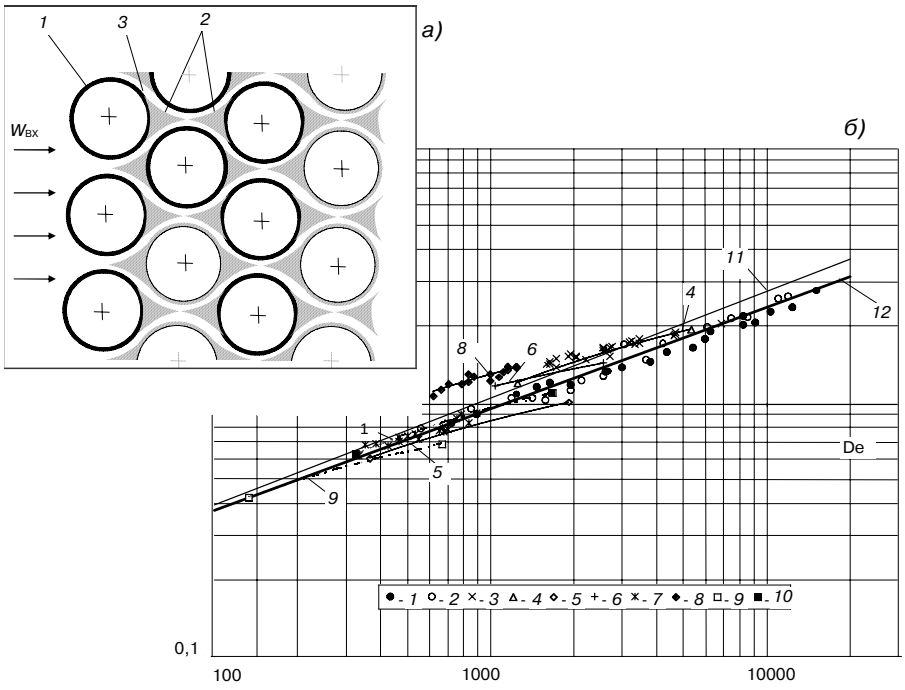


Рис. 5. Течение теплоносителя в «суперплотном» шахматном пучке труб [14]:
***а*) конструкция трубного пучка:** *1* — труба; *2* — «замороженная» зона; *3* — щелевой канал;

***б*) теплоотдача в «вырожденном» трубном пучке шахматного строения:** *1–10* — опытные данные работ, указанных в [14]; *11* — зависимость В.К. Щукина [11] для ламинарного течения теплоносителя в извилистой узкой щели; *12* — обобщение опытных данных работ [1–10].

Здесь: $De = Re\sqrt{d_э / D_{изг}}$ — число Дина;

$K_f = Nu / (Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43})\varepsilon_l \cdot \varepsilon_\varphi \cdot \varepsilon_l$; $d_э$ и $D_{изг}$ — эквивалентный диаметр щелевого канала и диаметр изгиба канала; ε_l; ε_φ и ε_l — поправки, учитывающие направление теплового потока, геометрию пучка и относительную длину щелевого канала

➢ возникающих в металле труб напряжений сжатия;

➢ термических удлинений отдельных змеевиков, вызывающих их неизбежное «выпучивание»;

➢ пластических деформаций труб, которые могут привести к образованию «сквозных» пор в межтрубном пространстве КУ, возникновению в процессе его эксплуатации транзитных потоков греющего газа и, как следствие, снижению его тепловой мощности и надежности теплообменника в целом.

Поэтому для мощных КУ ДЭУ и ГТУ целесообразно использовать традиционные технические решения [18], основанные на применении:

➢ выкатных модульных конструкций ТА;

➢ приварного спирального ленточного оребрения наружной поверхности U-образных труб, выполненного с шагом ребер не менее 6–7 мм и высотой не более 8–12 мм;

➢ разборных конструкций водяных коллекторов модулей.

Выводы

1. Применение ПСВ и ЛСВ в газовом тракте КУ энергетически эффективно, способствует повышению его компактности и снижению металлоемкости.

2. Наличие в трубках матрицы КУ спиральных интенсификаторов обеспечивает самоочистку труб от сажи, снижению количества необходимых чисток при эксплуатации теплообменника.

3. Для КУ мощных ДЭУ и ГТУ целесообразно использовать ТА «обращенной» схемы, матрица которых выполнена из унифицированных U-образных труб с наружным приварным ленточным спиральным оребрением.

4. Применение «суперплотных» пучков труб не приводит к улучшению массогабаритных показателей КУ.

5. Использование для изготовления матриц КУ ЗМРГ не гарантирует надежности ТА, особенно при эксплуатации в «сухом» режиме.

Литература

1. *Коняхин В.И., Смирнов С.А., Шевчук В.В.* Энергосберегающая техника индустриального применения ГП «Ивченко-Прогресс» // Газотурбинные технологии. — 2008. — С. 20–21.

2. *Огнев В.В., Хворов Г.А., Юмашев М.В., Акопова Г.С.* Реализация энергосберегающей политики ОАО «Газпром» в современных условиях // Газовая промышленность. — 2009. — № 3. — С. 76–80.

3. *Макаров А.А., Гутяпов В.П.* Возможности энергосбережения и пути их реализации // Теплоэнергетика. — 1995. — № 6. — С. 2–6.

4. *Колядин Е.А.* Исследование и научное обоснование интенсификации теплообмена в судовых газотрубных котлах : автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Астрахань, 2007. — 24 с.

5. *Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Кооп И.З., Мякочин А.С.* Эффективные поверхности теплообмена. — М. : Энергоатомиздат, 1998. — 408 с.

6. *Мигай В.К.* Повышение эффективности современных теплообменников. — Л. : Энергия, 1980. — 144 с.

7. *Кузнецов Е.Ф., Карасев С.А.* Интенсификация теплообмена в трубах с проволочными спиралями // Турбины и компрессоры. — 1997. — № 2. — С. 23–26.

8. *Пермяков Б.А., Рамадан А.Э., Аксенов А.К.* Повышение эффективности воздухоподогревателей со стеклянными трубами // Промышленная энергетика. — 1995. — № 7. — С. 35–36.

9. *Халатов А.А.* Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. — Т. 7 // Вихревые технологии аэротермодинамики в энергетическом газотурбостроении. — Киев, 2008. — 292 с.

10. *Сударев А.В., Халатов А.А., Сударев Б.В.* Интенсификация теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования проволочными спиральными вставками // Газотурбинные технологии. — 2009. — № 4 (75). — С. 26–30.

11. *Щукин В.К.* Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. — М. : Машиностроение, 1970. — 332 с.

12. *Мигай В.К.* Моделирование теплообменного энергетического оборудования. — Л. : Энергоатомиздат, 1987. — 264 с.

13. *Липец А.У., Андреева А.Я.* Теплообменники из суперплотных шахматных пучков труб // Теплоэнергетика. — 2000. — № 10. — С. 49–50.

14. *Сударев Б.В., Орберг А.Н., Кондратьев В.В.* Теплоотдача и гидравлическое сопротивление суперплотных пучков труб // Сборник научных трудов НТК-05 «Кораблестроительное образование и наука — 2005». — СПб. : Изд. СПбГМТУ, 2006. — Т. 2. — С. 13–23.

15. *Мигай В.К., Фирсова Э.В.* Теплообмен и гидравлическое сопротивление пучков труб. — Л. : Наука, 1986. — 195 с.

16. *Жукаускас А.А., Макарявичюс В.И., Шланчяускас А.А.* Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. — Вильнюс: Минтис, 1968. — 192 с.

17. *Алиев Ю.В., Поляшов Е.Б., Походяев С.Б.* Результаты работ по разработке утилизаторов для газотурбинных установок // Газотурбинные технологии. — 2006. — С. 28–30.

18. *Виноградов В.В., Кондратьев В.В., Орберг А.Н.* и др. Утилизаторы теплоты выпускных газов поршневых двигателей и газовых турбин // Турбины и дизели. Ноябрь–декабрь. — 2006. — С. 14–17.

УДК 621.89.012.7

ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МОТОРНОГО МАСЛА НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ И РЕСУРСНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПОРШНЕВЫХ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

А.Ю. Шабанов, к.т.н., доц., А.Б. Зайцев, к.т.н., доц., И.С. Кудинов, асп., А.А. Метелев
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Представлено обобщение результатов, полученных в ходе многочисленных длительных ресурсных испытаний моторных масел разных видов, групп качества и вязкости, иллюстрирующих связь их некоторых физико-химических показателей и основных характеристик двигателя. Определены методы постановки задачи подбора смазочного масла под требования конкретного двигателя.

Подбор моторного масла под конструктивные особенности конкретного двигателя — задача непростая и в то же время крайне ответственная. Степень влияния состава моторного масла и его физико-химических показателей на показатели мощности, экономичности, токсичности отработавших газов и ресурсные характеристики двигателя чрезвычайно высока.

Метод подбора моторного масла по вязкости по классификации SAE и по группе качества с использованием норм API или ACEA не может обеспечить полностью оптимального его выбора. Именно поэтому ведущие мировые производители двигателей вводят свои требования к применяемым моторным маслам, существенно превышающие современные действующие нормы, например, группам качества по API SM/CF и ACEA A3/B4. К этим требованиям относятся стабильность физико-химических показателей при длительной работе в двигателе; функции энергосбережения и защиты от износа, предельный уровень высоко- и низкотемпературных отложений; совместимость с катализаторами систем очистки ОГ и т. д.

В настоящей статье авторы попытались обобщить результаты, полученные в ходе многочисленных длительных ресурсных испытаний моторных масел разных производителей, имеющих различную основу (минеральные, полусинтетические и синтетические различных видов), вязкость по SAE, группу качества по классификации API, иллюстрирующих связь их некоторых физико-химических показателей и основных характеристик двигателя.

Очевидно, что важнейшим параметром смазочного масла, определяющим качество работы узлов трения двигателя, является его вязкостно-температурная характеристика (ВТХ). Для описания реального поведения масла в условиях высоких температур параметров, определяемых классификацией SAE (нормируется диапазон изменения кинематической вязкости при 100 °С и вводится ограничение на динамическую вязкость при 150 °С), явно недостаточно [1]. Вязкостно-температурные характеристики моторных масел одной группы по SAE при температурах, характерных для основных узлов трения ДВС приведены на рис. 1.

Их анализ показывает, что при температурах, характерных для работы узлов трения в цилиндропоршневой группе (ЦПГ), кинематическая вязкость может различаться на 15–35 %. При снижении температуры масла эти различия уменьшаются, но и зоне температур, характерных для работы подшипников коленчатого вала, они составляют 4–10 %.

Мощность потерь трения в гидродинамическом режиме смазки пропорциональна величине кинематической вязкости смазочного материала,

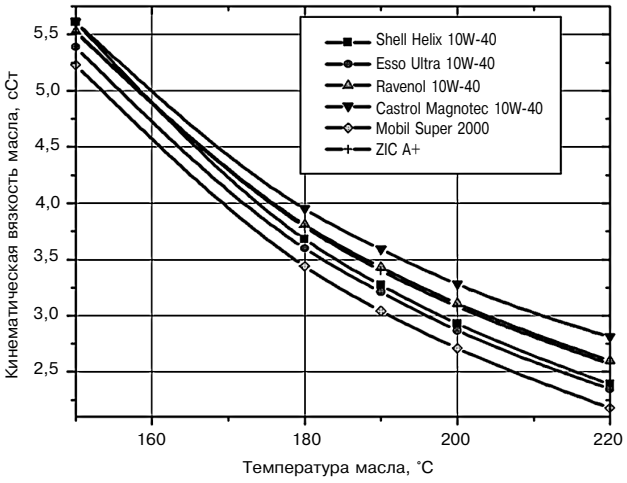


Рис. 1. Вязкостно-температурные характеристики полусинтетических моторных масел группы вязкости SAE 10W-40 при температурах, характерных для работы узлов трения ДВС

поэтому очевидна зависимость энергосберегающих свойств масла от величины его вязкости при высоких температурах.

Для оценки степени этого влияния в ходе сравнительных стендовых испытаний были проведены измерения расхода топлива двигателя в десяти идентичных точках двух нагрузочных характеристик при его работе на различных моторных маслах. Результаты сравнивались с расходом топлива при работе на эталонном минеральном моторном масле. Весовые коэффициенты режимов в нашем случае принимались одинаковыми, поскольку привязка полученных результатов к конкретному циклу эксплуатации автомобильного двигателя затруднительна. Испытания проводились на установившихся режимах работы, тогда как реальный цикл эксплуатации включает в основном неустановившиеся режимы. Однако на достоверность сравнительной оценки степени влияния свойств масла на показатели двигателя это обстоятельство не влияет.

Эффект энергосбережения определялся как

$$\text{ЭфЭнС} = \frac{\sum_{K_т}(g_{ei\text{э}} - g_{ei})/g_{ei\text{э}}}{K_т} \cdot 100\%,$$

где g_{ei} — удельный расход топлива, замеренный на i-м режиме при работе на испытуемом масле; $g_{ei\text{э}}$ — то же, замеренное на эталонном масле; $K_т$ — количество точек замера.

Физический смысл введенного критерия очевиден — это относительная усредненная величина изменения эффективного расхода топлива при работе двигателя на испытуемом масле относительно эталонного, выраженная в процентах. Положительная величина критерия означает улучшение энергосберегающих свойств моторного масла по отношению к эталонному, отрицательная — ухудшение.

Испытания по определению эффекта энергосбережения были проведены на моторном стенде с двигателем ВАЗ-2108 и представлены на рис. 2. Они показывают, что при работе двигателя на режимах внешней скоростной характеристики, наблюдается четко выраженная зона оптимальных вязкостей, при которых эффект энергосбережения достигает максимума.

Эффект энергосбережения при прочих равных условиях связан с мощностью механических потерь двигателя, зависящих от параметров моторного масла. При высокой вязкости резко возрастают гидродинамические потери в подшипниковых узлах двигателя (поршневых кольцах и подшипниках коленчатого вала), вследствие чего растет и расход топлива. При уменьшении вязкости масла ниже определенного уровня в узлах трения начинают развиваться зоны нарушения гидродинамического режима работы, формируются

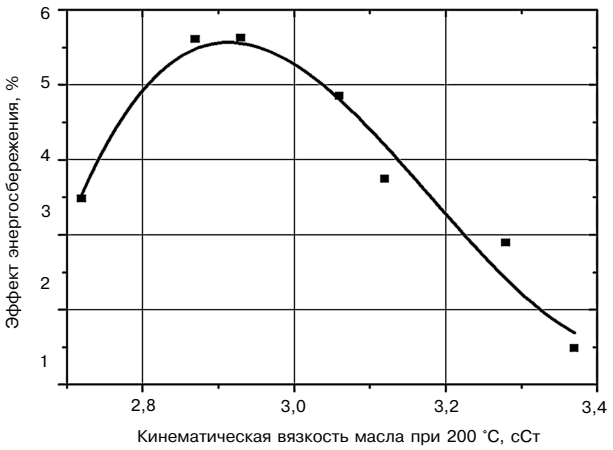


Рис. 2. Зависимость эффекта энергосбережения от кинематической вязкости моторного масла при температурах, характерных для работы узлов трения ДВС

участки граничного трения, значительно превышающего по своей величине гидродинамическое. Расход топлива также начинает расти.

Очевидно, что полученный диапазон оптимальных с точки зрения энергосбережения вязкостей моторного масла сугубо индивидуален для каждого типа двигателя и определяется средней величиной коэффициента нагруженности пар трения в нем. Определенное влияние на зону оптимальных вязкостей оказывают и антифрикционные свойства моторного масла, определяемые составом примененного в нем пакета присадок. Так, по результатам испытаний, для масел, содержащих в пакетах присадки на базе микрокерамик, графита или дисульфида молибдена, наблюдается смещение зоны оптимальности в сторону снижения вязкости масла. Однако это смещение сравнительно невелико, поскольку изменение коэффициентов граничного трения, вносимое этими присадками, не дает существенного уменьшения мощности механических потерь на фоне очень низкого трения в режиме гидродинамики.

Условия работы узлов трения на режимах внешней скоростной характеристики определяются максимальными газовыми и инерционными нагрузками, поэтому там более вероятны нарушения режима гидродинамического трения. Очевидно, что для минимизации механических потерь двигателя на этих режимах требуется более надежное формирование смазочных масляных пленок, обеспечиваемое повышенной вязкостью смазочного материала.

При обработке результатов испытаний было введено понятие эффекта увеличения мощности, вычисляемого по формуле

$$\text{ЭфМощ} = \frac{\sum_{K_т}(M_{ei} - M_{ei\text{э}})/M_{ei\text{э}}}{K_т} \cdot 100\%,$$

где M_{ei} — эффективный крутящий момент двигателя, замеренный на i-м режиме при работе на испытуемом масле; $M_{ei\text{э}}$ — то же, замеренное на эталонном масле; $K_т$ — количество точек измерения крутящего момента на режимах внешней скоростной характеристики.

Так же, как и эффект энергосбережения, введенный комплекс характеризует относительное изменение величины крутящего момента двигателя при использовании испытуемого масла по отношению к эталонному, выраженное в процентах.

Измерения крутящего момента производились на шести точках внешней скоростной характеристики при фиксированных частотах вращения коленчатого вала в диапазоне 1500–4000 об/мин. Результаты измерений и вычислений приведены на рис. 3.

Из результатов испытаний видно, что в исследованном диапазоне изменения кинематических вязкостей эффект увеличения мощности монотонно возрастает. Следует отметить, что все испытанные масла принадлежали группе SAE 10W-40.

Для анализа влияния физико-химических параметров моторного масла на ресурсные показатели двигателя был проведен цикл длительных стендовых испытаний на той же выборке полусинтетических моторных масел группы SAE 10W-40. Испытания проводились с использованием методики, разработанной в качестве Стандарта системы добровольной сертификации топлив, моторных масел и технических жидкостей СДС-FLM, являющейся расширенным аналогом методики ААИ.

Определение скоростей износа проводилось как прямым обмером и точным взвешиванием

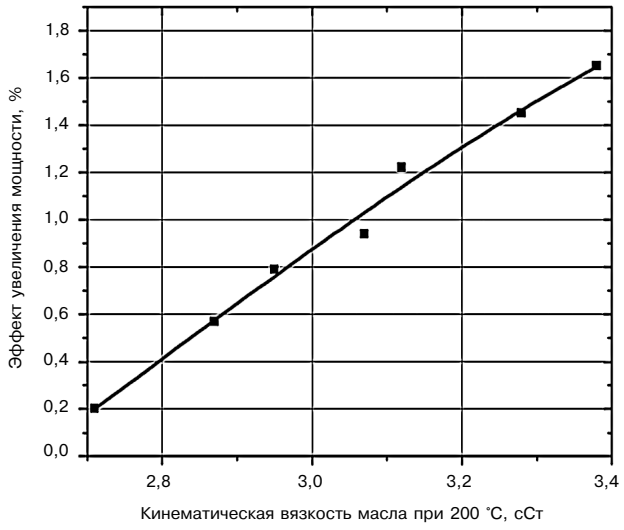


Рис. 3. Зависимость эффекта увеличения мощности от кинематической вязкости моторного масла при температурах, характерных для работы узлов трения ДВС

контрольных деталей, так и на основании анализа содержания продуктов износа в образцах моторного масла, отобранных на различных стадиях испытаний.

В качестве параметра была взята усредненная вязкость моторного масла при характерных рабочих температурах соответствующих узлов трения (200 °С для поршневых колец и 150 °С для подшипников коленчатого вала). Поскольку вязкость моторного масла изменяется в процессе его длительной работы, обычно вначале уменьшаясь, а по мере накопления продуктов окисления, увеличиваясь, для дальнейшего анализа была введена усредненная вязкость. Усреднение проводилось по результатам замеров вязкостно-температурной характеристики четырех образцов масла, отобранных на различных стадиях длительных испытаний. Таким образом, авторами была сделана попытка учесть изменение ВТХ в процессе старения масла. Некоторые результаты этого фрагмента исследования проиллюстрированы рис. 4 и 5.

Следует учесть, что в данном фрагменте стендовых исследований поддерживалась полная идентичность условий изнашивания узлов трения испытуемых ДВС для того, чтобы обеспечить возможность оценки влияния свойств масла на ресурсные показатели двигателя.

Результаты этого фрагмента исследования в целом подтвердили очевидный вывод. Наблюдается существенное снижение скоростей износа сопряжений трения при увеличении его вязкости в рабочем диапазоне температур. Очевидно, это связано с увеличением толщин масляной пленки, разделяющих рабочие поверхности деталей, образующих узел трения и тем самым препятствующих прямому контакту этих поверхностей, приводящих к износу.

Необходимо отметить, что в данном фрагменте исследования были практически исключены участки пускового износа, имеющего существенное значение в определении общих ресурсных показателей двигателя. Но на его интенсивность в основном влияют не столько вязкостные, сколько антизадирные и противоизносные свойства моторного масла, определяемые составом и качеством пакета присадок и базовой основы масла. Для того чтобы компенсировать погрешность, вносимую этим обстоятельством, из анализа были исключены масла, существенно отличающиеся от других по группе трибологических показателей, определенных с использованием четырехшариковой машины трения. Здесь учитывалось то, что эти показатели в большой степени определяются составом пакета антизадирных и противоизносных присадок, влияющих на поверхностные свойства масла.

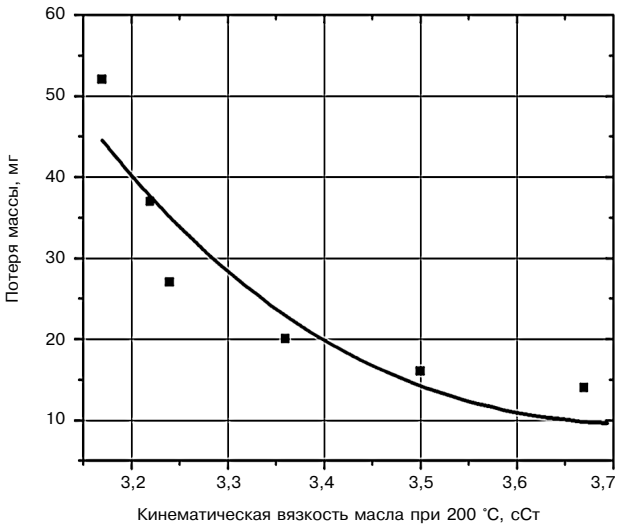


Рис. 4. Суммарный износ (потеря массы) первых поршневых колец двигателя ВАЗ-2108 в зависимости от усредненной высокотемпературной вязкости моторного масла за цикл длительных испытаний

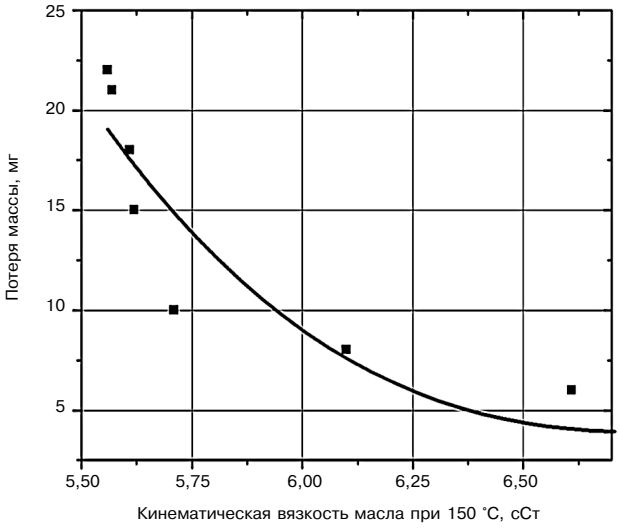


Рис. 5. Суммарный износ (потеря массы) верхних шатунных вкладышей двигателя ВАЗ-2108 в зависимости от усредненной высокотемпературной вязкости моторного масла за цикл длительных испытаний

Еще одним важным показателем двигателя, на который прямо влияют физико-химические свойства моторного масла, является его расход на угар. Это одна из характеристик двигателя, влияющая на срок службы самого масла, совместимость его с устройствами очистки отработавших газов, а также содержанием в отработавших газах нетопливных остаточных углеводородов.

Очевидно, что при прочих равных условиях, косвенной характеристикой расхода масла на угар является толщина смазочного слоя, оставленного на поверхности цилиндра первым поршневым кольцом при движении поршня от ВМТ к НМТ. Чем она больше, тем большее количество масла будет подвержено воздействию мощных тепловых потоков со стороны горячих газов. Толщина же масляного слоя на стенке цилиндра напрямую связана с высокотемпературной вязкостью моторного масла. Кроме того, как показано в [2], увеличение толщины масляной пленки, оставленной поршневыми кольцами на стенках цилиндра, приводит к резкому росту температуры ее поверхностных слоев, что также повышает расход масла на угар.

Кроме того, величина потерь масла на угар связана и с его летучестью, в нашем случае косвенно характеризуемой величиной температуры вспышки в открытом тигле. Очевидно, что для уменьшения потерь масла на угар следует стремиться к использованию маловязких моторных масел с высоким показателем температуры вспышки.

Для анализа совместного влияния этих физико-химических параметров на величину угара масла был введен некий усредненный комплекс температура вспышки–вязкость, определяемый как:

$$K_{твс-в} = \frac{T_{всп} / T_{всп.ср}}{\nu_{200} / \nu_{200ср}},$$

где $T_{всп}$ — температура вспышки в открытом тигле испытуемого масла; $T_{всп.ср}$ — средняя по выборке масел температура вспышки; ν_{200} — кинематическая вязкость испытуемого масла при 200 °С; $\nu_{200ср}$ — средняя по выборке кинематическая вязкость масла.

Очевидно, что вышеуказанные параметры следует усреднять за весь цикл испытаний, поскольку они изменяются по мере наработки масла в реальном двигателе.

Так, температура вспышки масла при нормальных условиях эксплуатации в двигателе обычно увеличивается, однако в реальной практике может наблюдаться и обратный процесс, обусловленный попаданием в масло определенного количества несгоревшего топлива.

В ходе длительных испытаний моторных масел проводились измерения расхода масла на угар методом «на слив». Определялась относительная потеря масла к начальному объему. В обычных условиях данный метод дает высокую погрешность, обусловленную большим количеством остатков масла, не сливаемых через отверстие в поддоне. Однако в нашем случае на конечной стадии испытаний проводилась полная разборка двигателя, что позволяло обеспечить полный слив отработанного масла. Результаты этого фрагмента испытаний приведены на рис. 6.

Как следует из результатов испытаний, сделанные ранее предположения полностью подтверждаются. С увеличением температуры вспыш-

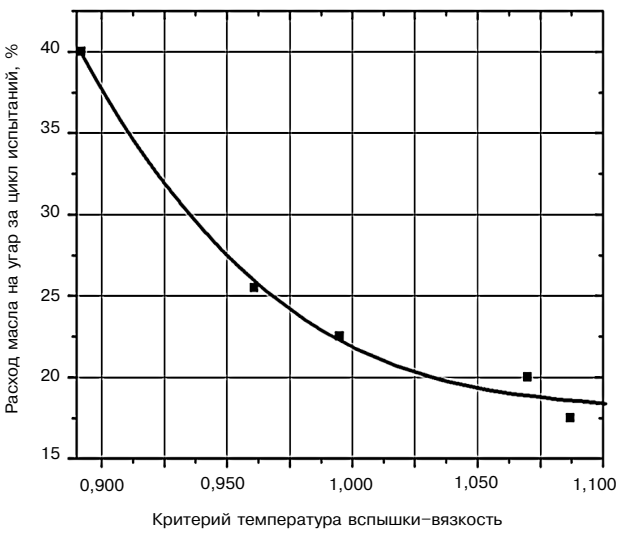


Рис. 6. Зависимость расхода масла на угар от комплекса ФХП моторного масла. Двигатель ВАЗ-2108, выборка полусинтетических масел 10W-40

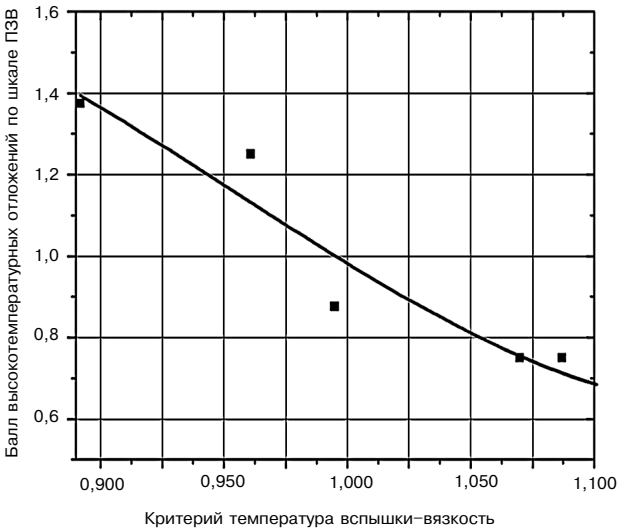


Рис. 7. Зависимость уровня высокотемпературных отложений от комплекса ФХП моторного масла. Двигатель ВАЗ-2108, выборка полусинтетических масел SAE 10W-40

ки и снижением вязкости моторного масла уменьшается летучесть пленки, оставленной на поверхности цилиндра поршневыми кольцами, и, следовательно, снижается расход масла на угар. Следует отметить, что эта тенденция четко прослеживается в современных моторных маслах, ориентированных на использование в автомобилях класса Евро-4 и выше.

Кроме того, очевидно, что вышеуказанный критерий при условии одинаковой моющей способности моторных масел будет косвенно отражать уровень высокотемпературных отложений в камере сгорания двигателя, и, в частности, на боковых поверхностях поршней. Оценка уровня отложений на поршнях, проведенная с использованием шкалы метода ПЗВ, в сопоставлении с величиной критерия температура вспышки–вязкость, приведена на рис. 7.

Результаты иллюстрируют, что уменьшение летучести масляной пленки способствует уменьшению уровня отложений. Следует отметить, что для моторных масел, принявших участие в тесте, уровень моющих свойств, косвенно определяемый по величине щелочного числа, был близким, но все-таки отличался — от 5,5 до 7,2 мг KOH/г. Разброс реальных показателей относительно усредненных значений, наблюдаемый на рис. 7, может быть объяснен, в частности, определенным отличием моющей способности масел, а также оценочным характером метода ПЗВ.

Таким образом, результатами исследования наглядно подтверждается степень зависимости основных показателей двигателя от базовых физико-химических показателей моторного масла. При этом четко видна разнонаправленность требований к их свойствам с учетом различных показателей двигателя. Так, повышение противоизносных свойств требует увеличения вязкости моторного масла, что влечет за собой рост расхода на угар и уровня высокотемпературных отложений. Достижение максимального энергосберегающего эффекта, а также роста мощности двигателя требует четко определенного диапазона оптимальных вязкостей, зависящего от конструктивных особенностей и спектра режимов эксплуатации.

Следовательно, подбор смазочного масла под требования конкретного двигателя представляет собой решение задачи оптимизации многофакторной целевой функции с формулировкой системы ограничений, учитывающей разнонаправленные аспекты влияния свойств моторного масла на эксплуатационные показатели ДВС.

Литература

1. *Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б., Кудинов И.С.* Новый метод определения высокотемпературной кинематической вязкости моторных масел // Двигателестроение. — 2009. — № 2. — С. 53–54.

2. *Петриченко Р.М., Петриченко М.Р. и др.* Трение и теплообмен в поршневых кольцах ДВС. — Л. : Изд. ЛГУ, 1990. — 187 с.

УДК 621.892:621.436

ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВЫХ КРЕЙЦКОПФНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ТРИБОМОНИТОРИНГА

А.В. Надежкин, к.т.н., доц.
Морской государственный университет имени адмирала Г.И. Невельского

По данным трибомониторинга установлена взаимосвязь между содержанием продуктов износа в отработанном цилиндровом масле и состоянием объекта диагностирования — дизельного двигателя. Исследовано влияние различных марок цилиндровых масел на износ деталей цилиндро-поршневой группы судовых крейцкопфных дизелей. Даны практические рекомендации по обеспечению их ресурсосберегающей эксплуатации.



В процессе эксплуатации цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) крейцкопфных дизельных двигателей происходит непрерывное изнашивание поверхностей трущихся деталей. В зависимости от функционального назначения пар трения весь объем снимаемого с них в процессе изнашивания металла или часть его попадает в отработанное цилиндровое масло (ОЦМ), которое накапливается в подпоршневых полостях дизеля. Поэтому отработанное цилиндровое масло является ценнейшим носителем информации о техническом состоянии деталей ЦПГ крейцкопфного дизеля. Это свойство отработанного цилиндрового масла можно использовать для оценки текущего технического состояния трущихся пар и прогнозирования их остаточного ресурса [1, 2].

В настоящее время в системах технической диагностики нашли широкое применение логические модели [2, 3]. Применительно к задачам распознавания технического состояния судовых дизелей по содержанию продуктов износа в ОЦМ логическая модель устанавливает взаимосвязь между концентрацией в масле характерных химических элементов, входящих в состав трущихся сопряжений, и состоянием объекта диагностирования (ОД). При этом реализуется самый простейший случай — множество возможных состояний подвергается бинарному разбиению, при котором в состоянии дизеля различаются только два уровня: исправное или нет.

Решение данной дихотомической задачи применительно к деталям ЦПГ крейцкопфных малооборотных дизелей (МОД) по результатам трибомониторинга возможно используя статистические методы идентификации состояния объекта диагностирования. Даже при неполном знании внутренних закономерностей изучаемых явлений можно получить пороговые значения диагностических параметров сложного объекта вне зависимости от их физической природы.

Для получения критериев исправное / неисправное состояние ЦПГ крейцкопфного дизеля был проведен судовой эксперимент. Объектом трибомониторинга являлся главный двигатель модели 6ДКРН74/160 (P_e = 8530 кВт, n = = 140 об/мин) танкера «БАМ». Для обеспечения чистоты эксперимента начало трибомониторинга приурочили к выходу судна из ремонта, в котором была произведена замена всех деталей ЦПГ, подверженных изнашиванию, — цилиндровых втулок, поршней и комплектов поршневых колец [4].

Параллельно отбору проб ОЦМ производились замеры зазоров в кепах головок поршней. Концентрация железа Fe в ОЦМ длительное время (ориентировочно в течении 6 тыс. ч работы дизеля) оставалась практически неизменной (рис. 1). Однако увеличение зазоров в сопряжениях (рис. 2) интенсифицировало процесс изнашивания, что нашло свое проявление в значительном увеличении содержания Fe в ОЦМ. Предельная величина зазора в кепах этого дизеля составляет 0,65 мм. Из рис. 1 следует, что в канавке первого поршневого кольца он был превышен после наработки 6 тыс. ч.

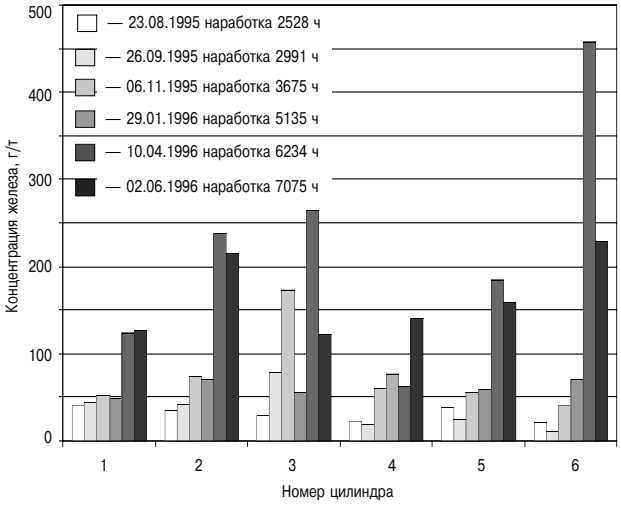


Рис. 1. Содержание продуктов износа в ОЦМ МОД при разной наработке цилиндров

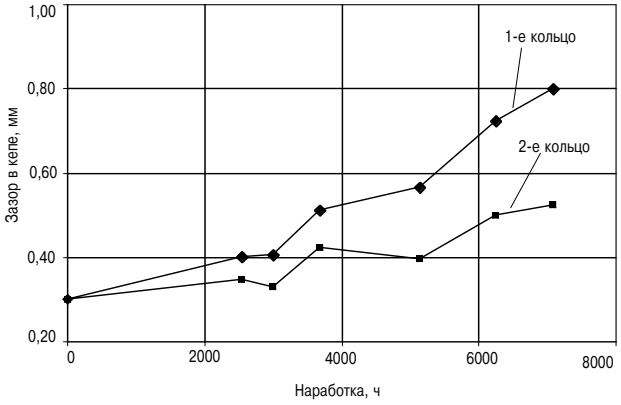


Рис. 2. Изменение осредненных по цилиндрам зазоров в кепах

Таким образом, фактически имеем две выборки данных. Первые 24 результата относятся к области исправного состояния, а остальные 12 характеризуют неисправное состояние деталей ЦПГ МОД, сопровождающееся повышенной скоростью изнашивания ее деталей.

Статистическая оценка экспериментальных данных трибомониторинга, выполненная в соответствии с рекомендациями работы [3], для двух экспериментальных выборок дала следующие результаты.

В области исправного состояния среднестатистическое содержание $\tilde{\text{Fe}}$ в отработанных пробах масла подпоршневых полостей составило 52 г/т, стандартное отклонение σ_{Fe} было равно 32,4 г/т, в то время как в области, соответствующей неисправному состоянию $\tilde{\text{Fe}} = 193{,}7$ г/т, а $\sigma_{\text{Fe}} = 101{,}9$ г/т.

Используя методологию теории статистических решений [3], можно определить количественное значение величины концентрации Fe_0, соответствующего переходу объекта диагностирования из области исправного состояния D_1 в область неисправного состояния D_2. Задача состоит в том, чтобы выбор Fe_0 был в некотором смысле оптимальным, например, давал наименьшее число ошибочных решений.

Как известно из теории технической диагностики, возможные ошибки при принятии решения получили название ложной тревоги и пропуск цели (дефекта) [2, 3].

Вероятность ложной тревоги P (H_{21}), т. е. случай, когда при $\text{Fe}_i > \text{Fe}_0$ объект на самом деле является исправным, но рассматривается как дефектный. Вероятность ложной тревоги равна вероятности произведения двух событий: наличие исправного состояния и значения $\text{Fe} > \text{Fe}_0$

$$P(H_{21}) = P(D_1)P(\text{Fe} > \text{Fe}_0/D_1) = P_1 \int_{\text{Fe}_0}^{\infty} f(\text{Fe}/D_1)\,\text{dFe}, \quad (1)$$

где $P1 = P(D_1)$ — априорная вероятность диагноза D_1 (считается известной на основании предварительных статистических данных). Подобным образом находится и вероятность пропуска дефекта $P(H_{12})$

$$P(H_{12}) = P(D_2)P(\text{Fe} > \text{Fe}_0/D_1) = P_2 \int_{\text{Fe}_0}^{\infty} f(\text{Fe}/D_2)\,\text{dFe}. \quad (2)$$

Вероятность принятия ошибочного решения слагается из вероятностей ложной тревоги и пропуска дефекта. В задачах определения действительного состояния ОД пропуск дефекта всегда менее предпочтителен, чем ложная тревога. Для того чтобы при статистической идентификации учесть этот момент, каждому из этих вероятностных событий дают «цену». Как правило, $C_{12} > C_{21}$, где C_{12} — предполагаемая цена ошибки последствия ложной тревоги, а C_{21} — соответственно пропуска дефекта. Если теперь учесть условные «цены» этих ошибок, то получим выражение для среднего риска

$$R = C_{21}P_1 \int_{\text{Fe}_0}^{\infty} f(\text{Fe}/D_1)\,\text{dFe} + C_{12}P_2 \int_{-\infty}^{\text{Fe}_0} f(\text{Fe}/D_2)\,\text{dFe}. \quad (3)$$

Далее по методу Ньютона–Пирсмана был выполнен расчет статистических оценок, используя формулы (1)–(3). Полученное решение дихотомической задачи распознавания технического состояния деталей ЦПГ МОД по данным трибомониторинга для наших экспериментальных выборок приведено ниже.

Пороговое значение Fe_0 составило 85,7 г/т. При условии, что в пробах ОЦМ $\text{Fe}_i > \text{Fe}_0$ с вероятностью 90,0 % можно утверждать — интенсивность изнашивания деталей ЦПГ МОД высокая. Необходимо установить причину и устранить дефекты в работе. Вероятность пропуска дефекта для полученного значения Fe_0 равняется 5 %. Средний риск принятия решения составил 24,8 %, что является вполне удовлетворительным.

Таблица 1

Сравнительные характеристики цилиндровых масел

Марка масла	Вязкость при 100 °С, сСт	Щелочное число, мг КОН/г
М-16-$Е_2$(30)	15–17	≥ 30
М-16-$Е_2$(60)	15–17	≥ 60
М-20-$Е_2$(70)	20–23	≥ 70
Mobilgard 570	19,5—20,5	≥ 70
Talusia XT-70	19,5—20,5	≥ 70
Chevron Delo Cyloil Special	19,5–20,5	≥ 70

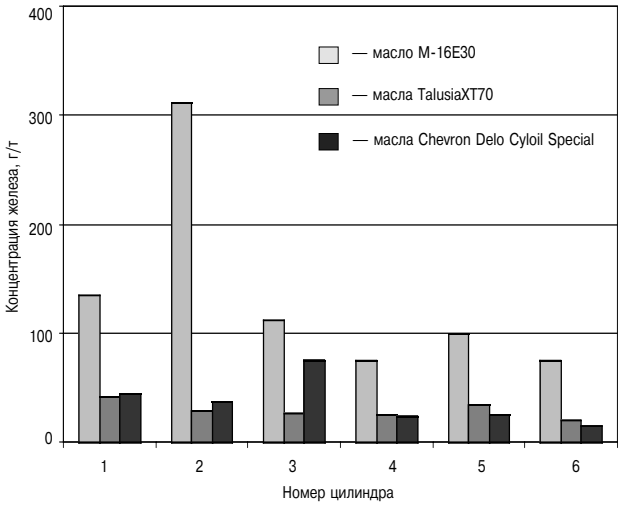


Рис. 3. Влияние масла типа цилиндрового на интенсивность изнашивания деталей ЦПГ

Выполненная статистическая идентификация технического состояния ОД по содержанию продуктов износа в ОЦМ позволяет перейти к решению практических задач обеспечения безопасной и эффективной эксплуатации судовых дизелей основываясь на данных трибомониторинга.

Примером может служить проведенные исследования оценки влияния типа цилиндрового масла на ресурсосберегающую эксплуатацию судового дизеля. Марки цилиндровых масел, получившие наибольшее распространение на флоте Дальневосточного бассейна, представлены в табл. 1, откуда следует, что применяемые цилиндровые масла можно разделить на две группы по вязкости. Первая имеет значение этого показателя, равное 15–17 сСт, а вторая — примерно 20 сСт.

Испытания проходили на дизеле 6ДКРН 74/160-3 (P_e = 8530 кВт; n = 140 об/мин). Двигатель прошел капитальный ремонт с заменой всех изнашиваемых деталей ЦПГ (цилиндровых втулок, поршней, комплекта поршневых колец). Испытания проводили после обкатки и приработки деталей двигателя. За период наблюдения в течение 820 ч дизель эксплуатировался на трех сортах цилиндровых масел.

На первом этапе испытаний использовалось масло М-16-$Е_2$(30), на втором — Talusia XT-70 и на последнем — Chevron Delo Cyloil Special. Результаты анализа проб ОЦМ по цилиндрам представлены на рис. 3.

Как следует из представленных данных, наихудшие результаты получены на первом этапе. Среднестатистическое содержание продуктов износа в ОЦМ составляло 134 г/т против 31,6 и 32,7 соответственно на втором и третьем этапах испытаний.

Аналогичные результаты были получены при статистической обработке результатов анализов проб ОЦП с других судов. Исследовались

Таблица 2

Данные трибомониторинга деталей ЦПГ МОД с разными типами цилиндровых масел

Наименование судна	Тип главного двигателя	Марка масла	Наработка ЦПГ после ТО и Р, ч	Продукты износа, г/т
т/к «БАМ»	6ДКРН74/160-3	М-16-$Е_2$(30)	2120	134
т/к «БАМ»	6ДКРН74/160-3	Talusia XT-70	2528	31,6
т/к «БАМ»	6ДКРН74/160-3	Chevron Delo Cyloil Special	2991	32,8
т/к «Березово»	6ДКРН74/160-3	М-16-$Е_2$(30)	3120	160
т/к «Вилюйск»	6ДКРН74/160-3	Chevron Delo Cyloil Special	3786	109
т/к «Каменск-Уральский»	6ДКРН74/160-3	М-16-$Е_2$(30)	4126	810
т/к «Нагаево»	6ДКРН45/120-7	М-16-$Е_2$(60)	1137	204
т/к «Венспилс»	6ДКРН45/120-7	М-16-$Е_2$(60)	3680	458
т/к «Даугава»	6ДКРН45/120-7	Mobilgard 570	4989	20,7
т/х «В.Чаленко»	6KZ57/80	М-16-$Е_2$(60)	7370	551
т/х «В.Чаленко»	6KZ57/80	М-20-$Е_2$(70)	7520	85,3

различные типы дизелей, имеющие различную наработку после технического обслуживания. Данные трибомониторинга сведены в табл. 2. Они убедительно свидетельствуют о том, что скорость изнашивания деталей ЦПГ при применении масел М-16-$Е_2$(30) и М-16-$Е_2$(60) в несколько раз выше, чем при использовании цилиндровых масел, имеющих класс вязкости 20 (ГОСТ 17479.1–85) или SAE 50 (стандарт SAE J 300). Во всех этих случаях осредненная по цилиндрам величина Fe была выше его порогового значения Fe_0. Данный факт однозначно указывает на то, что идет интенсивное изнашивание деталей ЦПГ, а техническое состояние дизеля классифицируется как неисправное.

Анализ представленных в табл. 2 данных позволяет выявить следующую интересную закономерность. У однотипных двигателей содержание Fe в ОЦМ было тем выше, чем больше составляла наработка дизелей. Так, у ГД танкера «БАМ» при использовании масла М-16-$Е_2$(30) концентрация Fe в ОЦМ была выше в 4,2 раза по сравнению с вариантом работы дизеля на масле класса SAE 50. Наработка деталей ЦПГ после моточистки здесь была примерно одинаковой и равнялась 2120 и 2520 ч соответственно. У ГД теплохода «В. Чаленко» при применении масла М-16-$Е_2$(30) износ деталей ЦПГ вырос уже в 6,5 раз по сравнению с его работой на масле М-20-$Е_2$(70). Но здесь наработка дизеля после моточистки была примерно в 3,2 раза выше, чем в предыдущем случаем. Эти результаты трибомониторинга показали, что по мере наработки дизеля и увеличения зазоров в трущихся деталях ЦПГ, все больше проявляется негативное влияние пониженной вязкости цилиндрового масла на условия работы трибосопряжений, вызывая их интенсивный износ.

Подводя итог проведенным исследованиям, можно отметить следующее. Методами статистической идентификации в результате проведенных натурных испытаний установлено, что для судовых МОД пороговое значение концентрации железа в ОЦМ равно 108,1 г/т. Ее превышение с вероятностью 91,2 % указывает на ухудшение технического состояния объекта диагностирования и требует от обслуживающего персонала корректирующих действий. С учетом полученных статистических решений провели исследование влияния вязкости применяемых цилиндровых масле на интенсивность изнашивания деталей ЦПГ МОД. Установлено, что наилучшие результаты в эксплуатации по критерию «минимальная скорости изнашивания» достигаются при использований цилиндровых масел, имеющих вязкость 19-21 сСт при 100 °С. При этом такие марки цилиндровых масел, как М-16-$Е_2$(30), М-16-$Е_2$(60) не удовлетворяют требованиям надежной и долговечной работы крейцкопфных дизелей (особенно длинноходовых) по своим вязкостно-температурным характеристикам.

Литература

1. *Возницкий И.В.* Практические рекомендации по смазке судовых дизелей. — СПб. : Моркнига, 2007. — 135 с.

2. Диагностирование судовых технических средств: Справочник / Е.С. Голуб [и др.]. — М. : Транспорт, 1993. — 150 с.

3. *Биргер И.А.* Техническая диагностика. — М. : Машиностроение, 1978. — 240 с.

4. *Надежкин А.В., Даничкин В.Н.* Управление техническим состоянием цилиндро-поршневой группы судовых крейцкопфных дизелей по результатам трибомониторинга // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. — 2008. — № 1. — С. 210–212.

УДК 621.33;621.43

ПРОГРЕССИВНЫЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ДВС

А.А. Грабовский, к.т.н., доц.
Пензенский государственный университет

Представлен анализ факторов, определяющих уровень экологических и экономических показателей рабочего цикла ДВС. Предложены кинематическая схема и термодинамический цикл поршневого ДВС на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями, обладающего улучшенными экологическими характеристиками, высоким механическим КПД, а также улучшенными кинематическими и динамическими параметрами. Указанные параметры достигаются за счет высокой степени расширения и «внутреннего охлаждения» рабочего тела.

Технико-экономические и экологические параметры функционирования поршневого ДВС определяются качеством реализации термодинамического цикла, включающего процессы газообмена, сжатия и подвода теплоты. Работа ДВС, основанная на классических термодинамических циклах Отто, Сабатэ–Тринклера, Дизеля сопровождается рядом сбалансированных и взаимосвязанных положительных и отрицательных свойств.

В этой компромиссно сбалансированной системе улучшение одного из параметров, как правило, ведет к ухудшению другого (других). Так, например, повышение степени сжатия повышает термический КПД, улучшает процессы горения топлива, следовательно, улучшается экономичность двигателя. При этом несколько снижается выброс продуктов неполного сгорания топлива, например окиси углерода. В то же время значительно увеличивается образование и выход окиси азота, что в силу ее токсичности в несколько раз опаснее для человека и окружающей среды. Не следует также игнорировать повышенные требования к октановому числу бензина, увеличение которого, зачастую, достигается не менее вредными присадками.

Установка в систему выпуска отработавших газов каталитических нейтрализаторов, оптимизация параметров функционирования систем питания и зажигания посредством микропроцессорной системы управления современным ДВС, несколько снижает остроту проблемы и даже приводит в соответствие вредные выбросы ДВС с требованиями европейских норм токсичности. Однако в этом случае неоправданно возрастают стоимостные показатели транспортных средств.

В 1886 г. английский инженер Джеймс Аткинсон, анализируя индикаторную диаграмму цикла Отто, пришел к выводу о необходимости изменения соотношения продолжительности тактов цикла двигателя Отто [1]. В двигателе Аткинсона (рис. 1) продолжительность рабочего хода (соответствует 3-му такту цикла Отто) была увеличена за счет увеличения времени перемещения поршня на такте расширения относительно такта сжатия, которое достигалось изменением геометрического радиуса кривошипа посредством применения дополнительного кинематического звена в кривошипно-шатунном механизме и закрытия впускного клапана с задержкой по углу поворота коленчатого вала на такте сжатия.

Это позволило значительно снизить максимальную температуру цикла при выполнении той же полезной работы. Но ввиду сложности реализации технического решения, предложенного Д. Аткинсоном, этот термодинамический цикл не получил широкого распространения.

В 1947 г. американский инженер Ральф Миллер, экспериментируя с газовым двигателем, предложил способ совмещения достоинств двигателя Аткинсона с более простым поршневым механизмом двигателя Отто [2]. Вместо того чтобы сделать такт сжатия механически более коротким, чем такт рабочего хода (как в классическом двигателе Аткинсона, где поршень движется вверх быстрее, чем вниз), Миллер пред-

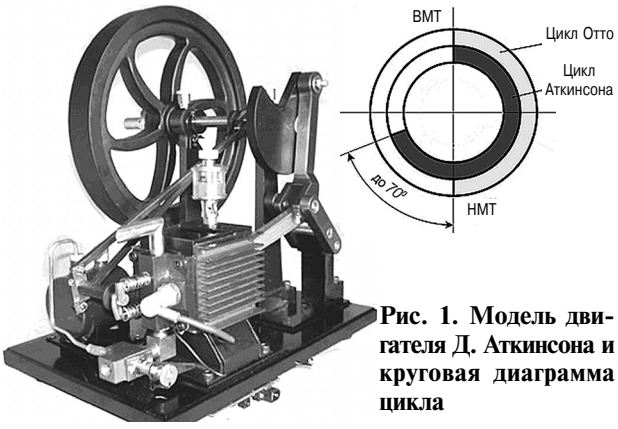


Рис. 1. Модель двигателя Д. Аткинсона и круговая диаграмма цикла

ложил сократить такт сжатия за счет такта впуска, сохраняя скорость движения поршня вверх и вниз одинаковыми (как в классическом двигателе Отто).

Для этого Миллер предложил два разных подхода: либо закрывать впускной клапан существенно раньше окончания такта впуска (или открывать позже начала этого такта), либо закрывать его существенно позже окончания этого такта. Первый подход носит условное название «укороченного впуска», а второй — «укороченного сжатия». В конечном счете, оба этих подхода дают один и тот же результат: снижение эффективной степени сжатия рабочей смеси относительно геометрической при сохранении неизменной степени расширения. То есть такт рабочего хода остается таким же, как в двигателе Отто, а такт сжатия сокращается — как у Аткинсона, только не по времени, а по эффективной степени сжатия смеси (рис. 2).

В двигателе, работающем по циклу Миллера, впускной клапан не закрывается с окончанием такта впуска, а остается открытым в течение первой части такта сжатия. Хотя на такте впуска топливовоздушной смесью был заполнен весь объем цилиндра, часть смеси вытесняется обратно во впускной коллектор через открытый впускной клапан, когда поршень начинает движение вверх. Сжатие смеси фактически начинается позже, после того как впускной клапан закрывается.

Таким образом, смесь в двигателе Миллера сжимается меньше, чем должна была бы сжиматься в двигателе Отто в цилиндре одинакового размера и объема. Это позволяет увеличить геометрическую степень сжатия (и, соответственно, степень расширения) выше пределов, ограниченных детонационными свойствами топлива и обеспечить фактическое давление сжатия на допустимом уровне за счет «укороченного такта

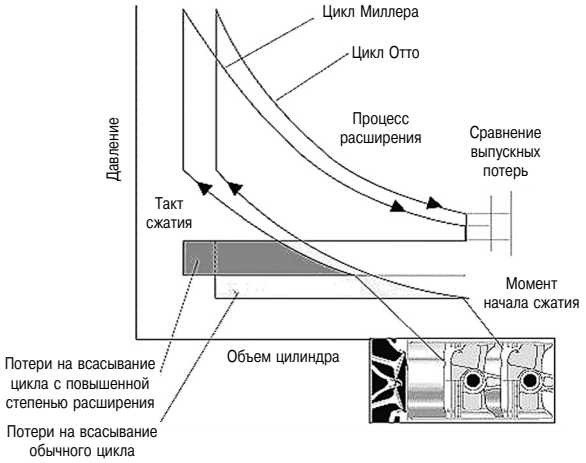


Рис. 2. Индикаторные диаграммы циклов Отто и Миллера

сжатия». Другими словами, при одинаковом давлении сжатия (ограниченном детонационными свойствами топлива) цикл Миллера имеет значительно большую степень расширения, чем цикл Отто. Это дает возможность более полно использовать энергию расширяющихся в цилиндре газов, что, собственно, и позволяет не потерять или далее увеличить топливную экономичность.

Однако работа двигателя по циклу Миллера (относительно цикла Отто), к сожалению, сопровождается потерей цилиндровой выходной мощности из-за ухудшения наполнения цилиндра.

Устранить указанный недостаток возможно за счет использования приводного нагнетателя, что в свою очередь приводит к увеличению потерь на его привод или за счет управления фазами механизма газораспределения, что приводит к усложнению конструкции. Эти технические решения выполнены инженерами фирмы «Mazda» на моторах Mazda V6 «Miller Cycle», а также на рядном 4-цилиндровом ДВС, объемом 1,3 л с новой системой последовательного изменения времени открытия клапанов «Sequential Valve Timing System», позволяющей частично компенсировать свойственное циклу Миллера падение максимальной мощности.

В технической литературе циклы Аткинсона–Миллера называют циклами с высокой степенью расширения или циклами с внутренним охлаждением. Несмотря на имеющиеся недостатки эти циклы обладают весомым преимуществом, а именно существенным снижением образования и выхода окиси азота.

Как показывают исследования, устранить недостатки цикла Аткинсона–Миллера с сохранением их преимуществ возможно при использовании в поршневом двигателе КШМ со сдвоенными кинематическими связями [3]. Макет ДВС и кинематическая схема предлагаемого КШМ представлены на рис. 3.

Кривошипно-шатунный механизм со сдвоенными кинематическими связями выполнен с использованием двух шатунов и двух коленчатых валов со значением дезаксиала (*e),* большим или равным радиусу кривошипа (*R*), что обеспечивает целый ряд преимуществ в сравнении с известными схемами КШМ, а именно:

➢ увеличение объема цилиндра при неизменном радиусе кривошипов *R*;

➢ отсутствие нормальной боковой составляющей силы давления на стенку цилиндра N_{Σ}, а следовательно, снижение потерь на трение в деталях цилиндро-поршневой группы;

➢ практически полное уравновешивание сил инерции от поступательно движущихся масс первого и второго порядков;

➢ значительное снижение скорости переме-

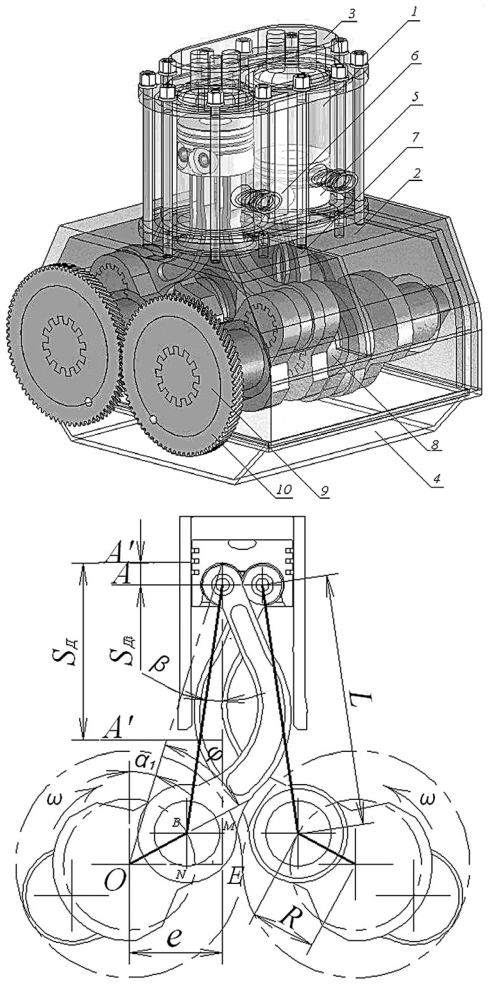


Рис. 3. Общий вид макета ДВС и расчетная схема КШМ со сдвоенными кинематическими связями и шатунами серповидной формы:

1 — цилиндр; *2* — картер; *3* — головка; *4* — поддон; *5* — поршень; *6* — поршневой палец; *7* — шатун; *8* — коленчатый вал; *9* — маховик; *10* — венец

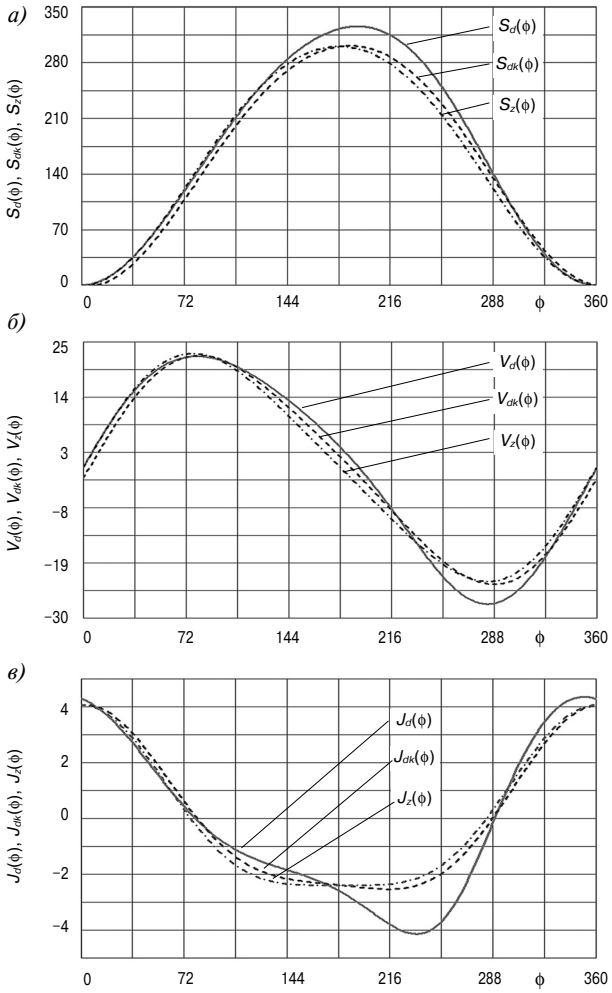


Рис. 4. Графики перемещения (S_d), скорости (V_d) и ускорения (J_d) поршня центрального КШМ (z) и дезаксиального (k) КШМ со сдвоенными кинематическими связями

щения поршня при его нахождении в области верхней и нижней мертвых точках, что способствует улучшению процесса сгорания рабочей смеси, наполнения и очистки цилиндра, а также уменьшению тепловых потерь на такте сжатия.

Результаты расчетов кинематических параметров дезаксиальных КШМ со значением дезаксиала $e \geq R$ и сдвоенными кинематическими связями показали значительную разницу в кинематике поршня в первом и втором полупериоде вращения коленчатого вала. Так, угол поворота коленчатых валов при перемещении поршня от верхней мертвой точки к нижней составляет 185−200°, а при движении от нижней мертвой точки к верхней — 160−175°. При этом скорость поршня в первом полупериоде ниже, чем во втором, что способствует лучшей наполняемости цилиндра на такте впуска и лучшей очистки цилиндра на такте выпуска (рис. 4).

В отношении скорости и перемещения поршня следует уточнить, что время его пребывания в зоне мертвых точек на 2−3 мс больше, чем в классических ДВС (рис. 5).

Это позволяет несколько увеличить коэффициент наполнения цилиндра за счет увеличения временного параметра такта впуска, при сохранении углового положения начала такта сжатия.

Процессы сжатия в обоих случая можно приравнять между собой по углу поворота коленчатого вала, конечно учитывая разницу в количестве свежего заряда. Эффективная степень сжатия при этом будет определяться как $\varepsilon_{ce} = (V_c + 0{,}72V_h)/V_c$ для случая классического ДВС и $\varepsilon_{ce} = (V_c + 0{,}77V_h)/V_c$ для случая ДВС со сдвоенными кинематическими связями. То есть приращение объема цилиндра V_h составляет 8−12 %, что приводит к некоторому увеличению эффективной степени сжатия, при прочих равных условиях.

В отношении процесса горения можно предположить, что в предлагаемом варианте КШМ, с учетом увеличения времени нахождения поршня в районе ВМТ (4 мс), процесс будет прибли-

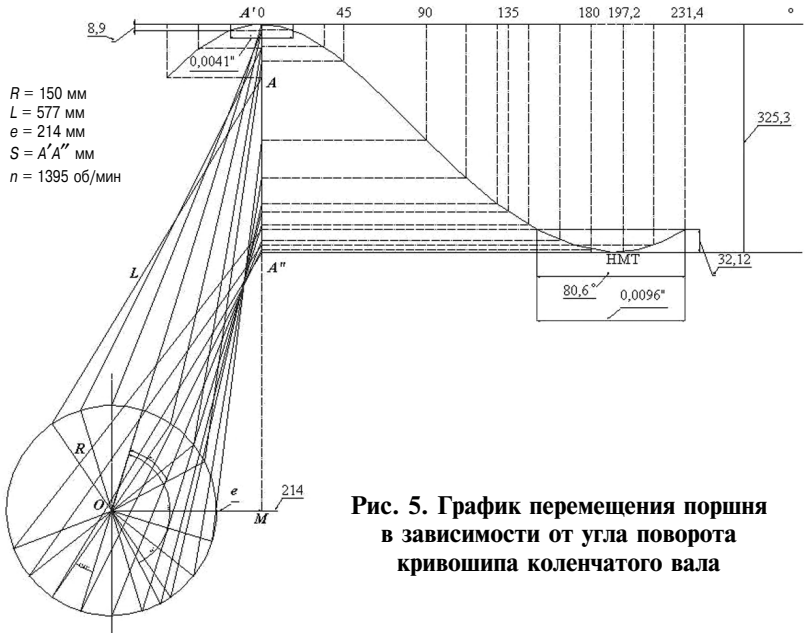


Рис. 5. График перемещения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа коленчатого вала

Степень расширения при этом будет определяться как $\varepsilon_p = (V_c + 0{,}78V_h)/V_c$ для классического ДВС и $\varepsilon_p = (V_c + 0{,}88V_h)/V_c$ — для ДВС со сдвоенными кинематическими связями.

Это однозначно ведет к увеличению угла поворота коленчатого вала с активным формированием крутящего момента, а также к снижению температуры цикла, а следовательно, и к снижению количества вредных выбросов.

Такт выпуска также будет несколько отличаться снижением потерь за счет увеличения количества ОГ выходящего из цилиндра в период свободного выпуска и снижения давления ОГ, а следовательно, и потерь в период принудительного выпуска.

жаться к процессу горения при постоянном объеме. Это в значительной степени может увеличить термический КПД цикла.

Сравнение тактов расширения показывает, что даже при сохранении величины угла свободного выпуска отработавших газов угол расширения с формированием крутящего момента увеличивается на 7–21 %.

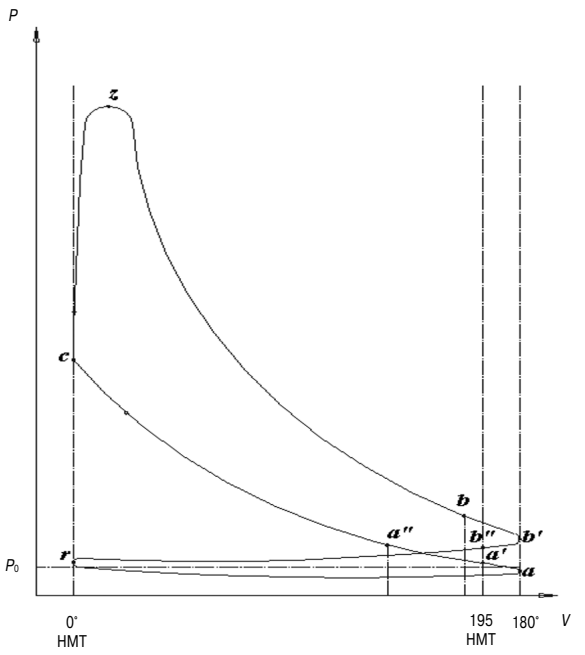


Рис. 6. Индикаторная диаграмма ДВС на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями:
r–a′ — такт впуска; *a–a′* — кинематический угол «дозарядки» цилиндра; *a′–a″* — угол «дозарядки» цилиндра на такте сжатия; *a′–c* — такт сжатие рабочей смеси; *c–z* — процесс горения; *z–b* — рабочий ход (такт расширения); *b–b′–b″* — угол свободного выпуска ОГ; *b″–r* — такт выпуска

Индикаторная диаграмма термодинамического цикла предлагаемого КШМ в координатах *P,V*, представлена на рис. 6. Участки кривой *a–a′– a″* и *b–b′–b″* представляют собой дополнительное приращение угла дозарядки цилиндра и угла свободного выпуска ОГ при сохранении значений углов сжатия и выпуска и увеличения угла периода расширения.

Представленное техническое решение направлено на улучшение экономических и экологических параметров поршневых ДВС. При этом разработка велась с учетом возможности использования термодинамического цикла и схемы КШМ в перспективных ДВС, используемых в составе гибридных и комбинированных силовых агрегатов.

Двигатели внутреннего сгорания на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями, по мнению разработчика, будут способствовать улучшению экономических и экологических характеристик, повышению механического КПД, а также обладать улучшенными кинематическими и динамическими параметрами, реализованными на основе прогрессивного термодинамического цикла с высокой степенью расширения и с «внутренним охлаждением».

Литература

1. http://ru.wikipedia.org/wiki/Atkinson.
2. http://ru.wikipedia.org/wiki/Цикл_Миллера.
3. *Грабовский А.А.* Кривошипно-шатунный механизм со сдвоенными кинематическими связями. Патент № 2382891 от 27. 02. 2010 г.
4. *Грабовский А.А., Аверьянова Е.С.* Кинематика кривошипно-шатунного механизма с двумя коленчатыми валами. Известия МГТУ МАМИ. Научный рецензируемый журнал. — М., МГТУ МАМИ, 2009. — № 2 (8). — 317 с.

УДК 621.431.72

ИМПУЛЬСНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Л.А. Шеромов, д.т.н., профессор кафедры судовых ДВС
Новосибирская государственная академия водного транспорта

Представлено описание ДВС без кривошипно-шатунного механизма, с высоким КПД, который достигается значительным уменьшением времени цикла с одновременным значительным увеличением максимальных параметров. Прототипом такого двигателя является артиллерийское орудие. Предполагается, что благодаря уменьшению времени действия высокой температуры на детали, окружающие камеру сгорания, тепловая напряженность останется допустимой. Энергия рабочего процесса в этом двигателе поглощается линейным электрическим генератором.

В наиболее общем случае термический КПД рабочего процесса любого теплового двигателя, в частности ДВС, определяется отношением минимальной и максимальной температур рабочего цикла, т. е.

$$\eta = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}}.$$

Эта формула действительна для цикла Карно. Для всех тепловых двигателей, имеющих другой цикл, берется отношение так называемых средних интегральных температур при подводе и отводе теплоты. Следовательно, для увеличения термического КПД двигателей внутреннего сгорания необходимо уменьшить отношение минимальной и максимальной температур. В реальных ДВС увеличение максимальной температуры цикла ограничено недопустимо большой тепловой напряженностью его деталей. Это вызывает нарушение условий смазки в парах трения, особенно между цилиндром двигателя и поршнем. Здесь весь резерв практически исчерпан. Тем более что увеличение максимальной температуры цикла приводит к повышению максимального давления цикла, следовательно, к недопустимо большим механическим нагрузкам на детали двигателя.

Теоретически очевидно, что для повышения КПД поршневого ДВС необходимо сделать ход поршня на такте расширения больше, чем на такте сжатия, но кривошипно-шатунный механизм не позволяет этого сделать.

Тем не менее, максимальная температура цикла поршневых ДВС довольно высока. У дизелей она достигает 2200 К, у бензиновых — 2600 К. Как видно, эта температура значительно больше той, которую могут выдержать материалы камеры сгорания двигателя и тем более смазочное масло при постоянном воздействии. Такие высокие температуры оказываются возможными, так как реально действуют в течение очень короткого времени, то есть импульсно. После осуществления рабочего цикла детали охлаждаются. Например, газотурбинный двигатель принципиально не может иметь такой же большой КПД, как у поршневых двигателей, так как максимальная температура их цикла постоянно действует на детали (лопатки газовой турбины) и не может быть больше температуры разрушения материала, из которого они изготовлены.

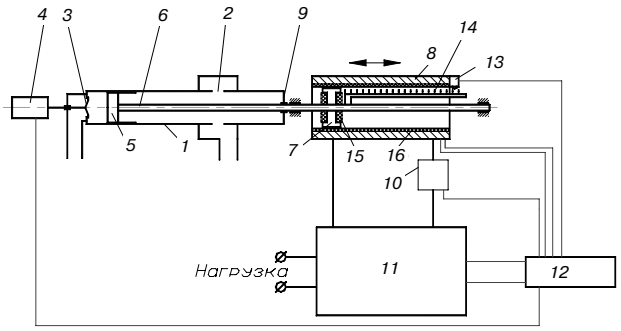
Предлагаемый способ работы поршневого ДВС заключается в том, что параметры рабочего цикла (максимальные давление и температура) в целях увеличения КПД значительно повышаются, но для сохранения уровня тепловой напряженности время цикла значительно уменьшается. Примером такого осуществления рабочего цикла является огнестрельное оружие (пушка и т. п.). Достигаемые там давления превышают 1000 атм, а температуры достигают многих тысяч градусов.

Предлагаемый импульсный ДВС в принципе может работать по дизельному циклу или циклу бензинового двигателя. Практическое осуществление такого способа работы ДВС требует отказа от традиционных схем их конструкций.

Во-первых, сила, действующая на поршень такого двигателя, очень велика, и преобразовать ее в крутящий момент чисто механически едва ли возможно. Поэтому предлагается использовать электрическую компенсацию этой силы в линейном электрическом генераторе (см. рисунок). Используя свойство обратимости электрических машин, можно осуществлять и такт сжатия предлагаемого ДВС.

Во-вторых, давления в таком ДВС значительно больше, чем в обычном, поэтому при его изготовлении должны применяться более прочные материалы и соответствующая технология, аналогичная технологии изготовления орудийных стволов.

В-третьих, есть проблема управления рабочим процессом. Например, необходимо запускать линейный генератор в режиме двигателя для совершения такта сжатия в определенный момент



Импульсный ДВС:

1 — цилиндр двигателя; *2* — продувочные окна; *3* — выпускной клапан; *4* — электромагнитный привод выпускного клапана; *5* — поршень; *6* — шток поршня; *7* — якорь линейного электрического генератора; *8* — статор линейного электрического генератора; *9* — воздушная предохранительная подушка; *10* — управляемый электрический вентиль; *11* — буфер электрической энергии; *12* — управляющий компьютер; *13* — датчик положения поршня; *14* — обмотка якоря; *15* — силовая обмотка генератора; *16* — подшипники штока

времени, регулировать скорость отбора электрической энергии так, чтобы поршень передвигался всегда на одно и то же расстояние при изменении режима работы ДВС. Для этой цели можно применить управляющий компьютер (микропроцессор), оборудованный соответствующими датчиками и исполнительными механизмами. Задел по этой проблеме уже имеется в области двигателестроения, так что необходимы лишь конкретные конструкторские проработки.

Автором проведены сравнительные расчеты термодинамических циклов предлагаемого двигателя и обычного дизеля. При этом оказалось, что термический КПД возрастает примерно на 26 %. Следовательно, в реальном цикле можно увеличить КПД на 15–18 %. Расчеты проведены для максимального давления цикла 40 МПа и максимальной температуры цикла 5000 К.

Работает двигатель следующим образом (на примере дизельного двухтактного цикла). На рисунке его поршень показан в начале процесса расширения, т. е. топливо впрыснуто форсунками (на рисунке не показаны), и идет процесс его сгорания. При этом поршень *5* под действием давления в цилиндре *1* двигается вправо (на рисунке) и через шток *6* предает усилие на электромагнит генератора *7*. Генерируемая при этом электрическая энергия поступает через открытый микропроцессором *12* вентиль *10* в буфер *11* (например, аккумулятор). В основном буфер служит для поддержания постоянного напряжения на нагрузке (например, электродвигателе). В конце такта расширения выпускной клапан открывается электроприводом и цилиндр продувается воздухом из ресивера от продувочного насоса (на рисунке не показан). По окончании продувки микропроцессор переводит генератор в двигательный режим, переключая вентили *10*, и, таким образом, осуществляется процесс сжатия (поршень идет влево на рисунке). Далее цикл повторяется. Но при условии поддержания определенной температуры внутренней стенки цилиндра, где установлен специальный датчик.

При такой схеме работы увеличится и механический КПД, так как существенно уменьшатся потери на трение. В отличие от обычных ДВС, шток поршня перемещается в подшипниках скольжения, разнесенных на значительное расстояние. Это исключит силу, прижимающую поршень к стенке цилиндра. Кроме этого, двигатель не имеет коленчатого вала, в подшипниках которого трение также существенно. Конечно, существует КПД всех электрических элементов, но он, как известно, близок к единице, и незначительно уменьшит эффект от повышения КПД двигателя внутреннего сгорания.

При работе двигателя существует возможность обрыва электрической цепи генератора. Тогда для предотвращения разрушения конструкции с обратной стороны штока поршня можно установить специальную демпфирующую воздушную подушку в виде цилиндра, которая начинает действовать при проходе поршнем крайнего положения. На рисунке — это ближайшая к генератору кромка продувочных окон *9*.

При рабочем ходе поршня линейный генератор создает импульс тока, который поглощается буфером *11*. Принципиальных проблем с созданием этого генератора нет. За прототип его конструкции принимается обычный генератор постоянного тока.

К недостаткам предлагаемого двигателя следует отнести возможное ухудшение экологических показателей, однако имеется возможность значительного увеличения продолжительности такта расширения по отношению к такту сжатия, что очевидно приведет к частичному решению проблемы.

По мнению автора изобретения предлагаемая идея является революционной в двигателестроении. Основная ее цель — полный отказ от преобразования тепловой энергии в механическую и максимальное использование электроники и компьютерной техники. Вообще применение электроники в современных ДВС нарастает лавинообразно, поэтому переход прямого преобразования тепловой энергии в электрическую энергию давно назрел. При этом автором выполнены все необходимые расчеты, подтверждающие работоспособность конструкции.

Литература

1. Способ работы поршневого ДВС. Патент РФ № 2209324.

Информационное сообщение о результатах публикации в журнале «Двигателестроение» № 4 2010 г. статьи Маслова А.П. и Бирюка В.В. «Как нам преобразовать тракторное двигателестроение»

Авторы статьи обратились к специалистам в области двигателестроения с предложением создать единое информационное пространство на основе CALS/ИПИ-технологий для консолидированного участия в проектировании и постановке на производство новых отечественных двигателей.

В ответ на опубликованное обращение в адрес авторов были направлены предложения от специалистов следующих предприятий:

➢ Заволжского моторного завода с предложением по сотрудничеству в вопросах моделирования, компоновки и сборки деталей и узлов двигателей;

➢ НИИ МиПМ ЮФУ с предложением по созданию высокоэффективных зубчатых передач;

➢ ОАО НИИД (Москва) с предложением по проектированию деталей ЦПГ поршневых ДВС и разработки теплообменников;

➢ ГОУ ВПО Уфимского государственного авиационного технического университета с предложением по разработке устройств гидропневмоавтоматики, упрочняющих наноструктурных покрытий для алюминиевых сплавов, технологией моделирования и автоматизированного проектирования сложных систем, систем имитационного моделирования «Альбея-ДВС»;

➢ Дальневосточного государственного технического университета «Кораблестроительного института» с предложением принять участие в разработке энергетических установок и оборудования надводных и подводных кораблей, гражданских судов, буровых платформ, а также технологического оборудования для использования в судостроении;

➢ Южно-Уральского государственного университета с предложением выполнять работы в области совершенствования переходных процессов дизелей с различными типами регуляторов, расчеты и исследования двигателей, работающих по замкнутому рабочему циклу, моделированию рабочих процессов дизелей и газовых двигателей, малотоксичных HCCI двигателей, работающих на альтернативных видах топлива.

В январе–феврале этого года Министерством образования и науки Российской Федерации были организованы обсуждения в формате «круглых столов» с целью организации работ по формированию перечня технологических платформ для формирования программ инновационного развития (ПИР).

Данная работа выполняется в соответствии с поручением Президента Российской Федерации по модернизации и технологическому развитию экономики России (№ Пр-22 от 4 января 2010 г. пункт 5 «б»).

Основная задача ПИР заключается в формировании стратегических программ исследований и разработок, а также принципов государственной научно-технической политики при постановке тематики НИОКР, финансируемых в рамках государственных программ, выстраивании научно-производственной кооперации (из письма заместителя министра Минобрнауки РФ А.К. Пономарева АП-164/13 от 29.10.2010 «Об участии в формировании программ инновационного развития и перечня технологических платформ»).

28 января 2011 г. один из авторов этой статьи Маслов А.П. принял участие в работе «круглого стола», где информировал собравшихся о предложениях по формированию единого информационного пространства для разработки двигателей внутреннего сгорания.

Большой интерес вызывает возможность кооперации работ с государственным инжиниринговым центром СТАНКИН Московского государственного технологического университета. Предложенный ГОУ ВПО МГТУ СТАНКИН проект технологической платформы «Наукоемкие технологические средства машиностроительного производства» после объединительных процедур с другими платформами, Минэкономразвития РФ и Минобрнауки РФ рекомендован в перечень технологических платформ, предлагаемых для утверждения Правительственной комиссией по высоким технологиям и инновациям.

Как мы полагаем, сотрудничество с ГИЦ СТАНКИН позволит создать программные комплексы (CAM и CAI) для производства и контроля геометрических размеров и параметров двигателя. CAM (программный комплекс по организации подготовки производства и производство с использованием компьютерных систем) и CAI (программный комплекс системы контроля геометрических размеров деталей, узлов и двигателя в целом).

УДК 621.436

НОВЫЕ ДИЗЕЛИ И ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Материал подготовил к.т.н. Г.В. Мельник

Редакция продолжает серию публикаций материалов 26-го Конгресса CIMAC, посвященных созданию новых моделей двигателей с использованием самых современных тенденций в области двигателестроения.

В докладе фирмы «Technomot» (Англия) приводится описание конструкции нового семейства универсальных быстроходных дизелей размерностью 15/18 в рядном и V-образном исполнении, причем вариант V12 имеет две версии — дизельную и газодизельную. При создании нового семейства двигателей ставилась задача существенного повышения КПД и достижения прогрессивных экологических показателей в рамках максимально простой и надежной конструкции. Последнее особенно важно, поскольку новый двигатель предполагается выпускать в разных странах мира на предприятиях с разными стандартами производства.

В докладе фирмы «Jenbacher» представлены результаты работы по повышению КПД и снижению вредных выбросов газовых двигателей GE-Jenbacher за счет применения цикла Миллера–Аткинсона. Этот прогрессивный цикл достаточно популярен у двигателестроителей. Однако, как известно, при существенном увеличении фазовых сдвигов угла открытия впускного клапана, т. е. применения «укороченного впуска» или «укороченного сжатия» возникает необходимость применения высокого наддува. В докладе рассматриваются качественные и количественные аспекты этой проблемы, возникшей в ходе создания газовых двигателей новой серии.

СОЗДАНИЕ НОВОГО ВЫСОКООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ ПОВЫШЕННОЙ НАДЕЖНОСТИ

Esmail Karimi, Norman Hadley, Technomot Ltd, Англия

Доклад посвящен созданию нового семейства дизелей и газодизелей размерности $D/S = 15/18$ с диапазоном мощности 500–1250 кВт. Рассматриваются, в частности, вопросы применения системы впрыска высокого давления типа common rail, турбокомпрессоров с высоким КПД, головок цилиндра с поперечной продувкой и разделенными окнами и других инновационных технологий, направленных на достижение рекордных для данного класса двигателей показателей топливной экономичности.

Согласно техническому заданию двигатель должен был разрабатываться в двух версиях — дизель и газодизель.

Одним из условий контракта была передача большинства разработанных технологий заказчику. Это потребовало детальной и тщательно расписанной процедуры непрерывного ведения отчетности, а также организации учебных курсов для персонала заказчика в офисе разработчика «Technomot» (г. Warrington, Англия) длительностью более одного года. В настоящее время многие заказчики, не довольствуясь готовыми решениями, желают сами принимать участие в их создании.

«Technomot», со своей стороны, всегда был сторонником принципа параллельного проектирования, что и обеспечило в итоге успех нового проекта — от выработки концепции до создания опытного образца. В команду разработчиков вошли опытные расчетчики, технологи, маркетологи, специалисты по адаптации двигателей к различным применениям, обеспечению качества и послепродажному обслуживанию. Это позволило всесторонне оценить все компоненты и системы двигателя, и гарантировало, что ни один существенный аспект разработки не будет упущен.

Данный подход был формально закреплен введением процедуры регулярных обсуждений проекта, в ходе которых компоненты и системы, как и конструкция двигателя в целом, тщательно исследовались для выявления возможных видов отказов, а также решения производственных и эксплуатационных проблем.

В качестве примера подобного комплексного подхода можно привести историю проектирования головки блока цилиндров. С самого начала было решено, что поставленные задачи могут быть реализованы только за счет применения четырехклапанной головки и камеры сгорания с поперечной продувкой. На основании имеющегося опыта была создана предварительная модель для оценки конструкции с точки зрения тепловой и механической прочности.

Постоянное и тесное сотрудничество между конструкторами и расчетчиками, а также оперативный обмен данными между программными моделирующими системами ProEngineer и Ansys позволили, действуя методом последовательных приближений, достаточно быстро оптимизировать габариты и массу головки, а также размеры окон. С первого же дня была поставлена задача учета таких факторов, как технологичность и перспективы обеспечения качества.

Другой пример — проектирование шатунно-поршневой группы для шестицилиндровой версии двигателя. Одним из требований заказчика

была максимальная взаимозаменяемость деталей для разных компоновок двигателя. Однако это требование оказалось несовместимым с задачей минимизации массогабаритных показателей. В частности, для двигателей рядного исполнения понадобился легкий шатун с горизонтальным разъемом, извлекаемый через цилиндровую втулку. Поскольку преимущества такого решения были очевидны, заказчик с ним согласился.

В этом случае пришлось просчитать более 200 комбинаций диаметра шейки кривошипа, размера демпфера, длины шатуна и других параметров, прежде чем был найден оптимальный вариант, причем на это ушло всего две недели. Такая скорость расчета вариантов была достигнута благодаря использованию фирменного программного обеспечения, в частности, программ Technodyne™ и Technotorv™. Эти программы предназначены для расчетов внутренних сил, действующих на механизмы двигателя, и крутильных колебаний.

В результате удалось добиться снижения массы шатуна рядного двигателя на 27 % по сравнению с вариантом для V-образного блока. Это дало возможность соответственно снизить массу противовесов и благодаря этому уменьшить длину шатуна на 12 % (по сравнению с вариантом для V-образного блока), а также уменьшить размеры картера и общую высоту двигателя.

Еще одним требованием к 6-цилиндровой версии двигателя была возможность ее установки под полом автомотрисы, т. е. в горизонтальном положении с максимальным габаритом по высоте установки 870 мм. Хотя данное применение двигателя не самое типичное, оно потребовало перекомпоновки некоторых узлов, например масляного холодильника и стартера, ради сокращения габаритов. Заказчик особенно настаивал на том, чтобы конструкция двигателя обеспечивала возможность организации его производства на разных предприятиях в различных странах мира, поэтому при разработке предпочтение было отдано надежным и проверенным временем техническим решениям. Подобные решения, кроме того, диктовались необходимостью обеспечения большого моторесурса.

Блок цилиндров при горизонтальном расположении двигателя был наклонен под углом 10° к горизонту, что позволило предотвратить растекание масла без ущерба прочности. Создатели двигателя понимали, что и при вертикальной ориентации компактность не менее важна, к тому же она способствует снижению производственных затрат.

В качестве примера компромисса между соображениями инноваций и практичности можно привести принятое с самого начала решение об



Рис 1. Легкий шатун «Technomot» для рядного двигателя

использовании системы впрыска топлива типа common rail. Это решение, вытекающее из требований высокой топливной экономичности и минимальных вредных выбросов, для данного заказчика было новаторским. Чтобы облегчить переход к этой новой для заказчика технологии, «Technomot» заказал соответствующее оборудование у солидного и надежного поставщика.

Аналогичная политика проводилась и в отношении других компонентов двигателя. Для минимизации рисков основные комплектующие, такие как картер, коленчатый вал, кулачковый вал и головки цилиндров заказывалось у наиболее известных британских и европейских поставщиков. «Technomot» имеет многолетний опыт работы со всеми этими поставщиками, поэтому не было никаких сомнений в своевременности будущих поставок.

Поставщиков вспомогательного оборудования подбирал сам заказчик, пользуясь, однако, советами «Technomot» для подбора поставщиков в странах с наименьшей стоимостью производства. В данном случае заказчик пользовался консультациям «Technomot», чтобы обеспечить конкурентоспособность двигателей на мировом рынке.

Для создания рабочего процесса с максимально возможной термодинамической эффективностью была использована фирменная программа термодинамического моделирования Technopert™, соединившая в себе достижения термодинамики с многолетним инженерным опытом ее создателей.

Оптимизация процесса сгорания проводилась с интенсивным использованием гидродинамического моделирования (Computational Fluid Dynamics — CFD). Поставщик системы топливоподачи провел собственное гидродинамическое моделирование системы common rail многоцилиндрового двигателя, от топливного насоса до распылителей (рис. 2).

Результаты гидродинамического моделирования в системе AMEsim поступали непосредственно в систему моделирования сгорания Star-CD, что обеспечило возможность комплексного ана-

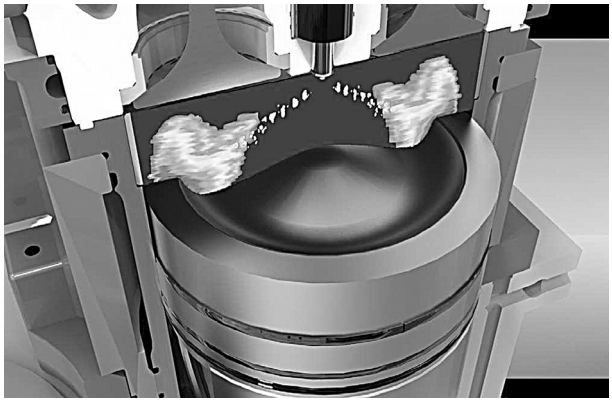


Рис. 2. Результат CFD моделирования впрыска

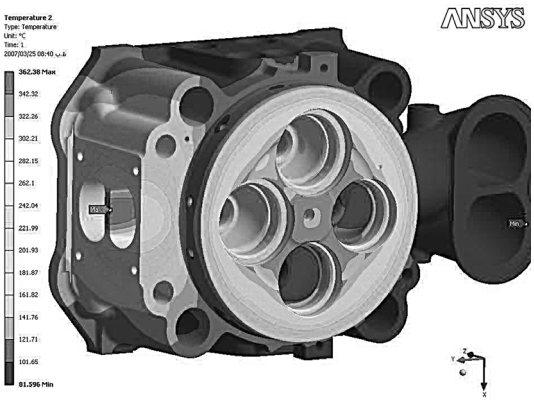


Рис. 3. Предварительный тепловой расчет головки цилиндра

лиза конфигурации распылителя. Такое взаимодействие двух программ моделирования позволило создать модель, которая по своей достоверности далеко опережает все предыдущие.

Программный пакет CFX системы Ansys был использован для оптимизации параметров потока воздуха, который поступает из воздушного ресивера во всасывающие окна, проходит через камеру сгорания и уходит в выпускной коллектор через выпускные окна. Этот же пакет в сочетании с методом конечных элементов (Finite Element Analysis — FEA) использовался для оптимизации системы охлаждения крышки цилиндра с учетом параметров теплопередачи, теплоотвода и температуры металла. Это потребовало высокого уровня взаимодействия между модулями Ansys CFX и Ansys FEA .

Метод конечных элементов сыграл значительную роль в оптимизации толщины сечений различных компонентов двигателя с точки зрения наилучшего использования материала, надежности и технологичности в рамках данного применения. Все расчеты температуры, скорости деформации и усталостной прочности сводились к поиску оптимальных параметров, при которых условия прочности материала удовлетворялись бы с достаточным запасом.

В ходе работы была произведена тепловая оптимизация головки цилиндра. Как показывает опыт, для выбранного сорта чугуна с шаровидным графитом температура фронта пламени не должна превышать 350 °С во избежание проявления эффекта ползучести. Кроме того, была выполнена механическая оптимизация (минимизация) угла отклонения фронта пламени в пределах заданных границ.

В ходе термомеханического расчета оценивались эффекты многоцикловой и малоцикловой усталости при пиковых нагрузках по давлению и высоких термических перегрузках. Подобные перегрузки характерны, в частности, для быстроходных паромов, двигатели которых работают в режиме частых пусков и остановок. В результате родилась конструкция, обеспечивающая достаточные запасы прочности во всем диапазоне нагрузок и скоростей (рис. 3).

Для шатуна V-образного двигателя был выбран вариант с косым плоским разъемом. За основу был принят вариант с углом наклона 40° к горизонтали. Затем выбранные параметры были уточнены с целью минимизации скольжения в разъеме, толщины масляной пленки и обеспечения возможности выема поршня через втулку цилиндра. Последнее условие потребовало увеличения угла наклона к горизонтали до 41°, так как понадобилось утолщение материала вокруг резьбового отверстия для шатунных болтов.

Плоский разъем был выбран во избежание технологических проблем, связанных с профилированием зубчатого разъема. Как показывает опыт, для обеспечения нормальной работы плоского разъема и минимизации скольжения в разъеме необходимо, чтобы предварительный затяг болтов превышал равнодействующую сил инерции и сборки (посадки подшипника) не менее чем в 4 раза. Выполнение этого условия было подтверждено МКЭ. (рис. 4)

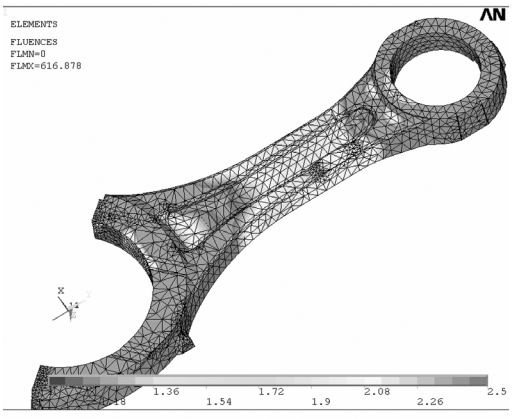


Рис. 4. Распределение коэффициента запаса прочности в стержне шатуна

Прессовая посадка, согласно рекомендациям производителя подшипника, должна обеспечивать радиальное давление на подшипник в пределах 12–18 МПа.

В расчетах шатуна заданные граничные условия включали как инерционные нагрузки, так и нагрузки от прессовой посадки. В данном случае эти нагрузки складываются из затяга болтов и радиальных усилий, возникающих при запрессовке обоих подшипников — поршневого и шатунного. Значения сил инерции, возникающих при разносе, а также сил, действующих на поршень при пиковом давлении в цилиндре, были найдены по результатам моделирования с помощью программы TechnoDyne. Эти значения были использованы при расчетах постоянных и циклических напряжений и, в конечном итоге, коэффициентов запаса прочности.

Расчетные коэффициенты запаса прочности с учетом радиального биения и продольного изгиба оказались достаточно велики. Полученные величины контактного давления на наружные поверхности подшипников, а также значения проскальзывания сравнивались с критериями приемлемости, основанными на опыте проектирования аналогичных двигателей, чтобы можно было оценить риск развития при длительной эксплуатации фреттинга и возникновения проблем, связанных с этим механизмом разрушения. Был проведен расчет посадки и жесткости обоих подшипников, в результате которого методом последовательных приближений были получены приемлемые значения контактного давления и скольжения.

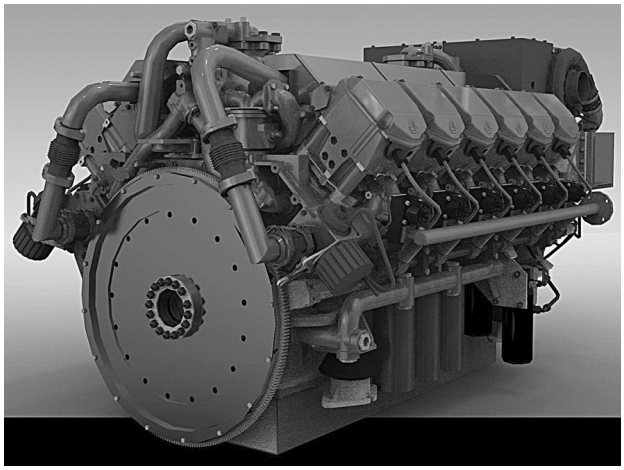


Рис. 7. Газодизель V12

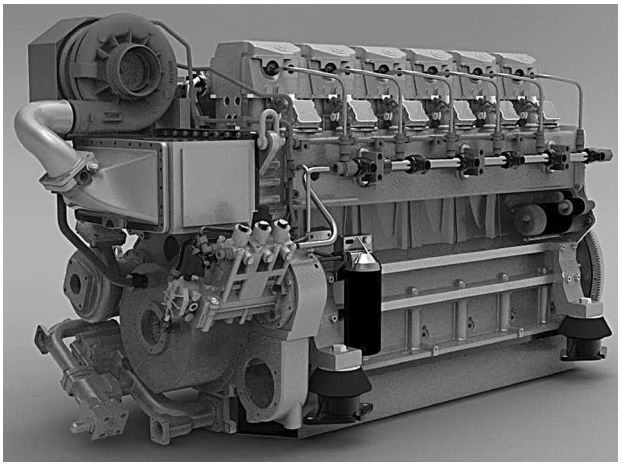


Рис. 5. Рядный 6-цилиндровый дизель

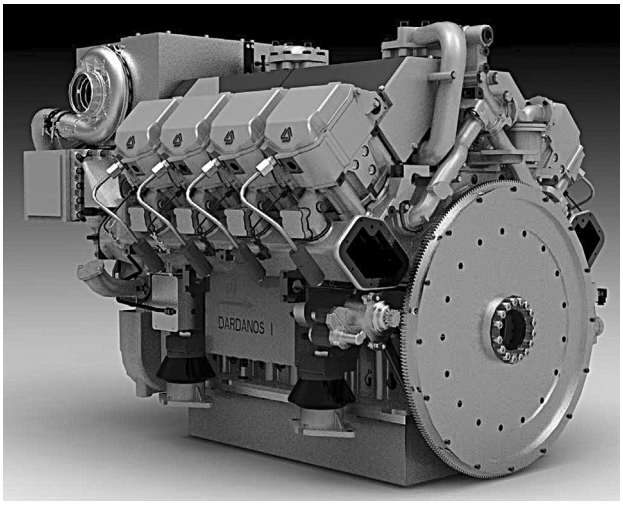


Рис. 6. Дизель V8

Для динамических расчетов всех движущихся частей двигателя был использован пакет ADAMS, предназначенный для анализа многомассовых систем. Он использовался также для расчетов механизмов привода клапанов, зубчатой передачи, коленвала и шатуна, что позволило исследовать эти узлы достаточно подробно.

В двигателе применен цельный поршень из высокопрочного алюминиевого сплава с тремя поршневыми кольцами, охлаждаемый маслом. Масло на охлаждение поршня поступает из магистрали перед фильтром, причем его подача регулируется клапаном во избежание переохлаждения на малых нагрузках. Оптимизация системы охлаждения поршня стала возможной благодаря тесному сотрудничеству с его изготовителем, предоставившим подробные карты распределения температур в камере сгорания и коэффициентов теплопроводности. Это позволило гарантировать, что температура днища поршня будет оставаться в допустимых пределах.

Основное внимание было сосредоточено на V-образном 12-цилиндровом двигателе, который считается приоритетным. Первый опытный образец такого двигателя был поставлен на испытания досрочно, летом 2009 г. Одновременно была продолжена работа над остальными вариантами, в числе которых рядный 6-цилиндровый (рис. 5), V-образный 8-цилиндровый

(рис. 6), а также V-образный 12-цилиндровый газодизель (рис. 7).

Газодизельный вариант был особенно важен для заказчика, поскольку большая часть его рынков сбыта составляют области, где природный газ значительно более доступен, чем дизельное топливо. При этом газодизель по мощности должен быть как можно ближе к дизелю. Это задача оказалась непростой, но решаемой.

Используя новейшие методы борьбы с детонацией и работая в тесном сотрудничестве с аналитиками заказчика, «Technomot» продемонстрировала возможность достижения газодизелем номинальной мощности, составляющей до 90 % мощности дизельного аналога. Методы предотвращения детонации подробно освещены в публикации ASME ICES2008-1630.

После тщательного анализа всех факторов, касающихся, в первую очередь, расхода топлива и безопасности, было принято стратегическое решение об организации индивидуальной подачи газа в каждый цилиндр. Тем самым устраняется необходимость прохождения газовоздушной смеси через компрессор, связанное с определенными рисками, и предотвращаются непроизводительные потери газа при продувке. Схема системы подачи газа показана на рис. 8.

Возможность подачи газа была учтена с самого начала при конструировании головки цилиндра. В каждой отливке головки имеется специальный выступ, который после соответствующей механической обработки может быть использован для размещения электромагнитного газового клапана над каналом подачи воздуха. В дизелях этот выступ остается необработанным. Такое решение позволило сократить производственные расходы за счет унификации отливок.

Как уже говорилось выше, при разработке 6-цилиндрового рядного варианта пришлось учесть специфические требования железнодорожного применения. Тем не менее удалось добиться высокой степени унификации деталей рядной и V-образной версий, за исключением конструкции шатуна.

Основные параметры двигателя (версия V12)

Длительная мощность (ИСО 3046)	1000 кВт при 50 Гц 1100 кВт при 60 Гц
Кратковременная мощность (ИСО 3046)	1100 кВт при 50 Гц 1250 кВт при 60 Гц
Частота вращения	1500 об/мин 1800 об/мин
Диаметр цилиндра	150 мм
Ход поршня	180 мм
Среднее эффективное давление	22 бар
Максимальное давление в цилиндре	200 бар
Удельный расход топлива	199 г/кВт·ч (ИСО 3046)
Выбросы	Директива European Rail 97/68, стадия IIIa
Длина	2195 мм
Ширина	1280 мм
Высота	1240 мм
Масса	3700 кг

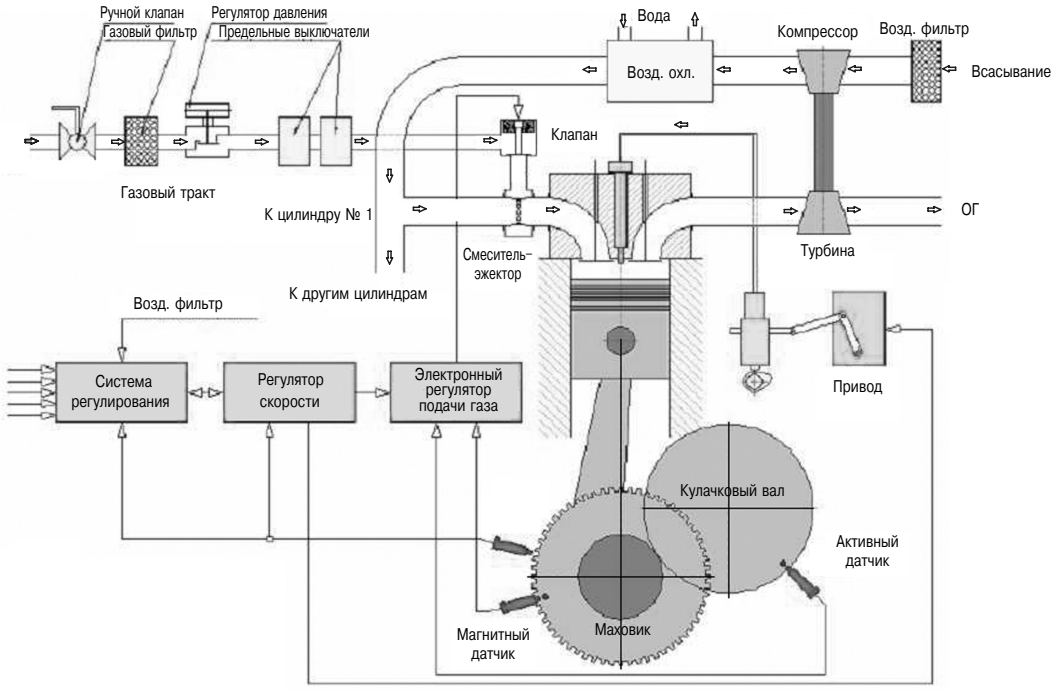


Рис. 8. Схема управления подачей газа в газодизеле

Основные параметры нового семейства двигателей (применительно к версии V12) сведены в таблицу.

Для фирмы «Technomot» данный проект, помимо прочего, стал отправной точкой для создания собственного одноцилиндрового лабораторного отсека. Этот отсек используется для отработки технических и технологических решений в ходе реализации программы Technomot по уменьшению вредных выбросов. Целью этой программы является снижение выбросов NO_x до 2 г/кВт·ч при сохранении рекордного в своем классе расхода топлива.

Выводы

Сочетая практический опыт, инновации, параллельное проектирование и сложное компьютерное моделирование, фирма «Technomot» создала семейство двигателей, находящееся на уровне лучших мировых образцов по своим техническим и массогабаритным показателям, надежности, компактности и экономичности.

В двигателе применена современная электронная система топливоподачи, позволившая существенно снизить расход топлива, но основные его компоненты выбраны из соображений максимального упрощения производства, эксплуатации и обслуживания. Это позволит свести к минимуму как производственные, так и эксплуатационные расходы. Конструкция двигателя обеспечивает универсальность его применения. Он может быть, в частности, использован как главный судовой, тепловозный, а также в составе дизель-генератора.

ГАЗОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ БУДУЩЕГО: ИННОВАЦИОННЫЙ ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ И ВЫСОКАЯ СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ ВЫВОДЯТ КПД НА НОВЫЙ УРОВЕНЬ

Johann Klausner, Christian Trapp, Herbert Schaumberger, Markus Haidn, Juergen Lang, GE Jenbacher GmbH, Австрия

В мире наблюдается отчетливая тенденция к децентрализации энергоснабжения, и не последняя роль в этом процессе отводится газовым двигателям. Современные машины уже достигли достаточно высокого уровня КПД за счет организации процесса сгорания и использования цикла Миллера–Аткинсона в сочетании с высокой степенью сжатия. Однако задача дальнейшего повышения КПД с повестки дня не снимается, в частности, для обеспечения возможности работы двигателей на различных видах газов. В настоящем докладе описывается новая идеология применения высокого наддува для усиленного цикла Миллера-Аткинсона. Увеличение степени повышения давления и КПД турбокомпрессора позволяет более полно использовать потенциальные возможности этого цикла.

Одной из важнейших задач энергетики на ближайшие годы становится производство электрической и тепловой энергии в количествах, достаточных для стабильного развития мировой экономики. Основными сдерживающими факторами при этом выступают климатические изменения и ограниченность ресурсов ископаемого топлива. Оба эти фактора тесно связаны между собой, поскольку глобальное потепление, по мнению некоторых ученых, считается результатом увеличения концентрации двуокиси углерода (CO_2) в земной атмосфере.

На рис. 1 показано распределение мирового производства энергии в 2010 г. на основе различных видов топлива. Доля минерального топлива при этом составляет 67 %, из которых 30 % приходится на природный газ, сжигаемый в поршневых двигателях, турбинах и установках смешанного цикла. Сравнивая это распределение с прогнозом на 2030 г., мы видим значительные изменения, особенно в газовом секторе (рис. 2).

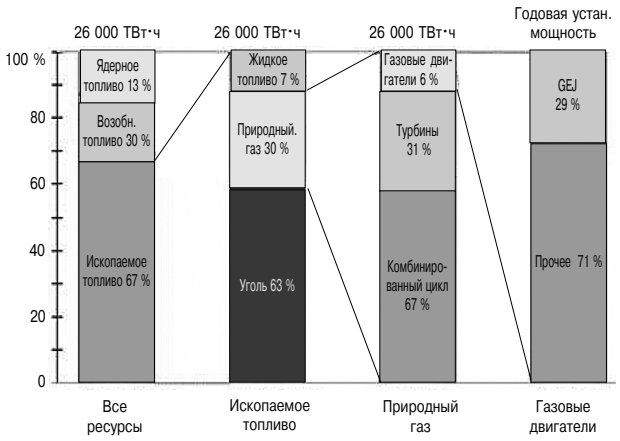


Рис. 1. Мировое производство электроэнергии и установленная мощность газовых двигателей в 2010 г. (по данным АЭП и GE-Jenbacher)

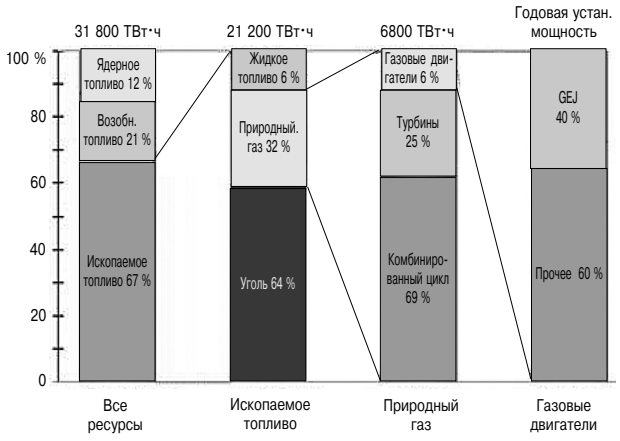


Рис. 2. Мировое производство электроэнергии и установленная мощность газовых двигателей — прогноз на 2030 г. (по данным АЭП и GE-Jenbacher)

Наибольшая часть выбросов CO_2 в атмосферу происходит в результат сжигания минерального топлива для промышленных целей, в системах отопления, производства электроэнергии, в двигателях внутреннего сгорания и т. п. Поскольку запасы минерального топлива не безграничны, все большее значение приобретает оптимизация использования имеющихся ресурсов. Несмотря на растущее разнообразие источников энергии, в том числе увеличение доли возобновляемой («зеленой») энергии с минимальным или нулевым «углеродистым следом», в мире пока нет замены минеральному (ископаемому) топливу в качестве основного источника энергии.

Растет не только доля потребления газового топлива, все большее значение среди его потребителей приобретают газовые двигатели. Хотя доля газовых двигателей на рынке (6 %) в 2010 г., по-видимому, не изменится, прогнозируемый на 2030 г. объем электроэнергии, получаемой от сжигания природного газа, возрастет до 6800 ТВ·ч против 4140 ТВ·ч в 2010 г. Для компании GE-Jenbacher это означает, что по сравнению с 1700 МВт установленной мощности в 2010 г. (годовой выпуск), в 2030 г. этот показатель возрастет до 3500 МВт.

Согласно прогнозу на 2030 г., доля рынка газовых двигателей, покрываемая машинами GE-Jenbacher, должна возрасти с 29 до 40 %.

Возрастающее значение газового топлива объясняется не только относительно большим объемом его мировых запасов, которые более чем в 3 раза превышают суммарные запасы нефти, но и значительно меньшим количеством вредных выбросов, образующихся при его сгорании. Если же рассматривать структуру газового сектора, то рост относительной доли газовых поршневых двигателей в общем объем производства стимулируется обоими упомянутыми факторами. Эти двигатели не только вырабатывают электроэнергию высокой степени экологической чистоты, но и обладают высоким КПД, который сегодня в среднем составляет порядка 45 %. Экологическая чистота делает газовые двигатели идеальным источником энергии для электростанций комбинированного цикла, образующих структуры децентрализованного энергоснабжения. Использование получаемого при этом тепла для отопления близлежащих зданий и помещений позволяет повысить общий КПД такой станции до 90 % и более. Это является решающим вкладом в оптимизацию использования имеющихся запасов топлива.

Газовые двигатели, вклад которых в загрязнение атмосферы незначителен, можно использовать на густонаселенных территориях. Такая возможность допускается самыми строгими экологическими нормативами, например, TA Luft 2002 в Германии. Естественно, TA Luft накладывает на производителей двигателей самые жесткие ограничения. В густонаселенных районах такие ограничения особенно существенны, например, в центральных городских районах допустимые выбросы снижаются до 50 % от норм TA Luft. Например, допустимый выброс NO_X составляет всего 250 мг/м^3.

Вместе с тем по-прежнему наблюдается не только снижение запасов минерального топлива, но и его подорожание. Газ не составляет исключения. Так что и с этой точки зрения проблема эффективности преобразования энергии становится все более острой.

Именно с этим вызовом сталкиваются сейчас разработчики газовых двигателей. Газовые двигатели будущего должны не только иметь более высокий КПД, но и обеспечить снижение выбросов CO_2. Кроме того, условия работы в густонаселенных зонах требуют снижения выбросов окислов азота (NO_x), углеводородов (HC), альдегидов и других вредных веществ и увеличения допустимого ассортимента топлива, в частности, возможности использования газообразных отходов. Такой двигатель должен обладать высочайшей надежностью и экономичностью, а также удовлетворять целому ряду других требований, таких как возможность работы на природном газе непостоянного состава (так называемое «flex fuel» — топливо с переменным метановым числом), работы на различной высоте и т. п.

Вызовы — настоящие и будущие

Уже сегодня газовые двигатели «GE-Jenbacher» с наддувом имеют эффективный КПД 46,6 %. Часть этих двигателей оборудуется системами селективного каталитического восстановления (SCR), необходимыми для выполнения местных экологических требований. При этом максимальное давление сгорания уже сейчас достигает 200 бар, а в будущем при достижении КПД 50 % его придется увеличить до 300 бар.

В мощных (до 4 МВт) двигателях «GE-Jenbacher» (рис. 3) используется принцип внешнего смесеобразования с искровым форкамерным

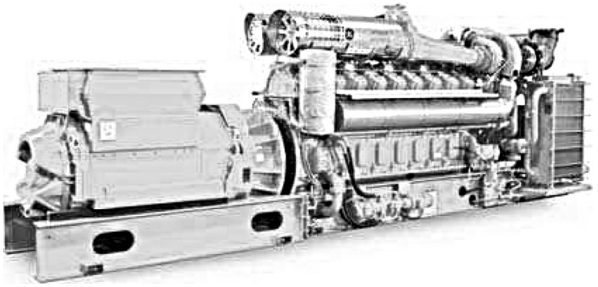


Рис. 3. 16-цилиндровый газовый двигатель «GE-Jenbacher» типа J616F

зажиганием. Такая схема обеспечивает высокую турбулентность заряда и быстрое сгорание топливовоздушной смеси. При этом в процессе используется однородная топливовоздушная смесь, в достаточной мере обедненная ($\lambda = 2$ и более).

Это обстоятельство, как и высокое давление в цилиндре перед зажиганием, равное 60 бар, представляет серьезный вызов для разработчиков.

В целях дальнейшего увеличения КПД двигателя «GE-Jenbacher» работает над повышением давления наддува и новой системой сгорания, обеспечивающей в сочетании высоким наддувом повышенную степень сжатия.

Для предотвращения детонации предполагается использовать «усиленный» цикл Миллера, отличающийся значительно более глубоким смещением фаз газораспределения. Это позволит снизить температуру в цилиндре, поскольку значительно увеличивается продолжительность процесса расширения смеси. При этом снижается также максимальная и средняя температура процесса, что, в свою очередь, уменьшает вероятность детонации и способствует снижению выбросов NO_x.

Для обеспечения необходимого качества газообмена при сокращении такта сжатия, свойственного циклу Миллера–Аткинсона, необходимо значительно увеличить давление наддува без ущерба для КПД двигателя (в смысле увеличения насосных потерь).

В ходе создания двигателя с описанным выше процессом пришлось решать целый ряд частных задач.

Прежде всего до начала испытаний двигателя следовало определить время закрытия впускного клапана при переходе на новую форму кулачка, оптимизированную по результатам моделирования и лабораторных испытаний и оптимизировать параметры газообмена.

Прогресс в области создания турбокомпрессоров позволил повысить давление наддува до $\pi = 6$. Чтобы изучить возможности оптимизации процесса без чрезмерного роста противодавления выпуску, что вызывает падение КПД, предстояло провести значительную работу по повышению КПД турбокомпрессора до 70 %.

Была усовершенствована конструкция форкамеры и поршня с целью обеспечения гарантированного зажигания и быстрого горения, несмотря на повышение давления в цилиндре. В частности, была изменена геометрия форкамеры и каналов распространения факела. Их новая форма идеально соответствует геометрии камеры сгорания и днища поршня. Для оптимизации каналов распространения факела была использована модель 3D-CFD (Computational Fluid Dynamics — вычислительная аэрогидродинамика). Кроме того, были изменены форма, размер и ориентация направляющих отверстий факела. В результате выходящий из форкамеры факел обеспечивает быстрое распространение пламени по камере сгорания, а также быстрое и полное сгорание при высоком значении λ, даже в зоне вблизи стенки цилиндра. Поскольку при давлении в цилиндре более 60 бар зажигание затруднено, пришлось усовершенствовать технологию зажигания. При высоком давлении обычные индукционные катушки и свечи работают на пределе своих возможностей. Поэтому фирма разработала собственную систему зажигания MORIS с регулируемым высоковольтным конденсатором для питания фирменных свечей зажигания GE-Jenbacher. Комплекс мероприятий по повышению КПД газового двигателя приведен на рис. 4.

Фазы газораспределения

Рабочий процесс по циклу Миллера–Аткинсона обеспечивает снижение температурного уровня процесса в камере сгорания. Этот принцип раннего или позднего закрытия впускного клапана используется во многих газовых двигателях, обеспечивая снижение температуры заряда за счет более глубокого расширения отработавших газов. При этом снижается температура сгорания, а следовательно, и вероятность возникновения детонации. Соотношение между углом закрытия впускного клапана и допустимой степенью сжатия показано на рис. 5.

При использовании газа с метановым числом 70 применение «умеренного» цикла Миллера поднимает уровень предельно допустимой степени сжатия на единицу, одновременно увеличивая допустимую нагрузку на 2 бара по сравнению со стандартным газораспределением. Применение «усиленного» цикла Миллера, использованного в данной разработке, поднимает уровень предельно допустимой степени сжатия еще на две единицы, соответственно увеличивая допустимую нагрузку



Рис. 4. Меры по повышению КПД газового двигателя

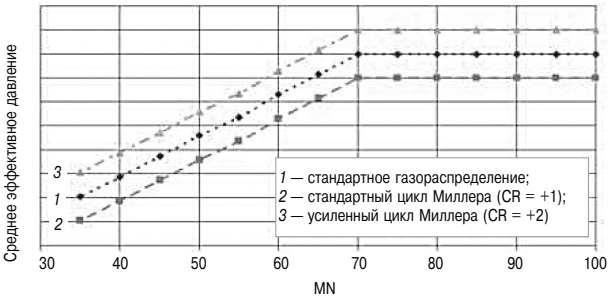


Рис. 5. Соотношение угла закрытия клапана, степени сжатия и среднего эффективного давления

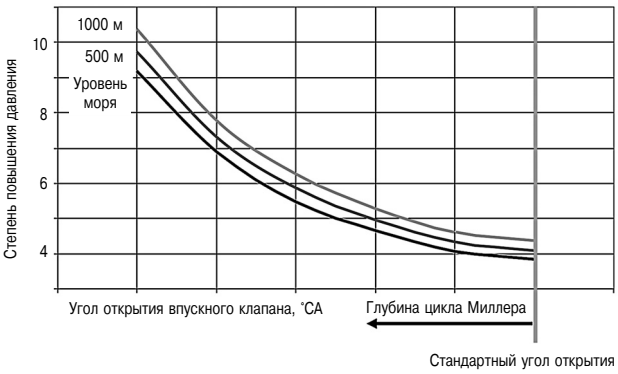


Рис. 6. Зависимость параметров работы двигателя с усиленным циклом Миллера от высоты

на достаточно большую величину. Поскольку каждая единица степени сжатия в данном случае означает увеличение КПД на 0,8 %, оптимизированный «усиленный» цикл Миллера, позволяет заметно поднять его КПД.

В то же время «усиление» цикла Миллера–Аткинсона имеет свои ограничения. Дело в том, что снижение объемного КПД связано с необходимостью значительного увеличения давления наддува, поэтому при существующем турбокомпрессоре среднее эффективное давление BMEP > 20 бар недостижимо. Это означает, что степень повышения давления в компрессоре должна быть не 4,8–5, как сейчас, а не менее 6. На рис. 6 показана зависимость необходимой степени повышения давления в компрессоре от высоты над уровнем моря. Таким образом, применение усиленного цикла Миллера влечет за собой необходимость совершенствования турбокомпрессора.

Воспламенение и сгорание

В двигателях «GE-Jenbacher» средней и большой мощности для облегчения процесса воспламенения используется форкамера. В ней находится топливовоздушная смесь, обогащенная до той степени, при которой обеспечивается оптимальное воспламенение. Воспламенившаяся запальная смесь направляется в камеру сгорания, где находится обедненная смесь с $\lambda>2$. Форма и ориентация отверстия выхода факела подобраны таким образом, чтобы обеспечить максимальную скорость распространения факела в камере сгорания. На рис. 7 показана картина распространения факела в камере сгорания, полученная в результате аэрогидродинамического моделирования. Хотя картина распространения факела не отражает в полной мере окончательную стадию данной разработки, на рисунке ясно видно, что в цилиндре присутствуют лишь незначительные по объему фрагменты несгоревшей обедненной смеси, находящиеся вблизи его стенок. На нижних кадрах рис. 7 приведены изображения истечения горящей запальной смеси из форкамеры (слева), воспламенения обедненной смеси в цилиндре (в середине) и быстрого распространения пламени в направлении стенок цилиндра (справа).

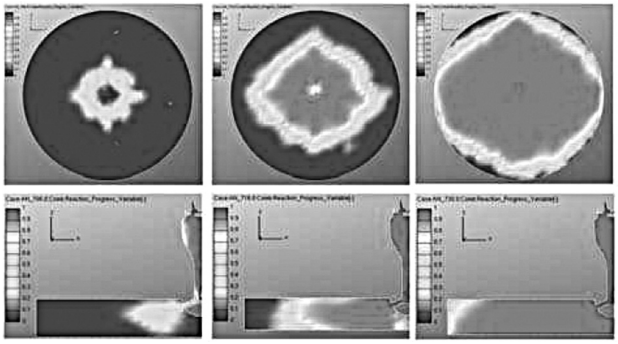


Рис. 7. Картина развития факела и сгорания топлива в двигателе с усовершенствованной форкамерой

Для обеспечения гарантированного зажигания смеси при давлении в цилиндре более 60 бар «GE-Jenbacher» разработал новую систему свечей зажигания. В обычных высоковольтных системах для создания искры между электродами свечи используется конденсатор, где накапливается необходимая электрическая энергия. Время существования искры и ее энергия во многом определяются конструкцией катушки зажигания. Обычная дилемма — либо короткоживущая искра с большой энергией, либо длительная искра с малой энергией. Типичное напряжение на катушке зажигания — от 15 до 30 кВ — создает искру с длительность до 1000 мс. В современных высокофорсированных двигателях, которые характеризуются большими значениями среднего



Рис. 8. Система зажигания MORIS

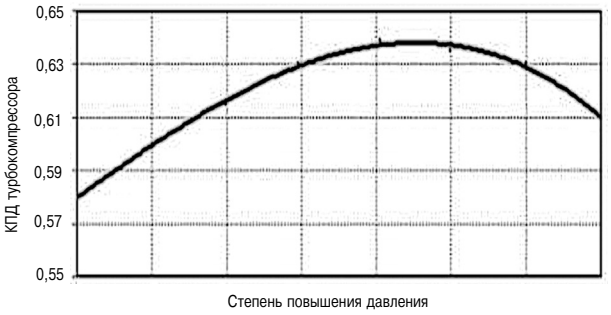


Рис. 9. Зависимость КПД турбокомпрессора от степени повышения давления



Рис. 10. Сравнение стандартного наддува (нижняя кривая) и при усиленном цикле Миллера (верхняя кривая)

эффективного давления (BMEP 25 бар и более), такие параметры искры уже недостаточны для гарантированного зажигания смеси.

Поэтому конструкторам фирмы пришлось разработать конденсаторную систему зажигания нового типа, названную MOdular Rail Ignition System (MORIS). В этой системе (рис. 8) как длительность, так и энергия искры высокого напряжения являются регулируемыми величинами. Это позволяет обеспечить гарантированное зажигание даже при наличии таких неблагоприятных факторов, как высокое давление в цилиндре и бедная смесь. Новая система зажигания уже используется на крупных двигателях, например, J624 мощностью 4 МВт, а в дальнейшем будет использована на всех машинах с высоким КПД.

В отличие от обычных конденсаторных схем, в системе MORIS энергия конденсатора передается на катушку несколькими импульсами, причем длительность каждого импульса является регулируемой. Алгоритмы управления позволяют задавать ток искры и ее длительность независимо от напряжения, в пределах, ограниченных лишь физическими возможностями системы. Система управления током создает плазменный канал с определенным энергетическим зарядом. В отличие от многоискровых систем, недостатком которых является пониженный ресурс свечи, система управления MORIS на ресурс свечи никак не влияет, поскольку генерируемая в ней величина

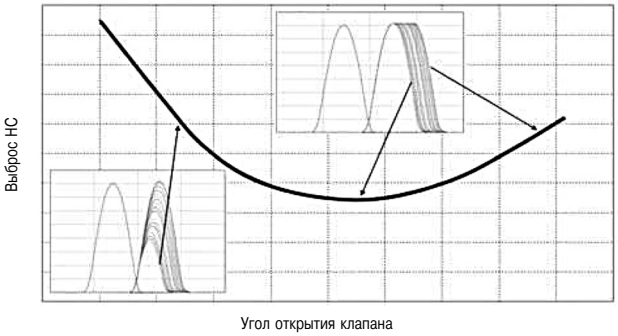


Рис. 11. Зависимость уровня выбросов углеводородов от угла закрытия впускного клапана при обычном наддуве

тока всегда соответствует фактической потребности. Для оптимизации взаимодействия между свечой и системой управления фирма разработала собственную конструкцию свеч. В этих свечах материал и геометрия электродов подобраны так, чтобы обеспечить максимально длительный срок службы в составе регулируемой системы.

Газообмен

В выбранном варианте рабочего процесса впускные клапаны закрываются еще раньше, чем в стандартном цикле Миллера–Аткинсона, что приводит к уменьшению временного интервала, необходимого для поступления заряда в цилиндр. Для обеспечения поступления в камеру сгорания свежего заряда в полном объеме необходимо поднять давление топливовоздушной смеси на входе в цилиндр, для чего нужна достаточно высокая степень повышения давления в турбокомпрессоре. Однако обеспечить ее оказалось не так-то просто. На рис. 9 показана зависимость КПД турбокомпрессора от степени повышения давления. В современных газовых двигателях степень повышения давления обычно находится в диапазоне от 4,8 до 5,8. Начиная с определенного значения степени повышения давления, КПД турбокомпрессора обычно падает. Это происходит из-за усиления обратной циркуляции. Точка максимального значения КПД соответствует степени повышения давления, близкой к 6.

Как показывает опыт, повышение КПД турбокомпрессора на 1 % дает прирост КПД двигателя примерно на 0,08 %. Существующие технологии не позволяют поднять степень повышения давления выше 6 без потери КПД системы наддува. Для обеспечения необходимой плотности свежего заряда фирме «GE-Jenbacher» пришлось разработать новую конструкцию турбокомпрессора, позволяющую получить степень повышения давления более 6 при сохранении КПД турбокомпрессора на уровне свыше 70 %. На рис. 10 изображены две кривые, показывающие зависимость КПД двигателя $\lambda_{МОТ}$ от параметра цикла Мил-

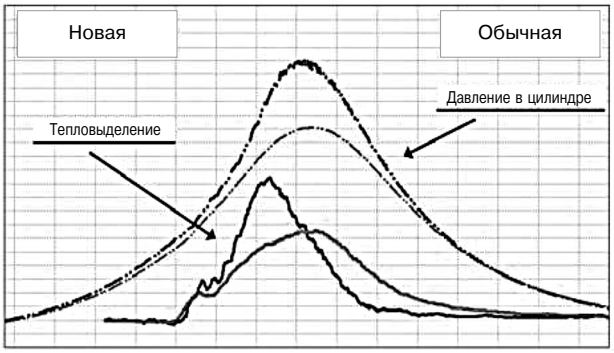


Рис. 12. Сравнение новой и традиционной концепций организации тепловыделения и динамики изменения давления в цилиндре

лера–Аткинсона (угла закрытия впускного клапана) при КПД турбокомпрессора 60 и 70 %. Увеличение КПД турбокомпрессора позволяет сохранять КПД двигателя даже при очень больших отклонениях параметра цикла Миллера–Аткинсона от стандартного.

Еще одним нежелательным побочным эффектом усиленного цикла Миллера–Аткинсона является рост выбросов НС из-за увеличения количества несгоревшего топлива, попадающего в выпускной тракт при продувке. Отсюда следует необходимость оптимизации периода перекрытия клапанов. Чрезмерное перекрытие клапанов приводит к увеличению выброса углеводородов в атмосферу. С другой стороны, недостаточное перекрытие клапанов снижает положительный эффект продувки, не позволяя достичь ожидаемого уменьшения температуры камеры сгорания. При КПД турбокомпрессора более 70 % в сочетании с ранним закрытием впускного клапана концепция управления двигателем должна быть полностью пересмотрена. Подобрать такое время перекрытия клапанов, которое бы находилось в пределах оптимума характеристики (рис. 11), оказалось весьма непросто. Эта характеристика отражает типичную зависимость выбросов НС от угла закрытия впускного клапана в цикле Миллера–Аткинсона при отсутствии каких-либо компенсационных мер. Заметный рост выбросов НС при отклонении угла от оптимума объясняется увеличением потерь при продувке в результате перекрытия клапанов.

Итоговые результаты оптимизации параметров

Применение нового высоконапорного турбокомпрессора, имеющего большой КПД, в сочетании с циклом Миллера–Аткинсона и оптимизированной системой сгорания открывает путь к созданию высокофорсированного двигателя с большим КПД и расширенной зоной рабочих режимов (рис. 12).

Новая концепция двигателя с высоконапорным турбокомпрессором обеспечивает значительное расширение зоны допустимых рабочих режимов по сравнению со стандартным решением. Поскольку в существующих двигателях зона допустимых рабочих режимов представляет собой, как правило, очень узкую полосу между зонами риска (детонации и пропуска вспышек), диапазон настройки угла опережения зажигания для них крайне ограничен. На практике это обычно означает работу двигателя вблизи порога детонации.

Новая концепция использования цикла Миллера при оптимальной организации процесса сгорания дает возможность повысить КПД двигателя на 4–5 %. При этом зона допустимых рабочих режимов существенно расширяется, что позволяет уменьшить значение λ без сопутствующего увеличения выбросов NO_x. Одновременно расширяются возможности регулирования угла опережения зажигания. Разработанный двигатель с высоким наддувом дает возможность гораздо эффективнее управлять параметрами рабочего процесса, сохраняя при этом уровень выбросов NO_x в пределах норматива TA Luft, т. е. 500 мг/нм^3.

Выводы

Возможности повышения механического КПД газового двигателя ограничены, главным образом, опасностью возникновения детонации при максимальном давлении сгорания, если машина работает на бедной смеси. Следовательно, для дальнейшего повышения КПД двигателя необходимо снижать температуру сгорания и оптимизировать рабочий процесс. Это даст возможность увеличить степень сжатия и за счет этого повысить удельную мощность.

Фирма «GE Jenbacher» разработала новую концепцию двигателя, соединяющего в себе инновационную технологию высокого наддува, обеспечившую степень повышения давления более 6 при КПД турбокомпрессора свыше 70 %, и оптимальную организацию рабочего процесса. Это позволило применить в двигателе модифицированный (усиленный) цикл Миллера–Аткинсона, отличающийся от обычного намного более глубоким регулированием фаз газораспределения.

Результаты работы свидетельствуют о возможности достижения чрезвычайно высоких значений степени сжатия, среднего эффективного давления до 24 бар и КПД, значительно превышающего 47 %. В среднесрочной перспективе «GE Jenbacher» надеется еще более усовершенствовать описанные выше технологии, и в итоге, возможно, преодолеть 50-процентный порог КПД двигателя.

ГАЗОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ КАМАЗ ДЛЯ АВТОБУСА

Проблемы охраны окружающей среды и сокращения мировых запасов нефти привели во всем мире к повышению интереса к альтернативным видам моторного топлива. По мере того как растет общественный интерес к улучшению качества воздуха, ужесточаются законодательные требования в отношении выбросов вредных веществ с отработавшими газами двигателей, шумности транспорта больших городов. Среди имеющихся альтернативных топлив природный газ является наиболее перспективным, так как мировые запасы его довольно значительны, он обладает потенциальной способностью обеспечивать наименьшие выбросы токсичных веществ и высокие технико-экономические показатели двигателя.

ОАО «КамАЗ» с 1999 г. проводит опытно-конструкторские работы по созданию двигателей, автомобилей, автобусов и энергетических установок, работающих на компримированном (сжатом) природном газе. Завершен первый этап работ, проведены приемочные и сертификационные испытания транспортного газового двигателя с электронной системой управления подачей газа, электромагнитными дозаторами и искровым зажиганием рабочей смеси. В настоящее время ОАО «КамАЗ» серийно выпускает автотранспортные средства с газовыми двигателями соответствующими экологическому классу Евро 4.

Преимущества и особенности газового двигателя КамАЗ:

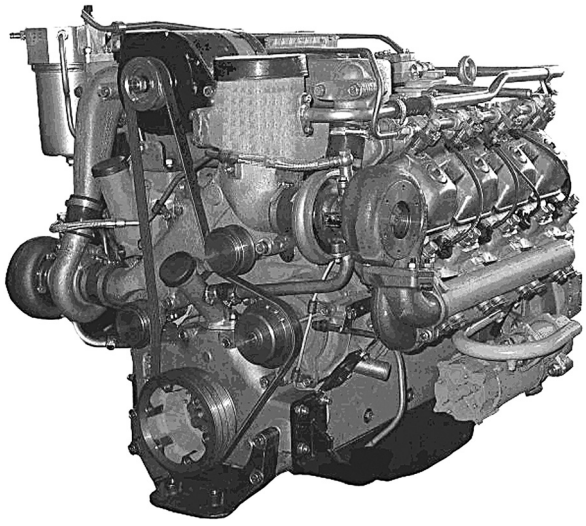
➢ Улучшение экологии за счет отсутствия выбросов сажи в продуктах сгорания и снижения шумности вследствие более «мягкого» сгорания при пониженной степени сжатия.

➢ Отсутствие смыва масла со стенок гильзы цилиндра, нагарообразования, закоксовывания колец, и как следствие, уменьшенный износ цилиндро-поршневой группы.

➢ Газовая аппаратура на двигателе проще и дешевле, чем прецизионная дизельная, что снижает расходы на техническое обслуживание.

При этом газовые двигатели КамАЗ сохраняют высокую степень унификации конструкции с дизельными двигателями.

Газовый двигатель КамАЗ разработан на базе дизельного двигателя размерностью S/D = = 120/130 с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Отличительной особенностью системы питания газовых двигателей КамАЗ является распределенная фазированная подача газа во впускной тракт каждого цилиндра, что позволяет, при необходимости, корректировать



Газовый двигатель КамАЗ мод. 820.61-260 автобусной комплектации

Технические характеристики газового двигателя КамАЗ

Модель	820.61-260
Число и расположение цилиндров	V8
Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	120/130
Рабочий объем, л	11,76
Степень сжатия	12,0
Система наддува	ТКР + ОНВ
Вид наддува	Компримированный природный газ по ГОСТ 27577
Номинальная мощность, л. с. при частоте вращения коленчатого вала, об/мин	260 2200
Максимальный крутящий момент, кгс·м при частоте вращения коленчатого вала, об/мин	95 1300–1500
Минимальный удельный расход топлива, г/л.с.·ч	154
Расход масла на угар, % от расхода топлива	0,2
Экологический уровень	Экологический класс Евро 4

состав топливовоздушной смеси индивидуально для каждого цилиндра для получения минимальных выбросов вредных веществ.

На базе автобусной комплектации дизельного двигателя была разработана автобусная комплектация газового двигателя 820.61-260. Общий вид двигателя 820.61-260 приведен на рисунке.

Конфигурация моторного отсека автобуса потребовала изменения традиционного расположения ТКР на двигателе, в связи с чем агрегаты наддува были размещены со стороны шкивов коленчатого вала.

Двигатель 820.61-260 предназначен для установки на шасси КамАЗ-5297-17 для автобусов НЕФАЗ. По уровню выбросов вредных веществ с отработавшими газами он соответствует требованиям Правил 49-04 ЕЭК ООН (уровень Евро-4).

В 2004 г. были завершены лабораторно-дорожные и сертификационные испытания во ФГУП «НИЦИАМТ» автобуса НЕФАЗ-5299-21 с газовым двигателем КамАЗ. Размещенные в автобусе баллоны общей емкостью 990 л позволяют вместить 200 м^3 природного газа, которого достаточно для пробега 430 км на одной заправке.

В настоящее время автобусы НЕФАЗ с газовыми двигателями эксплуатируются в городах Набережные Челны, Екатеринбург, Краснодар. Результаты использования природного газа на автомобильном транспорте демонстрируют не только экономию традиционного топлива, но и снижение загрязнения внешней среды, что особенно актуально для крупных городов. Вложение денег в покупку автобуса с газовым двигателем более выгодно и с точки зрения себестоимости перевозки пассажиров.

Ф.Ф. Искандаров, и.о. гл. констр. по двигателям,
А.А. Гафиятуллин, начальник отдела,
В.В. Фурзиков, начальник КИБ газовых двигателей
ОАО «КамАЗ-Дизель»

НОВОСТИ ТРАНСМАШХОЛДИНГА

БМЗ ПОСТАВИЛ ПАРТИЮ МАНЕВРОВЫХ ТЕПЛОВОЗОВ НА УЛАН-БАТОРСКУЮ ЖЕЛЕЗНУЮ ДОРОГУ

На Брянском машиностроительном заводе (БМЗ, входит в состав ЗАО «Трансмашхолдинг») руководители Улан-Баторской железной дороги приняли партию из 5 маневровых тепловозов ТЭМ18ДМ.

Поставки осуществляются в рамках контракта, заключенного 28 октября 2010 года между ЗАО «Трансмашхолдинг» и АО «Улан-Баторская железная дорога» на поставку маневровых тепловозов. Контракт заключен во исполнение Меморандума о сотрудничестве в сфере обеспечения парка УБЖД современным высокоэффективным подвижным составом, который был подписан председателем Совета директоров ЗАО «Трансмашхолдинг» А. Бокаревым, президентом ОАО РЖД В. Якуниным и начальником АО «Улан-Баторская железная дорога» 25 августа 2009 года.

Тепловозы модели ТЭМ18ДМ — это локомотив с модернизированной кабиной машиниста с двумя пультами управления с электронным контролером, системой микроклимата, включающей в себя отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха, микропроцессорной системой управления и диагностики, электрическим реостатным тормозом. Используются стекла с электрическим обогревом, пластмассовая внутренняя обшивка. По сравнению с тепловозами предыдущих серий, в эксплуатации ТЭМ18ДМ позволяет получать экономию топлива (относительно ТЭМ18 до 17 т. в год) и обеспечивает снижение других эксплуатационных расходов.



Генеральный директор БМЗ Анатолий Задорожный отметил, что все тепловозы, изготовленные для Монголии, прошли «горячую обкатку», то есть испытания в реальных условиях на железнодорожных путях РЖД.

Парк Улан-Баторской железной дороги насчитывает 59 локомотивов, в том числе и маневровые тепловозы ТЭМ2, изготовленные на БМЗ несколько десятилетий назад.

В общей сложности, в 2011 г. БМЗ изготовит для Улан-Баторской дороги 7 тепловозов ТЭМ18ДМ. Кроме того, в нынешнем году Трансмашхолдинг поставит в Монголию 30 магистральных грузовых тепловозов 2ТЭ116УМ.

состав топливовоздушной смеси индивидуально для каждого цилиндра для получения минимальных выбросов вредных веществ.

На базе автобусной комплектации дизельного двигателя была разработана автобусная комплектация газового двигателя 820.61-260. Общий вид двигателя 820.61-260 приведен на рисунке.

Конфигурация моторного отсека автобуса потребовала изменения традиционного расположения ТКР на двигателе, в связи с чем агрегаты наддува были размещены со стороны шкивов коленчатого вала.

Двигатель 820.61-260 предназначен для установки на шасси КамАЗ-5297-17 для автобусов НЕФАЗ. По уровню выбросов вредных веществ с отработавшими газами он соответствует требованиям Правил 49-04 ЕЭК ООН (уровень Евро-4).

В 2004 г. были завершены лабораторно-дорожные и сертификационные испытания во ФГУП «НИЦИАМТ» автобуса НЕФАЗ-5299-21 с газовым двигателем КамАЗ. Размещенные в автобусе баллоны общей емкостью 990 л позволяют вместить 200 м^3 природного газа, которого достаточно для пробега 430 км на одной заправке.

В настоящее время автобусы НЕФАЗ с газовыми двигателями эксплуатируются в городах Набережные Челны, Екатеринбург, Краснодар. Результаты использования природного газа на автомобильном транспорте демонстрируют не только экономию традиционного топлива, но и снижение загрязнения внешней среды, что особенно актуально для крупных городов. Вложение денег в покупку автобуса с газовым двигателем более выгодно и с точки зрения себестоимости перевозки пассажиров.

Ф.Ф. Искандаров, и.о. гл. констр. по двигателям,
А.А. Гафиятуллин, начальник отдела,
В.В. Фурзиков, начальник КИБ газовых двигателей
ОАО «КамАЗ-Дизель»

НОВОСТИ ТРАНСМАШХОЛДИНГА

БМЗ ПОСТАВИЛ ПАРТИЮ МАНЕВРОВЫХ ТЕПЛОВОЗОВ НА УЛАН-БАТОРСКУЮ ЖЕЛЕЗНУЮ ДОРОГУ

На Брянском машиностроительном заводе (БМЗ, входит в состав ЗАО «Трансмашхолдинг») руководители Улан-Баторской железной дороги приняли партию из 5 маневровых тепловозов ТЭМ18ДМ.

Поставки осуществляются в рамках контракта, заключенного 28 октября 2010 года между ЗАО «Трансмашхолдинг» и АО «Улан-Баторская железная дорога» на поставку маневровых тепловозов. Контракт заключен во исполнение Меморандума о сотрудничестве в сфере обеспечения парка УБЖД современным высокоэффективным подвижным составом, который был подписан председателем Совета директоров ЗАО «Трансмашхолдинг» А. Бокаревым, президентом ОАО РЖД В. Якуниным и начальником АО «Улан-Баторская железная дорога» 25 августа 2009 года.

Тепловозы модели ТЭМ18ДМ — это локомотив с модернизированной кабиной машиниста с двумя пультами управления с электронным контролером, системой микроклимата, включающей в себя отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха, микропроцессорной системой управления и диагностики, электрическим реостатным тормозом. Используются стекла с электрическим обогревом, пластмассовая внутренняя обшивка. По сравнению с тепловозами предыдущих серий, в эксплуатации ТЭМ18ДМ позволяет получать экономию топлива (относительно ТЭМ18 до 17 т. в год) и обеспечивает снижение других эксплуатационных расходов.



Генеральный директор БМЗ Анатолий Задорожный отметил, что все тепловозы, изготовленные для Монголии, прошли «горячую обкатку», то есть испытания в реальных условиях на железнодорожных путях РЖД.

Парк Улан-Баторской железной дороги насчитывает 59 локомотивов, в том числе и маневровые тепловозы ТЭМ2, изготовленные на БМЗ несколько десятилетий назад.

В общей сложности, в 2011 г. БМЗ изготовит для Улан-Баторской дороги 7 тепловозов ТЭМ18ДМ. Кроме того, в нынешнем году Трансмашхолдинг поставит в Монголию 30 магистральных грузовых тепловозов 2ТЭ116УМ.

МАНЕВРОВЫЙ ТЕПЛОВОЗ С ДВУХДИЗЕЛЬНОЙ УСТАНОВКОЙ

ЗАО «Трансмашхолдинг» создает новый маневровый тепловоз ТЭМ33 с двухдизельной установкой.

Цель создания новой машины — предложить потребителям маневровый локомотив, позволяющий максимально эффективно оперировать мощностью, избегать перерасхода топлива и преждевременного износа силовой установки.

Двухдизельная установка тепловоза, состоящая из двух модульных дизель-генераторов, позволит значительно сократить расход топлива и снизить выбросы вредных веществ в окружающую среду. Оснащение тепловоза двумя дизелями обеспечит при необходимости работу локомотива на меньшей мощности, или, напротив, использовать возможности сразу двух дизелей.

Новый маневровый тепловоз с мощностью 1300 л. с. создается на экипажной части серийного маневрового тепловоза ТЭМ 18ДМ, выпускаемого на Брянском машиностроительном заводе. В конструкции локомотива предполагается использовать микропроцессорную систему управления, электронную систему контроля расхода топлива. Локомотив будет оборудован новой кабиной, которая позволит улучшить условия работы локомотивной бригады.

Ожидается, что приемочные и сертификационные испытания состоятся в 2012 г.

НОВОСТИ ГРУППЫ ГАЗ

АЛЕКСАНДР ФИЛАТОВ ВЫСТУПИЛ С ДОКЛАДОМ НА СОВЕЩАНИИ ПОД ПРЕДСЕДАТЕЛЬСТВОМ ПРЕЗИДЕНТА РФ ДМИТРИЯ МЕДВЕДЕВА

23.03.2011 (г. Мытищи). Генеральный директор ОАО «Русские машины» Александр Филатов принял участие в рабочей встрече Президента РФ Дмитрия Медведева с руководителями промышленных предприятий. В совещании, посвященном вопросам обеспечения отечественной промышленности квалифицированными инженерно-техническими кадрами, также приняли участие главы профильных министерств. В рамках встречи А. Филатов представил доклад с предложениями ОАО «Русские машины» по сохранению и развитию кадрового потенциала машиностроительной отрасли.

Среди мер, направленных на повышение качества инженерного образования и привлечение молодых специалистов на производство, были отмечены необходимость развития материально-технической базы вузов и одновременного повышения квалификации преподавателей инженерно-технических дисциплин. Основываясь на опыте предприятий ОАО «Русские машины» была отмечена актуальность стимулирования взаимодействия вузов и предприятий в области инженерно-технической кооперации и подготовки кадров, развития программ центров занятости (денежные поощрения за наставничество и стажировку студентов), системы совместных грантов вузов и предприятий.

А. Филатов также отметил необходимость разработки комплексной государственной программы, направленной на поддержку релокации молодых специалистов от массовых мест обучения к массовым местам производства. Ключевым методом стимулирования трудовой миграции может стать предоставление молодым специалистам жилья в регионах размещения предприятий.

По мнению А. Филатова, решению проблемы нехватки инженерных кадров также может способствовать создание на территории страны инженерных центров иностранными корпорациями. Реализация подобных проектов будет создавать спрос на качественные инженерно-технические кадры, повысит престиж инженерно-технических специальностей.

Кроме того была отмечена важность последовательной государственной промышленной политики в области иностранной конкуренции. Среди основных задач, требующих государственного решения, А. Филатов отметил необходимость минимизации импорта готовой продукции, создания условия для сохранения российскими предприятиями компетенции по интеграции готовых продуктов там, где это возможно. При этом необходимо активно привлекать инженерный потенциал иностранных корпораций на «субподряд», на разработку и поставку отдельных систем, узлов и компонентов.

По мнению А. Филатова, развитию инженерно-технического кадрового потенциала страны также будут способствовать меры государственной поддержки экспорта готовой продукции российских предприятий, доведение качества экспортной инфраструктуры до уровня лучших мировых стандартов.

http://www.gazgroup.ru

СТМ
СИНАРАТРАНСПОРТНЫЕМАШИНЫ

НОВОСТИ ГРУППЫ СИНАРА

ЛЮДИНОВСКИЙ ТЕПЛОВОЗОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД РАЗРАБОТАЕТ ДВУХДИЗЕЛЬНЫЙ МАНЕВРОВЫЙ ТЕПЛОВОЗ

ОАО «Людиновский тепловозостроительный завод» (ЛТЗ, входит в ОАО «Синара–Транспортные машины») стал победителем открытого конкурса Министерства промышленности и торговли РФ на выполнение научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по разработке современного подвижного состава.

В рамках выполнения государственного контракта ЛТЗ разработает и выпустит опытный образец двухдизельного маневрового тепловоза, технический проект которого завод создает совместно со специалистами «Центра инновационного развития СТМ».

Восьмиосный маневровый тепловоз с двумя силовыми установками общей мощностью 2400 л. с. будет обладать повышенными показателями по энергоэффективности и экологичности. Как отметил генеральный директор ОАО «Синара–Транспортные машины» Владимир Мельников, перед предприятием стоит задача создать современный высокопроизводительный локомотив, который позволит существенно снизить расход топлива, сократить выброс вредных веществ в атмосферу, а также за счет применения модульной архитектуры конструкции тепловоза уменьшить затраты на его сервисное обслуживание. Кроме того, новый локомотив будет приспособлен к управлению и контролю за его работой одним машинистом без помощника. Опытный образец двухдизельного маневрового тепловоза планируется выпустить в конце 2011 г.

http://www.mashportal.ru

«СКОЛКОВО» СОФИНАНСИРОВАЛ ПРОЕКТ ПО РАЗРАБОТКЕ ГИБРИДНОГО ЛОКОМОТИВА

Фонд «Сколково» софинансировал проект группы «Синара» по разработке гибридных локомотивов, вложив в него 35 млн руб., сообщила директор кластера энергоэффективности и энергосбережения фонда Екатерина Дьяченко на пресс-конференции в Екатеринбурге. Фонд «Сколково» не только принял этот проект в статусе резидента, но также софинансирует его на первом, самом рискованном этапе научно-исследовательских работ (НИР). Е. Дьяченко уточнила, что общий объем финансирования НИР по разработке гибридного локомотива на 2011 г. составляет 70 млн руб. с последующей возможностью дополнительно вложить до 50 млн руб. в начале 2012 г. Создание прототипа гибридного локомотива ожидается в середине 2012 г. При этом тепловоз будет оснащен накопителем энергии в виде молекулярного суперконденсатора, который будет аккумулировать энергию торможения и в дальнейшем использовать ее при движении. «Такой локомотив будет экономить до 30 % дизельного топлива, кроме того, это очень большие преимущества по экологии», — отметила Е. Дьяченко. Она также уточнила, что научными консультантами проекта выступают эксперты австрийской компании AVL List и Массачусетского технологического института. По заявлению Е. Дьяченко, стоимость гибридного локомотива не будет превышать $2 млн. Маневровые тепловозы используются не только РЖД, но и в качестве промышленного транспорта на предприятиях металлургии, тяжелого машиностроения, в портах и т. д. Гибридная технология наиболее энергоэффективна на тепловозах, которые часто разгоняются и тормозят. Ранее сообщалось, что центр инновационного развития группы «Синара–Транспортные машины» получил свидетельство участника кластера «Энергоэффективность и энергосбережение» «Сколково». Центр создан в декабре 2010 г. ЗАО «Группа Синара» и ОАО «Синара-ТМ». Разработка семейства маневровых дизельных тепловозов с гибридным приводом станет одним из первых проектов на железнодорожном транспорте. Также центр планирует начать разработку тепловозов нового поколения с многодизельными силовыми установками, которые позволят снизить средний расход топлива на 15 %, стоимость жизненного цикла — на 20–25 %, а выбросов в атмосферу — на 30 %. Кроме того, в ближайших планах центра — разработка семейства дизельных и газовых двигателей нового поколения.

http://www.sinara-group.com