

ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ ДОСТИЖЕНИЯ ТРЕБОВАНИЙ IMO TIER-III (по материалам конгресса CIMAC)

После вступления в силу резолюции Международной Морской Организации IMO МЕРС 286 (71), в дополнение к действующей с 01.01.2016 года Северо-Американской зоне контроля выбросов (ЕСА), в которой выбросы NO_x от судовых дизельных двигателей ограничены на уровне IMO Tier-III, аналогичные ограничения вводятся с 01.01.2021 года в Балтийском и Северном морях. В целях снижения выбросов NO_x до уровня IMO Tier-III для широко распространенного серийного судового дизеля типа M32C фирма «Caterpillar Motoren GmbH» выбрала технологию рециркуляции отработавших газов (EGR). Для ее реализации в конструкцию серийного дизеля 6M32C были внесены существенные изменения. В частности, был полностью изменен газозвдушной тракт, радикально обновлена система топливоподачи, что позволило за счет оптимизации рабочего процесса добиться бездымного выхлопа на всех рабочих режимах при работе двигателя на малосернистом морском дизельном топливе (MDO). При выходе судна за пределы зоны контролируемых выбросов серы (SECA) имеется возможность перейти на более дешевый мазут (HFO), при этом уровень выбросов NO_x будет соответствовать требованиям IMO Tier-II. В настоящем докладе изложена концепция двигателя, приведены основные результаты его испытаний, описаны преимущества технологии EGR, а также проблемы, возникающие при ее реализации.

«GE Transportation», дочерняя компания американской «General Electric», занимающаяся выпуском оборудования и машин для железнодорожного и морского транспорта, приступила к выпуску обновленной серии семейства дизелей EVO, соответствующих требованиям EPA Tier 4 и IMO Tier-III. Базовой машиной этого семейства, которая производится наиболее массово, по-прежнему является 12-цилиндровый тепловозный двигатель EVO мощностью 3375 кВт. На ее основе разработана серия рядных и V-образных судовых двигателей с числом цилиндров от 6 до 26. Двигатель EVO оказался одним из наиболее успешных продуктов «GE Transportation». К настоящему времени общее число выпущенных дизелей данного типа превысило 7,5 тысяч. В новых двигателях использованы самые современные технологии снижения вредных выбросов, в том числе рециркуляция охлажденных отработавших газов (EGR), двухступенчатый турбонаддув, цикл Миллера, система топливоподачи типа common rail, а также новейшие алгоритмы управления, позволяющие оптимизировать рабочий процесс. В настоящем докладе описана организация рабочего процесса и приведены достигнутые показатели качества, а также наиболее важные моменты разработки и результаты эксплуатационных испытаний.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

РЕЦИРКУЛЯЦИЯ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ КАК СРЕДСТВО СНИЖЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ СРЕДНЕБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ – ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ МЕТОДА

*Carsten Rickert, Andreas Banck,
Kai Ruschmeyer, Sven Ernst,
Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG*

Введение

Решением Международной Морской Организации (IMO) с января 2016 г. величина предельно допустимых выбросов окислов азота от судовых двигателей при нахождении в Северо-Американской зоне контролируемых выбросов (NECA) была установлена на уровне 75 % от соответствующей величины для открытого моря [1]. Кроме того, с 2015 г. содержание серы в топливе при плавании в зоне контролируемых выбросов (SECA) не должно превышать 0,1 %, при этом в открытом море с 01.01.2020 года эта величина составляет 0,5 %. Выполнение указанных требований может быть достигнуто за счет перехода на малосернистое и газовое топливо, а также за счет очистки отработавших газов (ОГ). Однако существует еще одна возможность — рециркуляция ОГ (EGR).

По сравнению с другими технологиями она имеет определенные преимущества, а именно, система хорошо известна и проверена на автомобильных дизелях, кроме того, она занимает места меньше, чем система газоочистки. Главным недостатком данной технологии является повышенное сажеобразование из-за снижения кон-

центрации кислорода. Этот эффект может быть устранен за счет оптимизации коэффициента избытка воздуха и управления впрыском топлива.

Целью данного исследовательского проекта «Caterpillar Motoren GmbH & Co.» была разработка такой системы рециркуляции ОГ, которая бы гарантировала соответствие нормативов IMO как для зон ЕСА, так и для открытого моря, при практически нулевой дымности ОГ, максимально возможной топливной экономичности и гибкости в выборе топлива. Концепция подобной системы была проверена на образце двигателя, созданного на базе серийного дизеля типа MaK6M32C. В настоящем докладе описана концепция системы EGR и основные результаты испытаний двигателя, оборудованного данной системой.

Основной раздел

Опытный двигатель

В качестве объекта испытаний был выбран дизель типа MaK6M32C. Он был оборудован системой впрыска common rail с регулируемым клапанным механизмом, обеспечивавшим воз-

Технические данные опытного двигателя

Тип двигателя	MaK 6 M 32 C
Мощность, кВт	3000
Скорость, об/мин	600
Диаметр цилиндра, мм	320
Ход поршня, мм	480
Турбонаддув	Двухступенчатый
Система впрыска	Common rail
Клапанный механизм	Технология Flex Cam (FCT)

возможность переключения между двумя вариантами угла открытия впускного клапана. Основные технические данные двигателя приведены в таблице.

Концепция EGR

Опытный двигатель был оборудован системой двухступенчатого турбонаддува, причем контур высокого давления содержит магистраль EGR (рис. 1). Такая схема была выбрана во избежание рециркуляции ОГ через воздушный ресивер, что могло бы привести к засорению и износу турбокомпрессора и промежуточных охладителей воздуха.

Чтобы преодолеть положительный перепад давления между воздушным ресивером и выпускным трактом, был использован специальный турбокомпрессор EGR. Для снижения гидравлических потерь разработана схема турбонаддува, в которой на турбину EGR поступает небольшая часть ОГ, которая, в целях снижения гидравлических потерь, возвращается на вход турбины низкого давления. Для уменьшения размеров турбокомпрессора EGR ОГ, во избежание коррозии, охлаждаются почти до точки росы в высокотемпературном охладителе. Для повышения КПД двигателя после компрессора EGR установлен второй охладитель, в котором газы охлаждаются дополнительно. Первоначально перед первым охладителем был установлен окислительный нейтрализатор для окисления несгоревших углеводородов, чтобы уменьшить риск засорения тракта EGR, но в дальнейшем от него пришлось отказаться, поскольку при окислении SO_2 до SO_3 усиливается конденсация серной кислоты во втором охладителе EGR.

В системе имеются две заслонки, управляющие скоростью турбины высокого давления и степенью

EGR. При включении системы EGR уровень выбросов NO_x должен соответствовать требованиям IMO Tier-III, при выключении — требованиям IMO Tier-II. Для защиты от превышения допустимой скорости турбины высокого давления при закрытом тракте EGR предусмотрен байпас для перепуска газов непосредственно в турбину низкого давления. Вторая заслонка позволяет управлять объемным расходом газов через компрессор EGR.

Степень EGR рассчитывается по концентрации CO_2 во впускном ресивере и в ОГ перед турбиной высокого давления, по формуле

$$x_{EGR} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{air}} = \frac{c_{CO_2bef.Cyl} - c_{CO_2ambient}}{c_{CO_2exhaust} - c_{CO_2ambient}}$$

Концентрация CO_2 в атмосферном воздухе принимается равной 350 ppm.

Наличие расходомера воздуха на входе и двух дополнительных расходомеров (сопел Вентури) на линии выпуска позволяет измерить или рассчитать массовые расходы во всех компонентах системы.

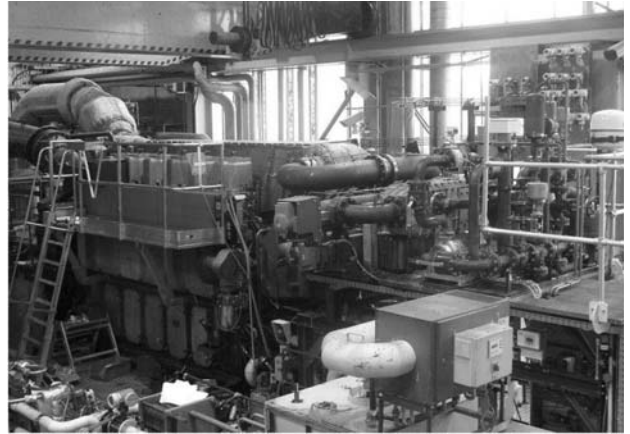


Рис. 2. Опытный двигатель MaK6M32C на стенде

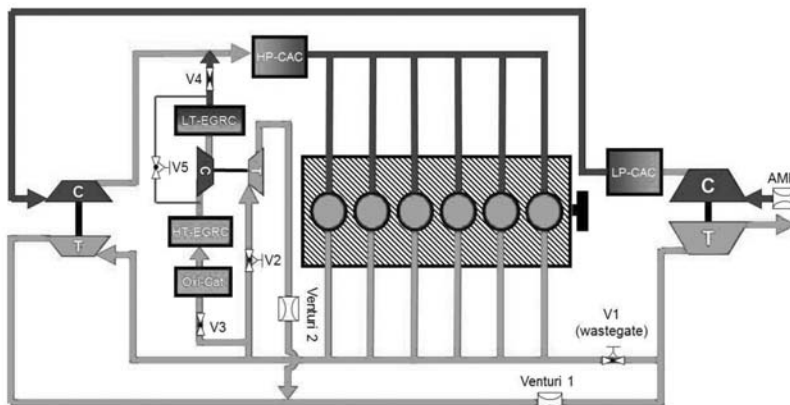


Рис. 1. Схема газозвушного тракта:

LP-CAC — воздухоохладитель низкого давления; HP-CAC — воздухоохладитель высокого давления; V# — клапаны; Venturi# — сопло Вентури; C — компрессор; T — турбина; AMN — сопло расходомера; Oxi-Cat — окислительный нейтрализатор; HT-EGRC — высокотемпературный охладитель EGR; LT-EGRC — низкотемпературный охладитель EGR

На рис. 2 показаны двигатель, установленный на стенде. Компоненты EGR для удобства обслуживания размещены на отдельной платформе.

Результаты испытаний

Испытания проводились в три этапа. На первом этапе оценивалась правильность общей компоновки системы; на втором — в широком диапазоне варьировались параметры рециркуляции и значения коэффициента избытка воздуха, чтобы оценить их влияние на характеристики вредных выбросов и на основные рабочие параметры двигателя; на третьем — система впрыска common

rail была усовершенствована таким образом, чтобы обеспечить многократный впрыск топлива под высоким давлением.

Этап 1. Основные исследования

На переоборудованном опытном образце дизеля были проведены испытания, в ходе которых измерялись рабочие параметры двигателя при трех значениях угла установки заслонки, определяющей степень EGR. При этом значения нагрузки и частоты вращения устанавливались в соответствии с принятым испытательным циклом для определения вредных выбросов.

Если заслонка EGR полностью открыта, при работе по испытательному циклу E2 показатели выбросов NO_x по IMO Tier-III достигались без каких-либо дополнительных мероприятий (рис. 3). При этом, как и ожидалось, дымность ОГ намного превышала предельно допустимый уровень FSN = 0,4, особенно на малых нагрузках (рис. 4). Если заслонка EGR полностью закрыта, дымность близка к нулю, а выбросы NO_x были несколько меньше допустимых по IMO Tier-II.

В следующем цикле экспериментов изменение степени EGR происходило плавно при определенных значениях нагрузки. Как видно из рис. 5, при нагрузке 75 % зависимость степени EGR от положения заслонки носит линейный характер до тех пор, пока заслонка не откроется наполовину, после чего степень EGR остается неизменной на уровне порядка 20 %.

Соотношение между выбросами NO_x и дымностью ОГ от параметров впрыска не зависит (рис. 6). Однако если степень EGR достаточно велика, то повышение давления впрыска и более раннее начало впрыска могут снизить удель-

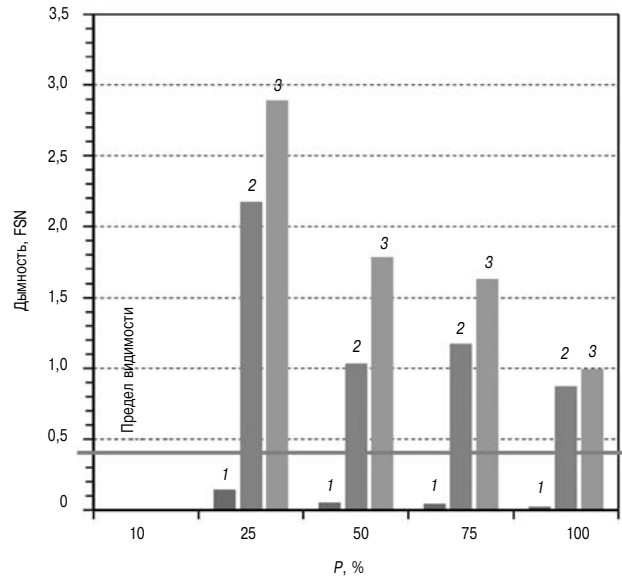


Рис. 4. Дымность ОГ при включенной и выключенной системе EGR:
1 — EGR поворот заслонки 0 %; 2 — EGR поворот заслонки 43 %; 3 — EGR поворот заслонки 100 %

ный расход топлива до 4 г/кВт·ч при том же уровне выбросов NO_x (рис. 7).

В области малых нагрузок характер этих зависимостей изменяется. При повышении давления впрыска сажеобразование может быть снижено, однако расход топлива при этом растет (на рисунке не показано). Возможно, энергозатраты на повышение давления впрыска превышают эффект от повышения термического КПД.

В ходе проведения испытаний отмечалось падение максимально достижимой степени EGR. Это происходило главным образом из-за увели-

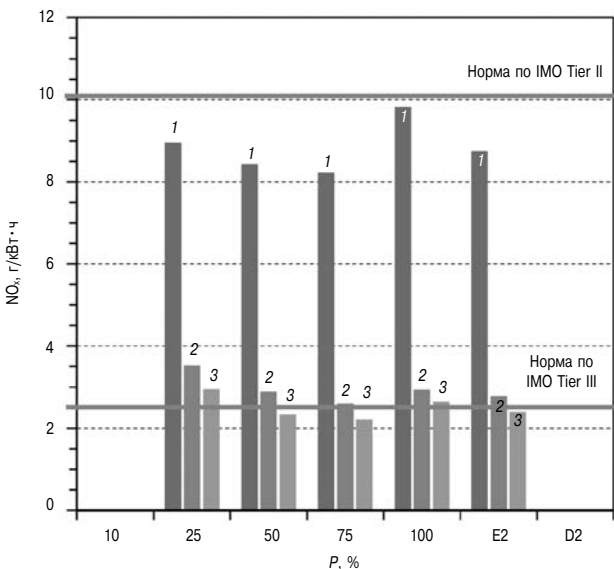


Рис. 3. Выбросы NO_x при наличии и отсутствии EGR:
1 — EGR поворот заслонки 0 %; 2 — EGR поворот заслонки 43 %; 3 — EGR поворот заслонки 100 %

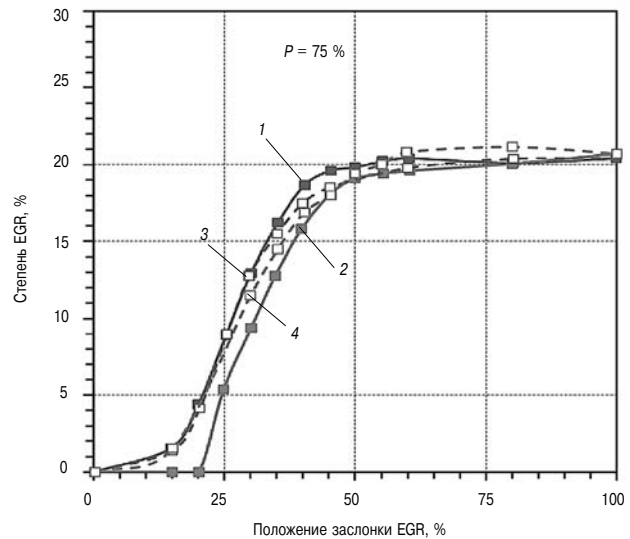


Рис. 5. Зависимость степени EGR от положения заслонки. Характеристики впрыска:
1 — низкое давление, позднее начало; 2 — низкое давление, раннее начало; 3 — высокое давление, позднее начало; 4 — высокое давление, раннее начало

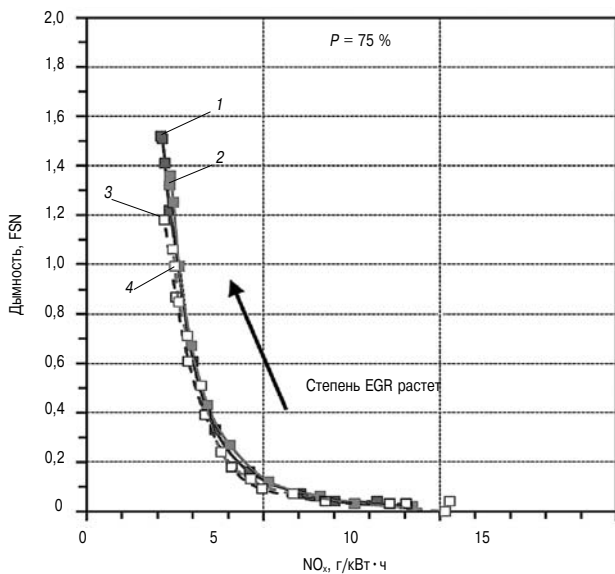


Рис. 6. Соотношение между дымностью ОГ и NO_x . Характеристики впрыска:

1 — низкое давление, позднее начало; 2 — низкое давление, раннее начало; 3 — высокое давление, позднее начало; 4 — высокое давление, раннее начало

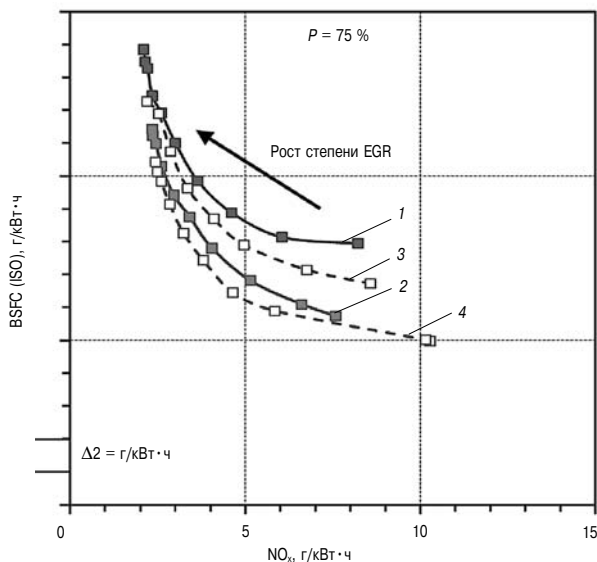


Рис. 7. Соотношение между расходом топлива и NO_x . Характеристики впрыска:

1 — низкое давление, позднее начало; 2 — низкое давление, раннее начало; 3 — высокое давление, позднее начало; 4 — высокое давление, раннее начало

чения гидравлических потерь и сильного засорения низкотемпературного охладителя EGR, между ребрами которого наблюдались мощные отложения сажи (рис. 8).

Характер этих отложений по ходу потока менялся. Вблизи входа охладителя отложения были сухими и легко удалялись. Несколько дальше они образовывали липкий слой, полностью забивающий межреберное пространство. За пределами этой зоны поверхности охладителя оставались относительно чистыми. Наиболее вероятное

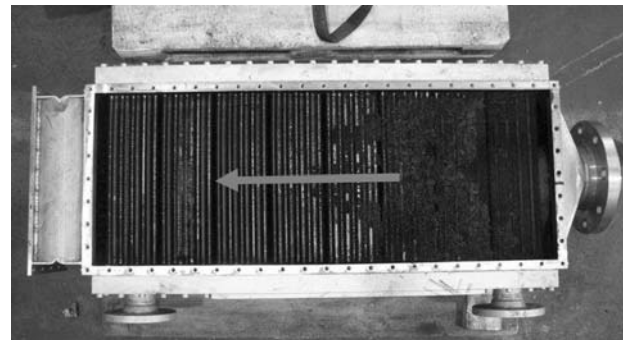


Рис. 8. Отложения сажи между ребрами низкотемпературного охладителя EGR

объяснение этого явления — зависимость между температурой внутри охладителя и разными температурами точки росы серной кислоты и конденсата воды (рис. 9). Температура поступающих в охладитель ОГ равна примерно 200°C . Когда она становится ниже точки росы серной кислоты, небольшое количество конденсата образует липкую пленку на внутренних поверхностях охладителя, что приводит к слипанию частиц сажи. Это, как ни странно, происходит даже при работе на топливе, содержащем менее 0,1 % серы, которое используется в зонах ЕСА.

По мере снижения температуры ОГ, которая со временем становится ниже точки росы, образуется большое количество конденсата, смывающего отложения, накопившиеся в последней секции. Чтобы продолжить испытания, охладитель пришлось убрать. Это было возможным, поскольку ОГ при рециркуляции смешиваются с холодным воздухом до охладителя и температура воздушного заряда остается на требуемом уровне.

Благодаря малому содержанию серы в смеси воздуха и ОГ интенсивность загрязнения снизилась, поэтому время до замены охладителя увеличилось. При этом для поддержания выбросов NO_x на прежнем уровне требовалась более высо-

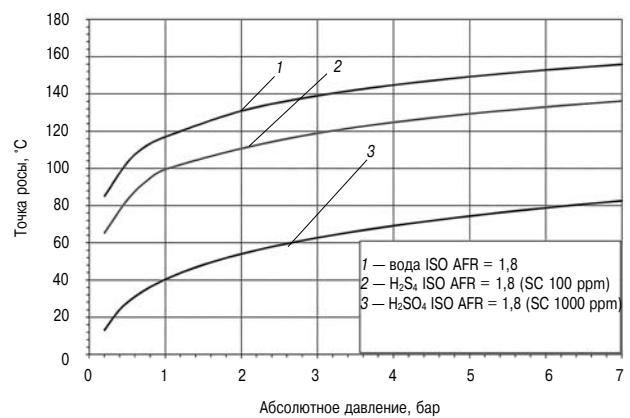


Рис. 9. Изменение точки росы от давления и температуры:

SC — серная кислота

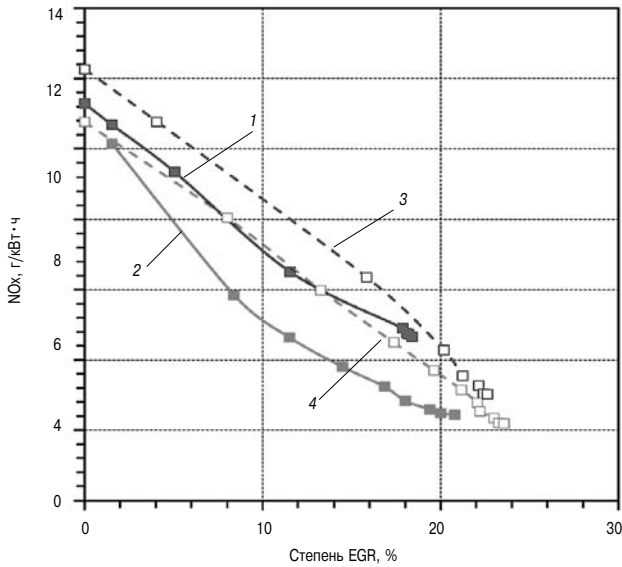


Рис. 10. Влияние низкотемпературного охладителя EGR:

1 — $P = 25\%$ с LT охладителем EGR; 2 — $P = 75\%$ с LT охладителем EGR; 3 — $P = 25\%$ без LT охладителя EGR; 4 — $P = 75\%$ без LT охладителя EGR

кая степень EGR. Увеличить степень EGR оказалось возможным настолько, что выбросы NO_x не превышали предельно допустимый уровень IMO Tier-III даже при малых нагрузках (рис. 10).

Одним из критических моментов рассматриваемой концепции является согласование работы турбокомпрессоров. Как показано на рис. 11, в зависимости от рабочего режима кривые соотношения между расходом и степенью повышения давления для компрессоров высокого и низкого давления смещаются. При закрытой заслонке EGR это ведет к увеличению объемного расхода обоих компрессоров.

Увеличение давления газов перед турбиной высокого давления сопровождается ростом степени повышения давления, в то время как степень повышения давления в компрессоре низкого давления остается примерно на том же уровне, что и при включенной системе EGR. Это означает, что без EGR характеристика компрессора низкого давления находится в зоне рабочих режимов с низким КПД.

При отключенной системе EGR характеристики могут быть смещены регулированием положения заслонки. При открытии заслонки степень повышения давления и объемный расход через компрессор высокого давления уменьшается, тогда как степень повышения давления компрессора низкого давления растет, при почти постоянном значении объемного расхода.

Это приводит к некоторому снижению КПД компрессора высокого давления, при этом резко возрастает КПД компрессора низкого давления.

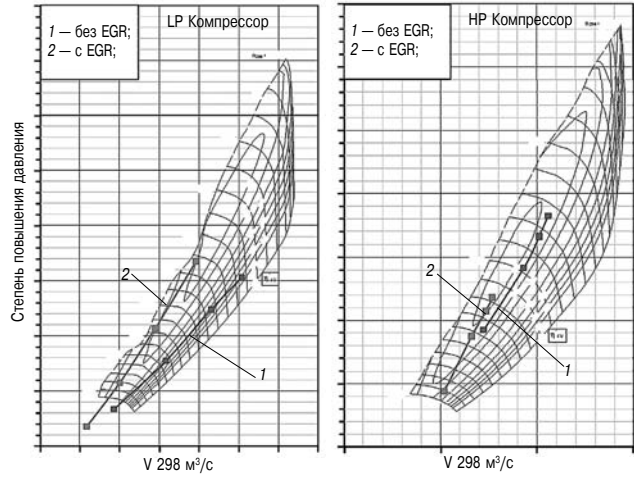


Рис. 11. Характеристики турбокомпрессоров

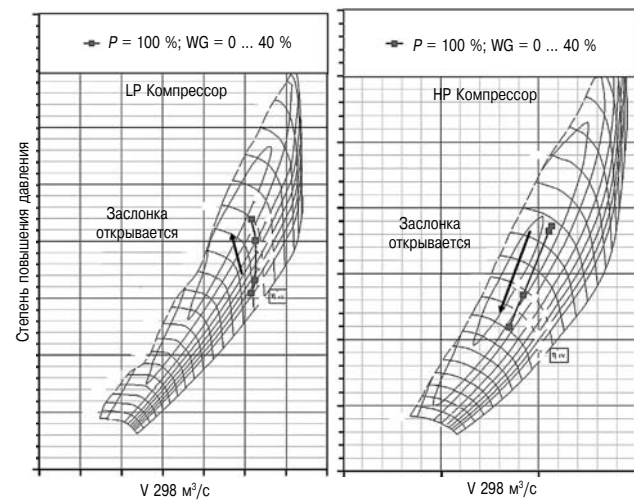


Рис. 12. Действие заслонки на положение расходной характеристики двигателя

В результате происходит незначительное снижение выбросов NO_x при почти постоянном значении КПД двигателя (рис. 13). Этот эффект может быть использован для снижения удельного расхода топлива за счет более раннего впрыска. Кроме

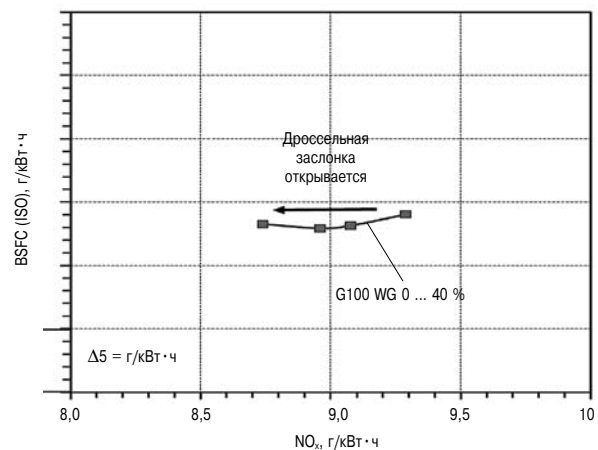


Рис. 13. Зависимость между расходом топлива BSFC и выбросами NO_x при изменении положения заслонки

того, открытие заслонки ограничивает скорость вращения турбины высокого давления, снижает давление воздуха на всасывании и максимальное давление в цилиндре.

Этап 2. Оптимизация системы

Первый этап испытаний показал достаточно хорошее соответствие расчетных и фактических результатов при данной конфигурации системы. Для дальнейшего улучшения экологических показателей и КПД обычно используют один из двух методов: оптимизацию общего коэффициента избытка воздуха либо оптимизацию рабочего процесса путем подбора локального коэффициента избытка воздуха.

Оптимизация общего коэффициента избытка воздуха. На этапе 1 требуемый уровень снижения выбросов NO_x был достигнут не для всех значений нагрузки, поэтому была предпринята попытка повысить степень EGR. Для этого пришлось уменьшить диаметр соплового аппарата турбины высокого давления, вследствие чего возросло давление в выпускном тракте. Тем самым был достигнут более благоприятный «компромисс» между дымностью ОГ и выбросами NO_x , а также удельным расходом топлива (рис. 14 и 15).

Помимо уменьшения диаметра соплового аппарата турбины, известен еще один способ снижения выбросов NO_x — изменение температуры воздушного заряда в цилиндре. Для этого требуется раньше закрывать впускной клапан до НМТ, тогда в последней фазе такта впуска воздушный заряд в цилиндре будет расширяться и охлаждаться.

Этот способ носит название цикла Миллера. На этапе эскизного проектирования была поставлена задача обеспечить наименьшую степень EGR для того, чтобы сохранить дымность ОГ на

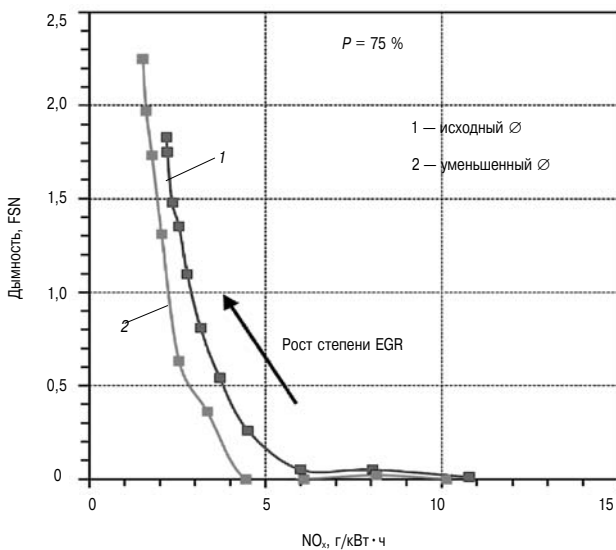


Рис. 14. Влияние диаметра соплового аппарата турбины на соотношение дымности ОГ и выбросов NO_x

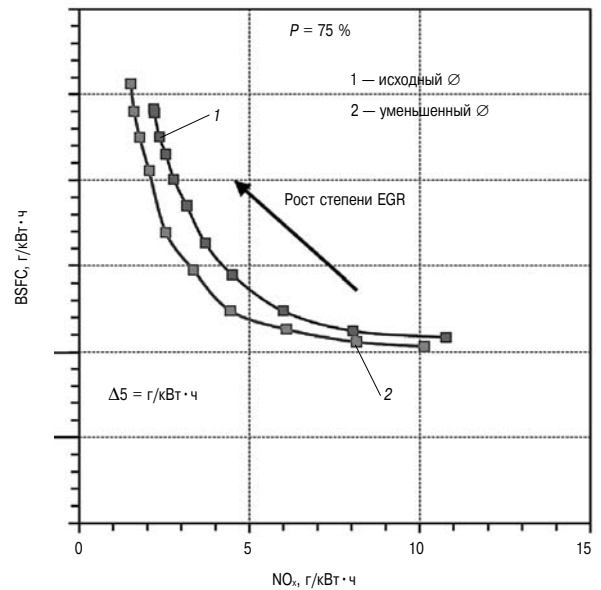


Рис. 15. Влияние диаметра соплового аппарата турбины на соотношении термического КПД и выбросов NO_x

минимальном уровне и одновременно снизить выбросы NO_x за счет эффекта Миллера. Поэтому при проведении испытаний усиление эффекта Миллера не предусматривалось. Однако закон открытия впускного клапана был изменен таким образом, чтобы клапан открывался позже, при этом степень EGR возросла, а результаты оказались не совсем такими, как ожидалось.

Как видно из рис. 16, при нагрузке 75 % зависимость между выбросами NO_x и дымностью ОГ практически не меняется, а термический КПД цикла увеличивается (рис. 17). При нагрузках менее 50 % двигатель все равно должен работать с поздним открытием впускного клапана — во избежание резкого роста дымности ОГ при высоких значениях степени EGR.

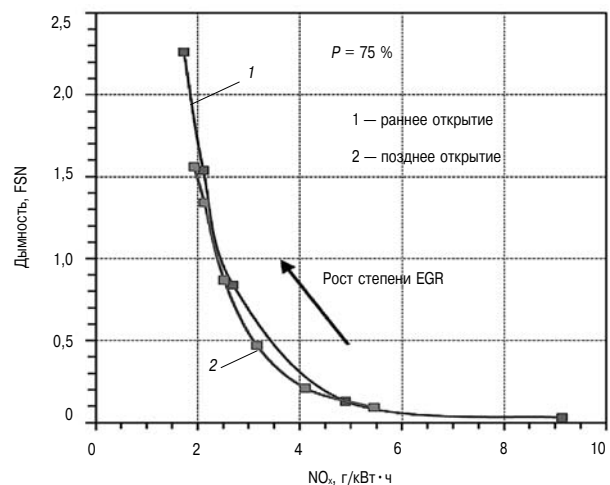


Рис. 16. Влияние фазировки впускного клапана и соотношение дымности ОГ и выбросов NO_x

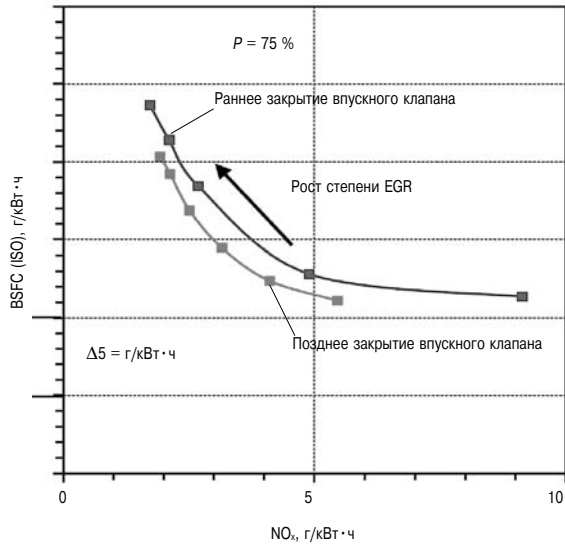


Рис. 17. Влияние фазировки впускного клапана, соотношение термического КПД и выбросов NO_x

Оптимизация параметров впрыска. Несмотря на то, что изменения фазировки впуска и конфигурации выпускного тракта, внесенные в конструкцию базового двигателя, позволили несколько улучшить показатели дымности ОГ и КПД, дымность ОГ при работающей системе EGR оказалась достаточно высокой, даже при больших нагрузках. Для улучшения качества рабочего процесса была предпринята попытка оптимизации смесеобразования. Как известно, повышение давления впрыска приводит к более качественному распыливанию топлива, увеличивая тем самым общую поверхность топливных капель.

При этом повышается скорость горения, уменьшается расход топлива и снижается сажеобразование. Поэтому для некоторых режимов нагрузки давление впрыска было увеличено до

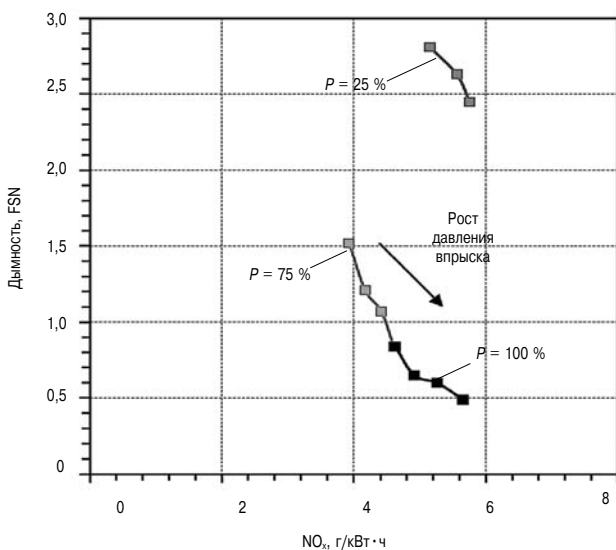


Рис. 18. Влияние давления впрыска на уровень выбросов

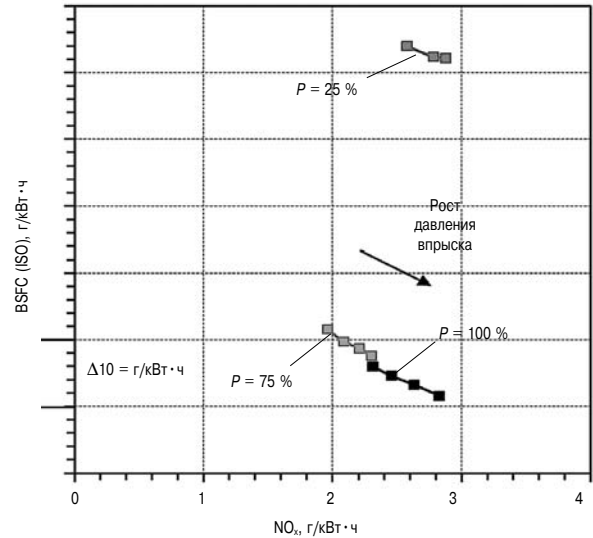


Рис. 19. Влияние давления впрыска на КПД двигателя

максимально возможного, определяемого конструкцией системы common rail.

В результате дымность ОГ на всех нагрузочных режимах резко уменьшилась, хотя все еще оставались достаточно высокой (рис. 18). При этом снижение удельного расхода топлива составило от 4 до 5 г/кВт·ч (рис. 19).

При этом дополнительный расход мощности, связанный с повышением давления впрыска в ТНВД, будет с избытком компенсирован повышением термического КПД двигателя за счет более интенсивного испарения топлива.

Еще один возможный способ снижения дымности ОГ — разделенный впрыск топлива. Впрыск небольшого количества топлива после окончания главного впрыска повышает скорость горения топлива в конце такта расширения, что будет способствовать окислению остатков сажи.

Этот способ позволяет снизить дымность ОГ до 1 FSN по сравнению с обычным впрыском (рис. 20). При этом изменение концентрации NO_x

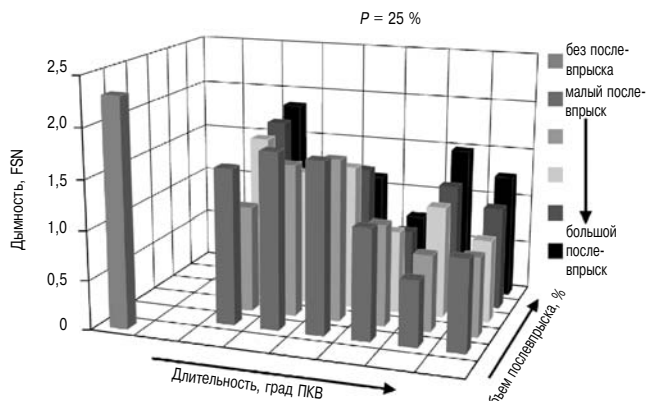


Рис. 20. Влияние второго впрыска на сажеобразование

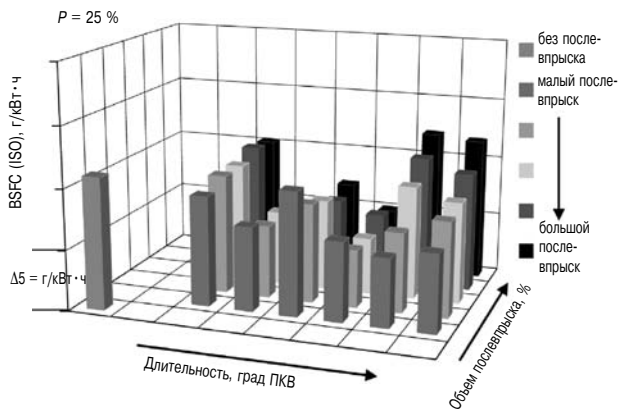


Рис. 21. Влияние второго впрыска на КПД

(не показанное на рисунке) незначительно, а расход топлива даже немного снижается (рис. 21).

Параметры топливного факела зависят не только от давления и закона впрыска. Большое значение имеют размеры и эффективное проходное сечение отверстий распылителя.

На рис. 22 и 23 показано сравнение результатов для двух вариантов распылителя, отличающихся диаметром сопловых отверстий и, следовательно, расходными характеристиками. Распылитель с меньшим диаметром отверстий увеличивает длительность процесса сгорания. При постоянных параметрах впрыска компромисс между дымностью ОГ и выбросами NO_x достигается значительно легче. При нагрузке 25 % и том же уровне выбросов NO_x дымность ОГ уменьшается на 0,5 FSN, и эта тенденция сохраняется во всем диапазоне нагрузок.

Также проще достигается компромисс между дымностью ОГ и выбросами NO_x с уменьшением размеров сопловых отверстий (при нагрузке

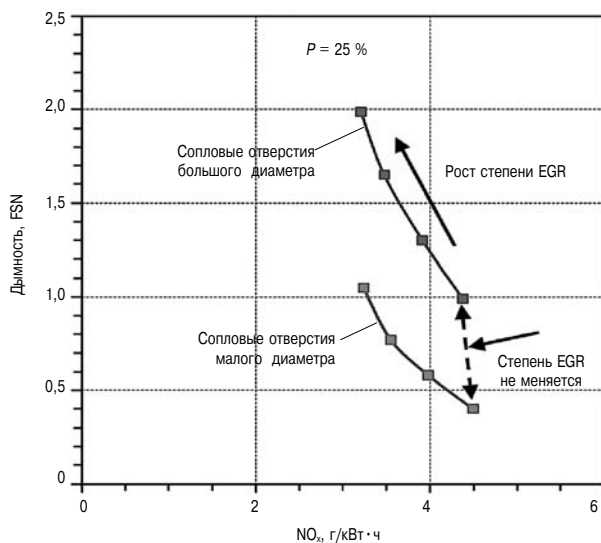


Рис. 22. Влияние размеров отверстий распылителя на выбросы

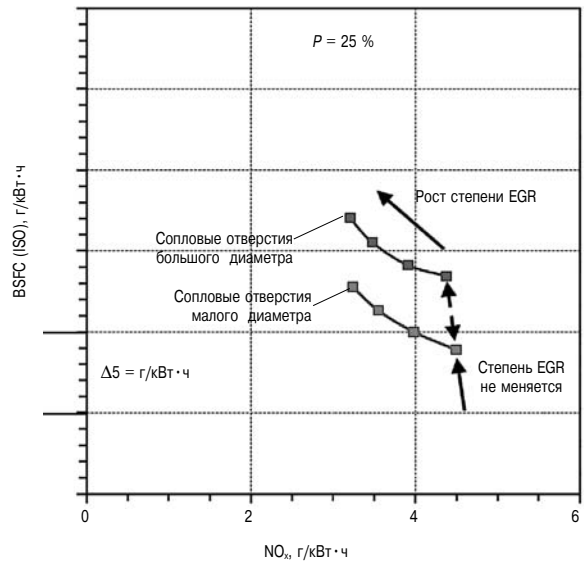


Рис. 23. Влияние размеров отверстий распылителя на КПД

25 %). Этот положительный эффект усиливается при дальнейшем снижении нагрузки (ниже 25 %) и ослабляется при ее увеличении.

Отрицательное влияние продолжительного впрыска на КПД двигателя при более высоких нагрузках может быть компенсировано за счет повышения давления впрыска. Более тонкий распыл топлива способствует интенсификации сгорания, что ведет к росту выбросов NO_x . Чтобы вернуть выбросы NO_x на прежний уровень, необходимо увеличить степень EGR (рис. 24).

Это означает, что размер отверстий распылителя желательно оптимизировать при определенном давлении впрыска на некоторой средней нагрузке, а с ростом нагрузки давление впрыска будет расти, поэтому длительность впрыска будет соответственно снижаться.

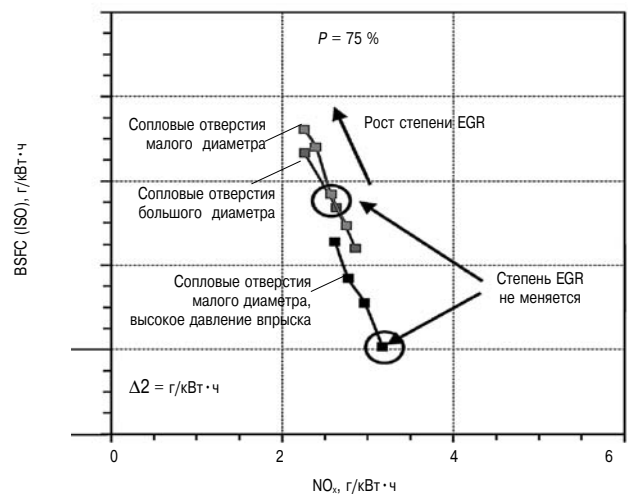


Рис. 24. Влияние размеров отверстий распылителя и давления впрыска на КПД при нагрузке 75 %

Этап 3. Окончательная конфигурация системы

На заключительном этапе испытаний топливная аппаратура была усовершенствована за счет применения новой системы common rail, позволяющей увеличить давление впрыска и реализовать функцию разделенного впрыска.

В новой системе common rail функцию аккумуляторов выполняют полости в форсунках, а не общий коллектор, как прежде. При этом снизились потери давления на участке между аккумулятором и соплами, а давление впрыска в течение одного цикла практически остается постоянным. Кроме того, была сведена к минимуму неравномерность подачи через отдельные сопловые отверстия, поскольку пульсации давления в новой системе меньше, чем в стандартном варианте common rail.

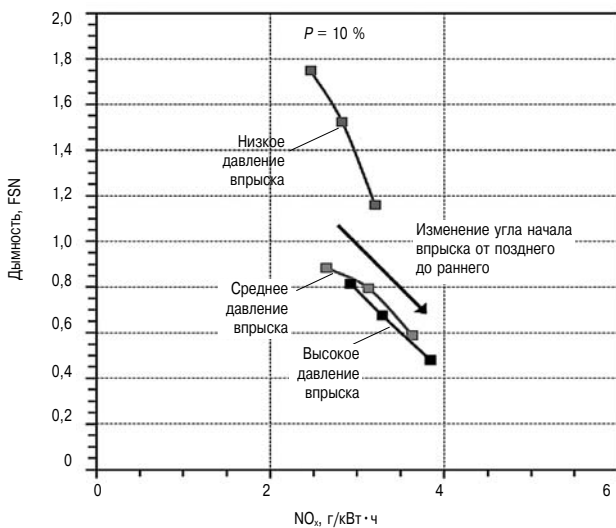


Рис. 25. Влияние параметров впрыска на выбросы при нагрузке 10 %

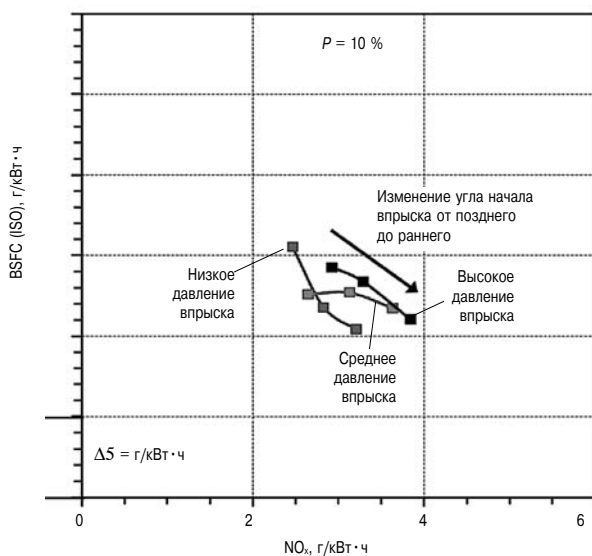


Рис. 26. Влияние параметров впрыска на КПД при нагрузке 10 %

На заключительном этапе испытаний на каждой нагрузочной ступени степень EGR задавалась на уровне порядка 22 %, при этом варьировались давление и фазы впрыска. В испытаниях использовались форсунки с малыми сопловыми отверстиями, показавшие лучший результат при работе со стандартной системой common rail. При работе в широком диапазоне нагрузок увеличение давления впрыска от «низкого» до «среднего» привело к значительному снижению дымности ОГ при незначительном росте выбросов NO_x. Дальнейшее увеличение давления впрыска к сколько-нибудь заметному эффекту не привело (рис. 25).

Дымность ОГ по сравнению со стандартной системой common rail значительно снизилась и стала еле заметной. Удельный расход топлива с увеличением давления впрыска возрастает (рис. 26). Поскольку выбросы NO_x при работе с нагрузкой 10 % не регламентируются, для этого режима могут быть выбраны максимальное

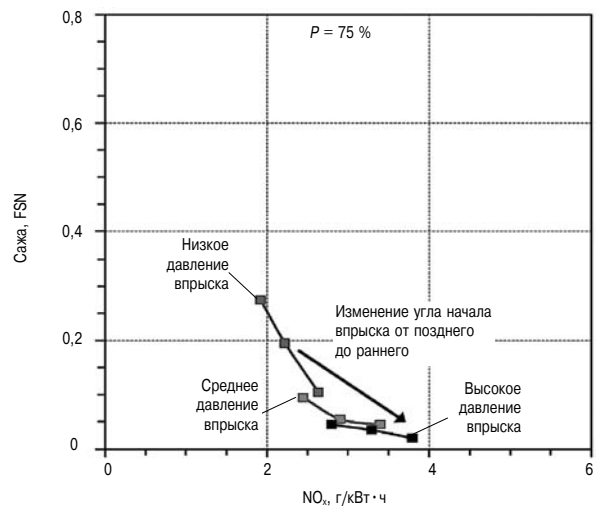


Рис. 27. Влияние параметров впрыска на выбросы при 75 %-ной нагрузке

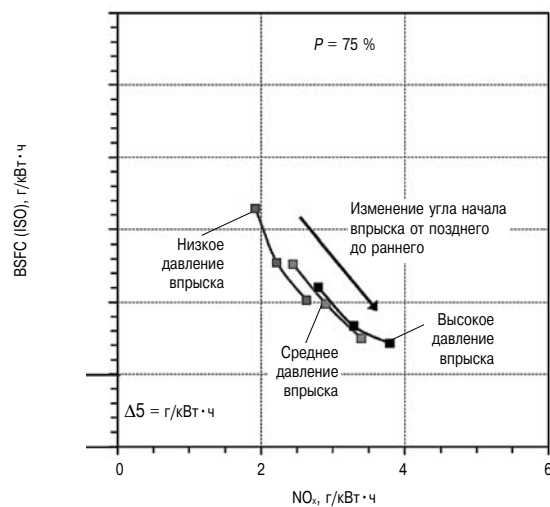


Рис. 28. Влияние параметров впрыска на КПД при 75 %-ной нагрузке

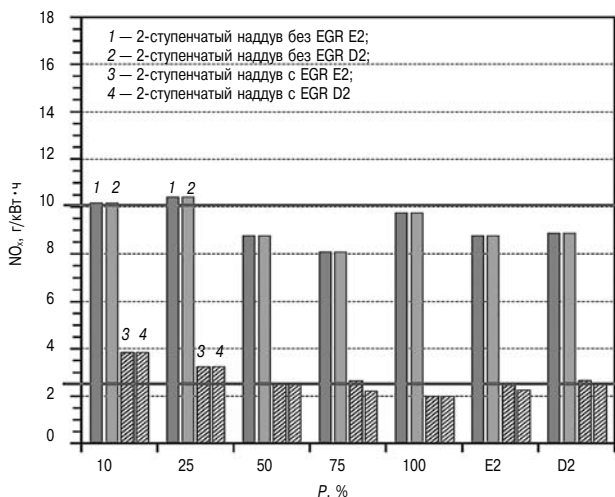


Рис. 29. Окончательные значения выбросов NO_x

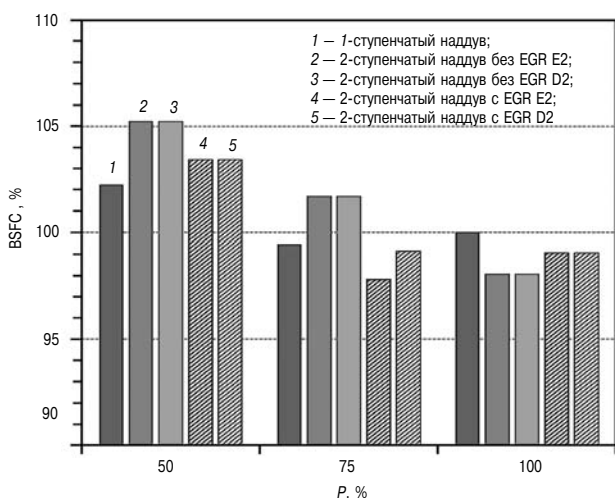


Рис. 30. Окончательные значения расхода топлива

давление впрыска и раннее начало впрыска, при условии, что выбросы NO_x на других нагрузочных режимах будут достаточно малы, чтобы компенсировать это при расчете средневзвешенного значения.

При более высоких нагрузках (типичная величина — 75 %) картина несколько меняется. Повышение давления впрыска по-прежнему сводит дымность ОГ к минимуму, но, по сравнению с зоной больших нагрузок этот эффект проявляется гораздо слабее (рис. 27). К тому же этот дым в ОГ практически не виден, поэтому здесь имеется возможность снижать выбросы NO_x по максимуму.

В зоне малых нагрузок оптимальным вариантом компромисса между расходом топлива и выбросами NO_x является минимизация давления впрыска (рис. 28).

На данном этапе испытания проводились на всех нагрузках соответствующих циклов. Для

оптимизации параметров выбросы NO_x были рассчитаны для циклов E2 и D2 при всех возможных сочетаниях параметров. По результатам испытаний были выбраны оптимальные сочетания, где выполнялись требования экологических нормативов при минимально возможном расходе топлива (рис. 29 и 30).

Заключение

На экспериментальном двигателе 6M32C была продемонстрирована возможность достижения показателей выбросов NO_x на уровне IMO Tier-III за счет применения EGR. Установка с двухступенчатым наддувом и контуром EGR высокого давления давала возможность как включать, так и отключать систему EGR. С отключенной системой EGR обеспечивались показатели выбросов NO_x на уровне IMO Tier-II с большим запасом. В обоих вариантах видимый дым не наблюдался во всем диапазон нагрузок.

Такого результата удалось добиться, главным образом, благодаря новой системе common rail со встроенным аккумулятором высокого давления. Это позволило значительно увеличить давление впрыска по сравнению со стандартным вариантом common rail. Для снижения дымности ОГ при работе с EGR в новой системе common rail был применен послевпрыск. Возможность оперативного переключения между обоими режимами обеспечивалась управляемым клапанным механизмом со сдвигом фазировки впускного клапана (цикл Миллера) от умеренного до сильного. По удельному расходу топлива оба варианта двигателя — исходный с одноступенчатым наддувом (IMO Tier-II) и опытный с двухступенчатым наддувом (IMO Tier-III) отличались мало.

Несмотря на то, что конфигурация экспериментального двигателя дает определенные преимущества, она оказалась достаточно сложной, что не может не отражаться на стоимости будущих серийных изделий. Главной проблемой оказалась сажа, накапливающаяся в тракте EGR, особенно когда температура газа или стенок падает ниже точки росы серной кислоты или воды. Кроме того, несмотря на использование малосернистого топлива, конденсация серной кислоты вызывает коррозию даже тех компонентов, которые выполнены из нержавеющей стали. Для внедрения рассматриваемой концепции в серию потребуются продолжение исследований и разработка новых технологий.

Литература

1. International maritime organization, MARPOL ANNEX VI and NTC 2008, 2013 Edition, July 2013.

РАЗРАБОТКА И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ «GENERAL ELECTRIC», СООТВЕТСТВУЮЩИХ ТРЕБОВАНИЯМ EPA TIER 4 И IMO TIER III

*Rob Mischler, John Dowell
GE Transportation*

Введение

В 1998 г. Управление США по Охране Окружающей Среды (EPA) опубликовало первый нормативный документ, ограничивающий вредные выбросы для судовых и тепловозных дизелей мощностью более 37 кВт. Этот документ устанавливал несколько ступеней предельно допустимых вредных выбросов (в порядке убывания) — Tier 0, Tier 1 и Tier 2. Эти уровни (в зависимости от области применения, мощности и рабочего объема двигателя) постепенно вводились в действие с 2000 по 2007 г. В 2008 г. EPA выпустило новую редакцию, устанавливающую уровни Tier 3 и Tier 4, которые вводились в действие с 2012 по 2017 г. В период с 2000 по 2016 г. Международная Морская Организация (ИМО)

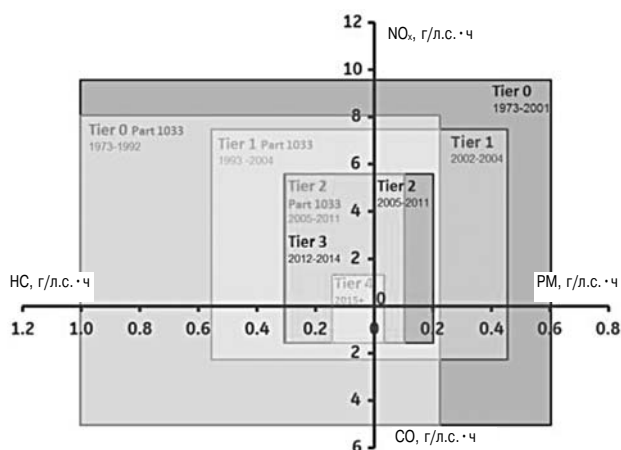


Рис. 1. Предельнодопустимые выбросы (нормативы EPA)

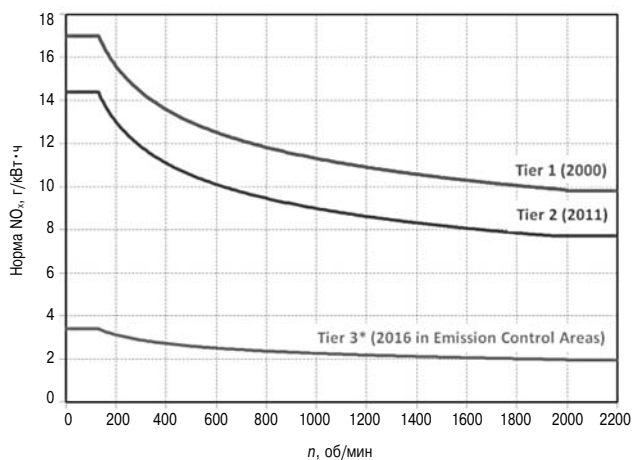


Рис. 2. Предельно-допустимые выбросы от судовых двигателей (нормативы IMO)

вводила в действие аналогичные нормативы (MARPOL), устанавливающие уровни от Tier-I до Tier-III (рис. 1 и 2).

В конце 1990-х гг. компания «General Electric», учитывая тенденцию постоянного ужесточения требований к вредным выбросам, приняла решение о создании нового ряда дизелей, отличающихся лучшими экологическими показателями, более высоким КПД и большей надежностью. Для североамериканского рынка был разработан среднеоборотный тепловозный двигатель «Evolution» с диаметром цилиндра 250 мм, удовлетворяющий требованиям EPA Tier 2 [1]. В 2008 г. этот ряд был расширен за счет создания рядных и V-образных судовых двигателей [2]. Основные характеристики этих двигателей приведены в таблице, а на рис. 3 представлен весь мощностной ряд двигателей, выпускаемых «GE Transportation».

Семейства двигателей L/V250 и Evolution: основные характеристики

	Судовые				Тепловозные
Модель	6L250	8L250	12V250	16V250	Evo 12
Диаметр цилиндра, мм	250				
Ход поршня, мм	320				
Число цилиндров	6	8	12	16	12
Скорость, об/мин	900/ 1000	900/ 950			
Мощность, кВт	1700/ 1900	2250/ 2500	3150/ 3500	4200/ 4650	3357
ВМЕР, бар	24		22,3		23,8/22,5
Угол развала блоков	0°				45°
Длина, мм	4933	5823	5284	6234	4671
Высота, мм	2740	2790	3636	4066	2754
Ширина, мм	1880		2693		1557
Сухой вес, кг	19795	23356	26450	35270	23292

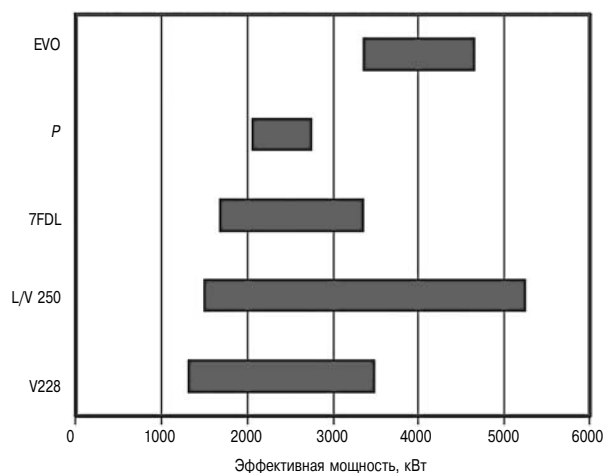


Рис. 3. Мощностные ряды транспортных двигателей GE

Затем были созданы двигатели, удовлетворяющие требованиям IMO Tier-II и EPA Tier 3 [3], конструктивные особенности и характеристики которых более подробно описаны ниже.

Области применения

С точки зрения сферы применения, крупные среднеоборотные дизели для грузовых тепловозов и теплоходов имеют много общего. Поэтому их производители в большинстве случаев выпускают такие двигатели как в судовом, так и в тепловозном исполнении. По этой же причине EPA были одновременно разработаны нормативы для обоих вариантов [4]. Однако между ними есть определенные различия, существенно влияющие на конструкцию двигателя.

Ограничения для тепловозных дизелей

Что касается тепловозных двигателей, то основные размеры их поперечного сечения ограничены объектом их установки. Некоторые типичные примеры соответствующих максимальных размеров (клиренс-диаграммы) показаны на рис. 4.

Размеры двигателя, капота и проходов для персонала должны укладываться в заданные пределы во избежание контактов с элементами железнодорожной инфраструктуры — тоннелями, сигнальными устройствами и бункерами. С учетом этого обстоятельства, для двигателя Evolution выбрана компоновка с углом развала блоков 45 градусов и центральным расположением воздушной и газовой магистралей, как показано на рис. 5.

Ввиду ограничений по ширине и высоте двигателя его вспомогательные устройства, такие как топливные насосы и фильтры, воздухоохладители, водяные и масляные радиаторы и фильтры приходится выносить в другие отсеки подкапотного пространства, в результате чего весь силовой агрегат получается относительно длинным и узким.

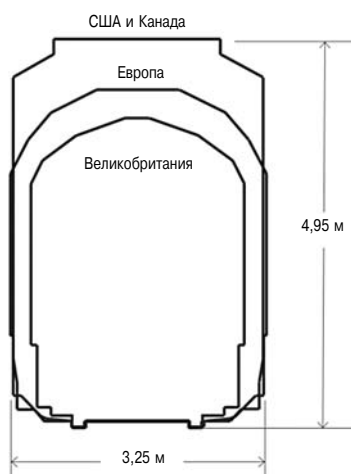


Рис. 4. Примеры клиренс-диаграмм

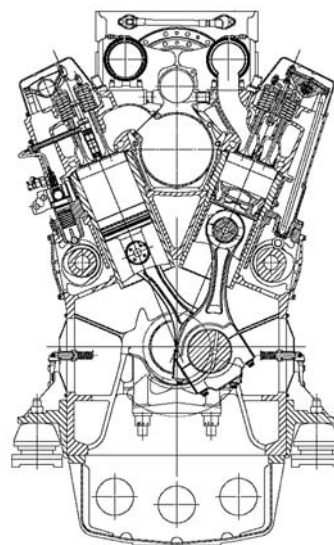


Рис. 5. Поперечное сечение двигателя Evolution класса EPA Tier 2

Одно из требований к тепловозному дизелю — способность работать в широком диапазоне изменений окружающих условий. Железные дороги Северной Америки находятся в самых различных высотных условиях — от 80 м ниже уровня моря до 2800 и более метров над уровнем моря. Есть страны, где высотные условия могут быть еще более экстремальными. Температура окружающего воздуха может изменяться от -40 до $+45$ °C и более. Но самое сложное — это прохождение тоннелей.

Длина железнодорожного тоннеля, не имеющего вентиляции, может превышать 3 км. При работе по системе нескольких единиц отработавшие газы и тепло от систем охлаждения первых по ходу поезда локомотивов попадают на впуск последующих. Температура воздуха в неветилируемых тоннелях может достигать 100 °C [5]. В подобных условиях критическим фактором становится запас мощности, который необходим для поддержания скорости, позволяющей проехать через тоннель достаточно быстро, чтобы машинистов не слишком долго подвергать воздействию экстремальных температур и дизельного выхлопа.

Способность к длительной работе при высоких температурах окружающего воздуха и к кратковременной работе при экстремальных температурах во время прохождения тоннелей особенно важна, когда ресурсы охлаждения ограничены. Это может быть связано с ограничениями по длине и ширине, налагаемыми железнодорожной инфраструктурой, а также с невозможностью использовать набегающий воздушный поток из-за ограниченности поперечного сечения и при работе поезда по системе многих единиц.

Ограничения для судовых дизелей

Требования, предъявляемые к тепловозным дизелям, в большинстве своем не противоречат требованиям к судовым дизелям, которые также выпускаются подразделением «GE Transportation». Ограничения по ширине для них менее жесткие, но относительно длинные агрегаты, типичные для тепловозов, в судовых условиях нежелательны.

Это обстоятельство диктует несколько иной характер размещения вспомогательного оборудования (теплообменники, фильтры, насосы, пульта управления и т. п.). Кроме того, конструкция картера должна учитывать такие факторы, как боковая и килевая качка.

Проектанты тепловозных дизелей имеют несколько более широкие возможности организовать независимое регулирование скорости и нагрузки путем управления топливоподачей и возбуждением тягового генератора. Это позволяет оптимизировать коэффициент избытка воздуха и КПД двигателя за счет выбора точек рабочего режима с помощью многопозиционного контроллера. Поле рабочих режимов судового двигателя значительно шире. Эти режимы разнятся для установок с винтами постоянного шага, с генераторными агрегатами, работающими при постоянной скорости, и с винтами регулируемого шага. На рис. 6 показано наложение оптимизированных карт рабочих режимов для тепловозного двигателя, управляемого с помощью многопозиционного контроллера, и судового двигателя с широким рабочим диапазоном.

В некоторых случаях условия динамического нагружения для судовых двигателей оказываются более жесткими, чем для двигателей грузовых тепловозов, хотя и для пассажирских тепловозов они могут быть ничуть не легче. Широкий рабочий диапазон в сочетании с интенсивными переходными процессами повышают требования

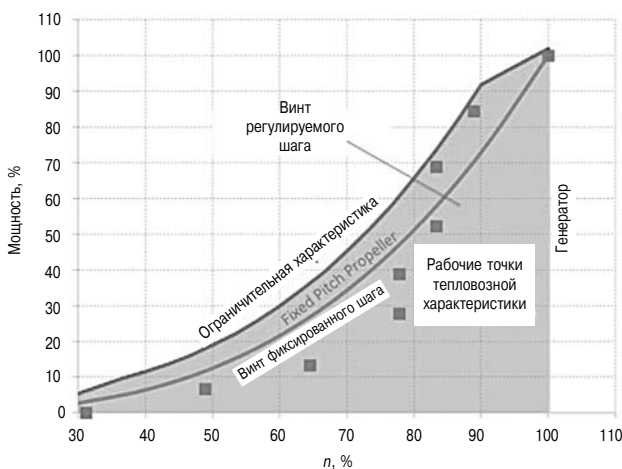


Рис. 6. Карты рабочих режимов для судового и тепловозного двигателей

к параметрам турбокомпрессора и к воздушному тракту, а также ограничивают возможности одновременной оптимизации и унификации тепловозных и судовых двигателей.

Методы снижения вредных выбросов

После опубликования окончательной редакции документа ЕРА, устанавливающего требования к дизелям класса Tier 4, компания GE приступила к детальному изучению возможных решений, которые бы позволили выполнить требования действующих и перспективных экологических нормативов. Некоторые из таких решений перечислены ниже. Это:

- селективное каталитическое восстановление (SCR);
- рециркуляция отработавших газов (EGR);
- цикл Миллера;
- окислительная каталитическая очистка (DOC);
- фильтрация твердых частиц (DPF);
- повышение давления в системе common rail;
- одно- и двухступенчатый турбонаддув;
- повышение предельно допустимого давления в цилиндре.

Важнейший вопрос, который предстояло решить на данном этапе, заключался в выборе метода снижения выбросов NO_x. Наиболее известные технологии — это SCR с использованием мочевины для очистки ОГ (DEF) в качестве расходного материала, и EGR. Выбор решения в значительной мере определялся тем, во что обойдется конечному потребителю двигателей классов Tier 4 и IMO Tier-III системы SCR. Было подсчитано, что затраты североамериканских железных дорог на закупку DEF (типа AdBlue) и создание соответствующей инфраструктуры составят примерно 1,5 миллиарда долларов США. Что касается судовых установок, то важно было определить, сколько дополнительного места на судне понадобится для размещения компонентов SCR. Компания GE пригласила контрагента — компанию «Jensen Maritime» — для исследования влияния принятой системы на конструкцию судна. Как показало это исследование, разработанная GE конструкция EGR, в сравнении с очисткой ОГ, обладает следующими преимуществами:

- EGR, по сравнению с другими решениями, экономит порядка 75 % пространства машинного отделения;
- вес установки при этом также снижается примерно на 75 %;
- не требуется дополнительное бортовое оборудование для хранения/подачи мочевины или береговая структура для ее производства и хранения.

После предварительного ранжирования рассмотренных технологий они все были приняты

в качестве возможных вариантов, за исключением SCR. Более подробную информацию об их сравнительной оценке и выборе концепции можно найти в докладе, опубликованном в материалах шанхайского конгресса SIMAC-2013 [6].

Конфигурация EGR

Одной из наиболее сложных задач при модификации дизеля с турбонаддувом с помощью системы EGR является организация подачи отработавших газов на всасывание. Дело в том, что в большинстве современных крупных двигателей с наддувом давление воздуха на всасывании не меньше, а часто даже больше, чем давление в выпускной магистрали. Поэтому, чтобы организовать рециркуляцию отработавших газов, недостаточно просто подсоединить выпускную магистраль к воздушному ресиверу.

Было рассмотрено несколько вариантов организации рециркуляции отработавших газов [7]. Четыре из них исследовались более подробно (рис. 7), а именно:

1. EGR с противодавлением, когда за турбиной турбокомпрессора устанавливается дроссельная заслонка, чтобы поднять давление в выпускной магистрали.

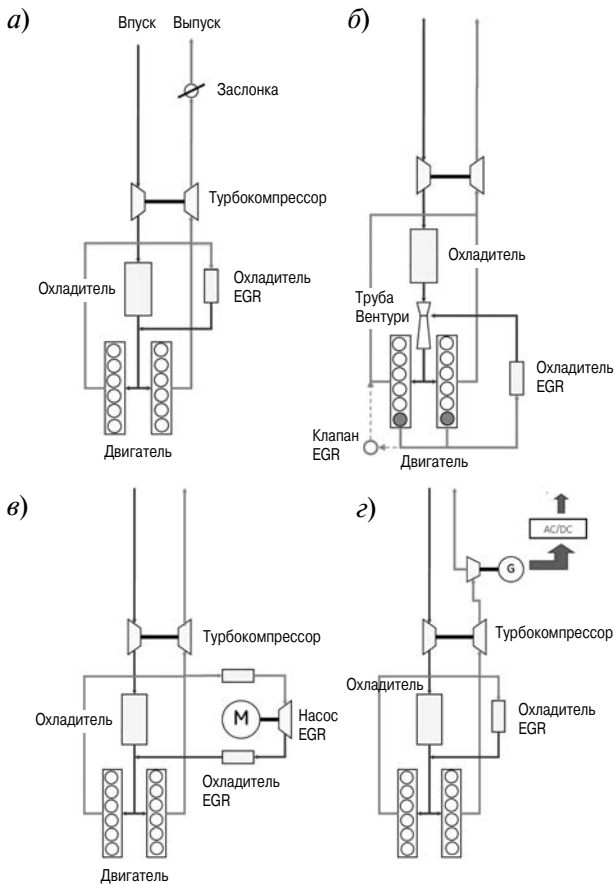


Рис. 7. Варианты архитектуры системы EGR:

a — противодавление в системе EGR; *б* — система с цилиндром-донором; *в* — система EGR с внешним насосом; *г* — турбокомпаундная система

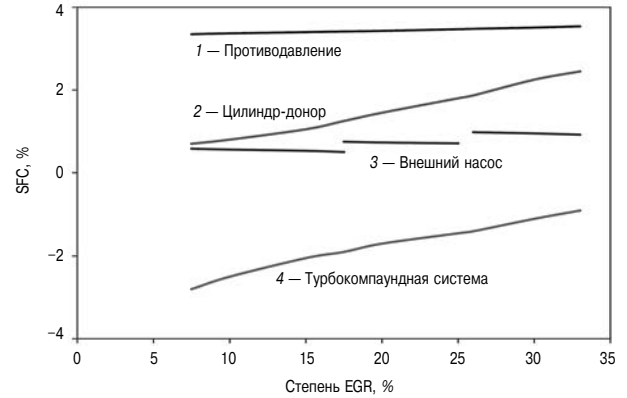


Рис. 8. Сравнение различных вариантов исполнения EGR по расходу топлива

2. Система с цилиндром-донором, где на всасывание отводятся отработавшие газы только от специально предназначенных для EGR цилиндров.

3. Внешний насос EGR, перекачивающий часть отработавших газов из выпускного коллектора во всасывающий ресивер.

4. Турбокомпаундная система EGR, в которой за турбокомпрессором расположена силовая турбина, использующая часть энергии отработавших газов. При этом давление в выпускном коллекторе повышается, что обеспечивает работу системы EGR.

По результатам данного этапа исследования можно сделать следующие выводы (рис. 8):

➤ Простейшим решением является система с противодавлением, ее недостаток — наибольший (по сравнению с остальными вариантами) дополнительный расход топлива.

➤ Единственное преимущество турбокомпаундной системы — меньший расход топлива, однако эта система самая сложная и дорогостоящая.

➤ Оптимальным компромиссом по критериям сложности, стоимости и расхода топлива является система EGR с цилиндром-донором.

➤ Система EGR с внешним насосом по всем критериям занимает промежуточное место в списке вариантов, но не имеет преимуществ относительно системы с цилиндром-донором.

В итоге, для проектирования была выбрана система EGR с цилиндром-донором

Оптимизация рабочих параметров

После того как с помощью трехмерного моделирования были выбраны принципиальные конструктивные решения и проведены испытания одноцилиндрового отсека (SCE), были построены опытные образцы многоцилиндровых двигателей. Предыдущий опыт создания двигателей GE показывает, что переход от одноцилиндрового отсека к многоцилиндровому двигателю сопро-

вождается небольшим ростом дымности ОГ (содержания частиц).

Обычно это объясняют увеличением массы растворимых органических фракций, поступающих из различных источников масла, которые в одноцилиндровом отсеке отсутствуют — таких как, например, система вентиляции картера и масляные уплотнения турбокомпрессора. Однако в нашем случае многоцилиндровые опытные образцы по выбросам частиц почти не отличаются от одноцилиндрового отсека, и не превосходят предела, заданного ЕРА Tier 4. Поэтому в процессе работы было необходимо понять, можно ли вообще отказаться от системы очистки ОГ в двигателях класса ЕРА Tier 4/ИМО Tier-III.

На следующем этапе исследования было поставлено две цели. Во-первых, надо было найти такой интервал между режимами, сопровождающимися аномально высокими выбросами РМ, и режимами, сопровождающимися аномально высокими выбросами NO_x , где удовлетворялись бы нормативные требования по NO_x и РМ одновременно. Во-вторых, требовалось снизить выбросы как РМ, так и NO_x настолько, чтобы нормативные требования надежно удовлетворялись с учетом разброса обоих параметров, вызванного технологическими допусками, атмосферными условиями и нормальным износом.

На одноцилиндровом отсеке (рис. 9) был выполнен большой объем экспериментов, поддержанных трехмерным моделированием газодинамики рабочего процесса и одномерным моделированием цикла. При этом варьировались следующие параметры:

- число отверстий форсунки;
- угол распыла форсунки;
- расход топлива через форсунку;
- К-фактор распылителя;
- выступание наконечника распылителя;
- профили кулачковых валов;

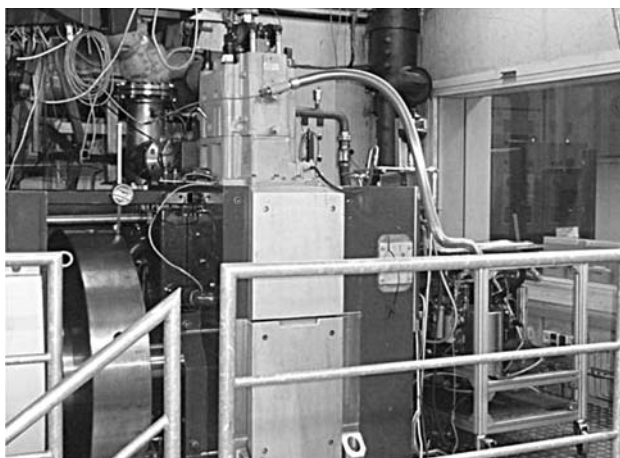


Рис. 9. Одноцилиндровый отсек дизеля на испытательном стенде

- степень сжатия;
- чистота обработки зеркала цилиндра;
- теплоотвод от воздухоохладителя (температура в воздушном ресивере);
- сопловой аппарат турбокомпрессора (уровень форсировки);
- давление впрыска;
- фазировка впрыска;
- число впрысков за цикл;
- степень рециркуляции;
- оптимизация режимов скорости и нагрузки, задаваемых контроллером машиниста (только для тепловозных двигателей).

Моделирование и испытания позволили найти решение, удовлетворяющее нормам допустимых выбросов как NO_x , так и РМ. Однако диапазон режимов, для которых это условие выполняется, чрезвычайно мал. Поэтому для практического применения данного решения необходимо иметь дополнительные средства управления, а именно:

- Более широкий охват основных рабочих параметров, определяемых с помощью моделирования, в том числе:
 - расход топлива;
 - расход воздуха на всасывании;
 - индикаторный КПД;
 - среднее эффективное давление трения;
 - среднее эффективное давление насосных потерь;
 - максимальное давление в цилиндре.
- Прецизионное управление разбавлением на всасывании с помощью таких инструментов, как:
 - разбивка модели установки на элементы и линеаризация;
 - опережающее управление;
 - дополнительная обратная связь по фильтру.
- Измерение содержания NO_x (ppm) в отработавших газах.
- Замкнутая система регулирования удельных выбросов NO_x .

На рис. 10 показаны соотношения между удельной концентрацией кислорода на всасывании, выбросами NO_x и РМ. Зазор между предельно допустимыми значениями NO_x и РМ, как мы уже отмечали, очень мал. Перечисленные выше средства управления позволили GE снизить колебания данных параметров и создать ряд транспортных двигателей, соответствующих требованиям Tier 4/ИМО-III, не прибегая к очистке отработавших газов.

Отказ от очистки отработавших газов позволил снизить противодавление на выходе и тем самым получить дополнительный выигрыш в КПД, обеспечиваемый использованием цилиндра-донора (по сравнению с другими способами реализации EGR). Это позволило создать двигатель

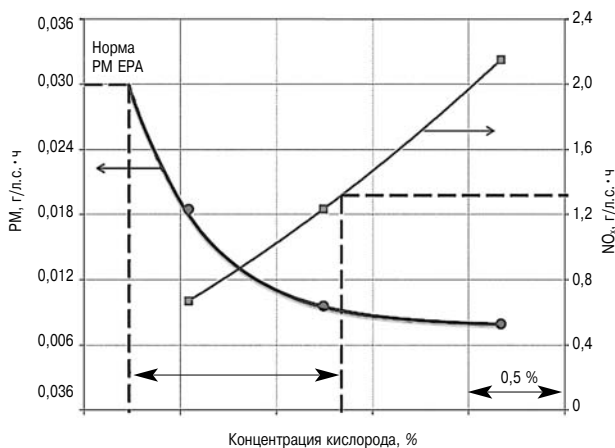


Рис. 10. Соотношение между удельной концентрацией кислорода на всасывании и основными вредными выбросами

класса Tier 4, уступающий по КПД не более 1 % двигателям класса Tier 3.

Конструктивные усовершенствования

Обсуждаемые выше методы улучшения показателей работы двигателя связаны с ростом давления газов в цилиндре и давления впрыска. Повысить предельно допустимое давление в цилиндре, не жертвуя надежностью, удалось за счет увеличения размеров коренных и шатунных подшипников, шатуна, поршневого пальца и шпилек крепления головки цилиндров. Новая головка цилиндров была спроектирована в расчете на повышенные тепловые и механические нагрузки. Ее конструкция учитывает применение системы common rail и новой форсунки со встроенным аккумулятором. При этом была сохранена концепция цилиндра-поршневой группы в сборе, использованная на двигателях Evolution (рис. 11).

Два ТНВД системы common rail приводятся от кулачковых валов, расположенных на обеих сторонах двигателя. Это повышает надежность за счет резервирования и обеспечивает возможность аварийного «возвращения домой» в случае какого-либо отказа. В системе common rail используются петлевые трубки высокого давления с двойными стенками, размещенными в развале блоков. Такая конфигурация позволяет обеспечить короткий впрыск топлива под высоким давлением при сохранении стабильного давления в системе common rail, что существенно для ограничения выбросов РМ.

Использование двухступенчатого турбонаддува и системы EGR с цилиндром-донором ставит перед разработчиками машины достаточно сложные задачи. Особенно это относится к судовым дизелям, которые оборудованы охладителями наддувочного воздуха, масляным холодильником и системой фильтрации масла.

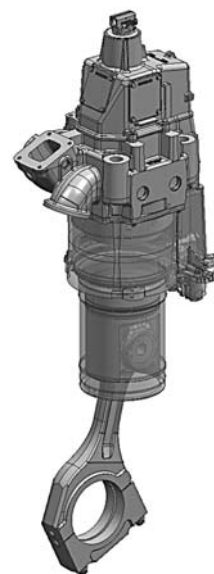


Рис. 11. Сборка цилиндропоршневой группы

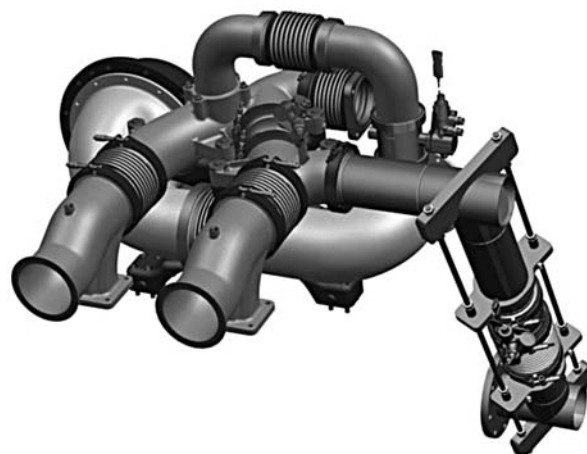


Рис. 12. Выпускная система тепловозного двигателя

Турбокомпрессоры низкого и высокого давления тепловозных дизелей устанавливаются на переднем торце двигателя, а охладитель EGR — под ними. Поток газов управляется двумя быстродействующими дроссельными заслонками в выпускном тракте (рис. 12). Простейшая система смешивания обеспечивает распределение отработавших газов и воздуха в нужных пропорциях на всех режимах, так что разброс содержания кислорода между отдельными цилиндрами минимален.

На судовых V-образных дизелях имеется два турбокомпрессора низкого давления и один турбокомпрессор высокого давления. Все они устанавливаются на переднем торце двигателя. Три воздухоохладителя устанавливаются на общем переднем кронштейне, а охладитель EGR — на стороне маховика (рис. 12).

Эксплуатационные испытания

В начале 2014 г. 24 опытных локомотива серии Evolution Tier 4 были отправлены железнодорожным операторам «Union Pacific», «Burlington

Northern Santa Fe» и «Canadian National Railroads» для проведения эксплуатационных испытаний на железных дорогах США и Канады. Маршруты включали несколько железнодорожных тоннелей и несколько высотных участков. Кроме того, тепловозы подвергались воздействию самых высоких температур, наблюдаемых в пределах данного климатического пояса [8].

Все агрегаты были оборудованы системами дистанционного мониторинга, которые выявляют и проводят диагностику всех возникающих проблем в режиме реального времени. Быстрое обнаружение и устранение отказов в большой степени способствовали повышению надежности всех опытных машин на данной стадии проекта. В 2016 году были введены в эксплуатацию уже более 500 надежно работающих тепловозов Evolution класса Tier 4, что для новых двигателей является рекордным показателем. Кроме того, де-

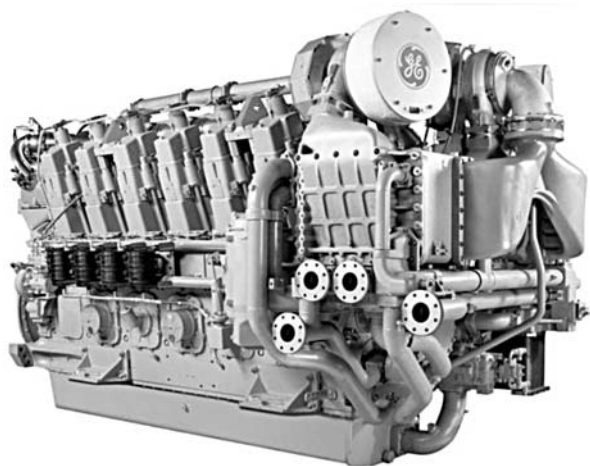


Рис. 13. Тепловоз Evolution класса Tier 4 и судовой двигатель 12V250 класса EPA Tier 4/IMO Tier III

вать судовых двигателей класса Tier 4/IMO Tier-III были отгружены для установки на теплоходах, первая серия ходовых испытаний которых началась в 2016 г.

Заключение

Двигатели для тепловозов Evolution класса Tier 4 и судовые двигатели 12V250 класса EPA Tier 4/IMO Tier III производства компании GE, показанные на рис. 13, удовлетворяют жестким требованиям Агентства по охране окружающей среды США (EPA) Tier 4 и IMO Tier-III соответственно. Данные двигатели не нуждаются в устройствах очистки отработавших газов, обеспечивая при этом снижение вредных выбросов более чем на 70 % по сравнению с требованиями EPA Tier 3. Благодаря этому железнодорожные операторы смогут существенно сократить эксплуатационные затраты и расходы на поддержание инфраструктуры, а судостроители смогут избежать проблем, связанных с размещением оборудования SCR для очистки отработавших газов и хранением раствора мочевины (DEF).

Литература

1. Flynn P., and Hupperich P. «The Development of the General Electric GEVO Diesel Engine» CIMAC, 2004, P 27.
2. Bailey K. «Development of General Electric Transportations Marine & Stationary Engine Family L and V250» CIMAC, 2010, P 279.
3. Blythe N. «Design and Development of the New GE Tier 3 Locomotive Diesel Engine» CIMAC, 2010, P 43.
4. <http://www3.epa.gov/nonroad/420f08004.pdf>, Environmental Protection Agency, March 2008.
5. McDonald, J., Nelson, B., Olson, B., Iden, M., Fritz, S., Honc, R. «Locomotive Exhaust During High Altitude Tunnel Operation in Donner Pass», ICES2008–1625, 2008 Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division.
6. Mischler R., and Flynn P. «Diesel Engine Development for Low Emissions at GE transportation», Paper № 239, 2013 CIMAC Conference, Shanghai, China.
7. Sebastian F., Lavertu T., Mischler R., and Primus R. «Comparison of Alternative EGR Systems for a Medium Speed Diesel Engine», ICEF2014–5552, 2014 Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division.
8. <http://www.gereports.com/post/116306478625/ge-is-talkin-loco-testing-a-new-engine-in-the/>, General Electric Company, April 2015.

УДК 621.8

Румб В.К. Прогнозирование прочности и долговечности шатуна с начальным прогибом // Двигателестроение. — 2020. — № 4. — С. 3–6.

Ключевые слова: судовой ДВС, шатун, начальный прогиб, расчет прочности, сокращение ресурса работы.

Разработаны теоретические положения и методики расчета прочности и долговечности шатуна с начальным прогибом. На конкретном примере показано значительное влияние начального прогиба на прочностные и ресурсные показатели шатунов судового ДВС. Разработанные методики предлагаются использовать в качестве дополнения к классическому методу расчета прочности и долговечности шатунов.

Табл. 1. Ил. 1. Библ. 4 назв.

УДК 621.436

Маслов А.П., Левцов М.В. Методы обеспечения одинакового хода поршней V-образных двигателей с прицепными шатунами // Двигателестроение. — 2020. — № 4. — С. 7–11.

Ключевые слова: V-образные двигатели, главные и прицепные шатуны, равенство хода поршня, графический анализ, аналитический расчет, схема КШМ.

Выполнен графический анализ и аналитический расчет условий, при которых возможна реализация одинакового хода главных и прицепных поршней V-образных двигателей с прицепными шатунами при использовании нормальной и дезаксиальной схем КШМ. Показана высокая сходимости результатов аналитических расчетов ходов поршней, выполненных для виртуальных двигателей размерности $D/S = 10/12$; $15/16$ и $15/18$ с ходом поршней реальных двигателей той же размерности.

Табл. 2. Ил. 2. Библ. 8 назв.

УДК 621.1

Тихонов Е.А., Базыкин В.И., Муханов Н.С. Кинематическая параметризация механизма двигателя Стирлинга типа «Альфа» свободной компоновки // Двигателестроение. — 2020. — № 4. — С. 12–17.

Ключевые слова: Двигатель Стирлинг тип «Альфа», свободная компоновка, перемещение поршня и вытеснителя, кинематическая параметризация.

Рассматривается кинематическая параметризация кривошипно-ползунной группы двигателя Стирлинга типа «Альфа» свободной компоновки при изменении длины шатунов поршня и вытеснителя, угла между осями цилиндров. Получены аналитические зависимости для определения взаимного перемещения поршня и вытеснителя при свободной компоновке механизма двигателя Стирлинга типа «Альфа». Определены ограничения для соотношения длин шатунов поршня и вытеснителя с учетом смещения осей цилиндров в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала. Результаты выполненного исследования позволяют определять оптимальные параметры проектируемого двигателя Стирлинга типа «Альфа».

Ил. 4. Библ. 14 назв.

УДК 621.436

Марков В.А., Деянин С.Н., Камалтдинов В.Г., Бовэнь Са, Неверов В.А. Показатели токсичности отработавших газов дизельного двигателя, работающего на нефтяном дизельном топливе с добавками растительных масел // Двигателестроение. — 2020. — № 4. — С. 18–24.

Ключевые слова: дизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, растительное масло, смесевое топливо, цетановое число, период задержки воспламенения, снижение выбросов вредных веществ.

Приведены результаты экспериментальных исследований дизеля типа Д-245.12 (1ЧН11/12,5), работающего на смесях нефтяного дизельного топлива с добавками в количестве 10 % по объему растительных масел: рапсового, подсолнечного, соевого, кукурузного, льняного, горчицевого, рыжикового. Показано, что при работе на смесевом топливе наиболее эффективно снижаются выбросы всех нормируемых компонентов и дымность отработавших газов на режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента. Выполнены расчетные исследования влияния цетанового числа смесевых топлив и содержания в их составе кислорода на период задержки

воспламенения и выбросы NO_x отработавшими газами.

Табл. 6. Ил. 1. Библ. 26 назв.

УДК 621.43.057

Цветков О.Н., Максимов А.Л. Современность и перспективы разработки и применения моторных масел для дизелей // Двигателестроение. — 2020. — № 4. — С. 25–34.

Ключевые слова: дизели, моторные масла, присадки, методы сертификационных испытаний, масловедение, химмотология.

Показано, что освоение новых технологий производства и испытаний базовых масел и смазочных материалов соответствует глобальной тенденции улучшения эколого-экономических характеристик автотракторных, тепловозных и судовых дизелей. В России выводятся из эксплуатации маслоблоки с I группой нефтяных базовых масел и создаются производства гидрокрекинговых масел II и III групп. Отмечено отставание российской химмотологической составляющей масловедения от зарубежных систем испытаний вследствие отсутствия современного стендового инструментария для сертификации дизельных масел по применяемым в международной практике спецификациям.

Табл. 4. Библ. 13 назв.

УДК 621.43

Рыжов В.А. Четыре поколения двигателей типоразмерного ряда Д49

// Двигателестроение. — 2020. — № 4. — С. 35–40.

Ключевые слова: дизели тепловозные и судовые, типоразмерный ряд Д49, развитие конструкции, совершенствование рабочих параметров.

Показаны основные этапы развития типоразмерного ряда дизелей Д49 и силовых установок на их базе. Приведены принципиальные отличия конструктивного исполнения и изменения рабочих параметров дизелей Д49 каждого из четырех поколений с указанием авторов и основных исполнителей проектов их модернизации.

УДК 621.43

Технологии для достижения требований IMO Tier-III (по материалам конгресса СИМАС) // Двигателестроение. — 2020. — № 4. — С. 41–57.

Ключевые слова: судовые дизели, зоны контроля выбросов, выбросы NO_x , уровень IMO Tier-III, рециркуляция отработавших газов.

После вступления в силу резолюции международной морской организации IMO МЕРС 286 (71), в дополнение к действующей с 01.01.2016 года Северо-Американской зоне контроля выбросов (ЕСА), в которой выбросы NO_x от судовых дизельных двигателей ограничены на уровне IMO Tier-III, аналогичные ограничения вводятся с 01.01.2021 года в Балтийском и Северном морях. В целях снижения выбросов NO_x до уровня IMO Tier-III широко распространенного серийного судового дизеля типа M32С, фирма «Caterpillar Motoren GmbH» выбрала технологию рециркуляции отработавших газов (EGR). В настоящем докладе изложена концепция модернизации указанного двигателя, приведены основные результаты его испытаний, описаны преимущества технологии EGR, а также проблемы, возникающие при ее реализации.

«GE Transportation», дочерняя компания американской «General Electric», производящая оборудование и машины для железнодорожного и морского транспорта, выпускает обновленную серию дизелей семейства EVO, соответствующих по выбросам NO_x требованиям EPA Tier 4 и IMO Tier-III. На основе базовой машины этого семейства разработана серия рядных и V-образных судовых двигателей с числом цилиндров от 6 до 26, которых к настоящему времени выпущено более 7,5 тысяч. В двигателях использована технология рециркуляции охлажденных отработавших газов (EGR), двухступенчатый турбонаддув, цикл Миллера, система топливоподачи типа common rail, а также новейшие алгоритмы управления рабочим процессом. Приведены достигнутые показатели качества дизелей семейства EVO и результаты их эксплуатационных испытаний.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником.

Табл. 2. Ил. 43. Библ. 9 назв.

UDC 621.8

Rumb V.K. Pre-deflect connecting rod: strength and life time prediction // Dvigatolestroyeniye. — 2020. — № 4. — P. 3–6.

Keywords: marine reciprocating engine, connecting rod, pre-deflect, structural design, reduction in the life time. The article discusses theory and methods of strength & life time calculations for a pre-deflect connecting rod. The case study illustrates considerable influence of pre-deflection on connecting rod strength and life time. The methods offered may be used as supplementary to classic method of calculation of pre-deflect connecting rod strength and life time. 1 table, 1 ill., 4 ref.

UDC 621.436

Maslov A.P. and Levstov M.V. Methods of pistons' strokes equalization in V-engines featuring slave pistons // Dvigatolestroyeniye. — 2020. — № 4. — P. 7–11.

Keywords: V-engines, main and slave pistons, pistons' stroke equalization, graphical analysis, analytical calculation, crank gear layout. The authors present graphical analysis and analytical calculation of conditions enabling equalization of main and slave pistons' strokes in V-engines featuring traditional and desaxial crank gear layouts. Piston strokes have been calculated for virtual engines $D/S = 10/12; 15/16$ и $15/18$. Comparison of analytical calculation results and measured piston strokes of same-dimensioned real engines respectively demonstrated good convergence. 2 tables, 2 ill., 8 ref.

UDC 621.1

Tikhonov E.A., Bazykin V.I. and Mukhanov N.S. Kinematic parameterization of loose-fit Alpha-type Stirling engine // Dvigatolestroyeniye. — 2020. — № 4. — P. 12–17.

Keywords: Alpha-type Stirling engine, loose-fit, movements of power and displacer pistons, kinematic parameterization. The article discusses kinematic parameterization of loose-fit Alpha-type Stirling engine at varying length of power & displacer piston connecting rods, and angle between cylinder axes. Dependences are derived for relative motion of power & displacer piston in loose-fit Alpha-type Stirling engine. Furthermore, limitations are defined on a relation linking lengths of power & displacer piston connecting rods, taking account of distance between both cylinders' axes in a plane perpendicular to the crankshaft axis. Based on the results of this research, optimum parameters of Alpha-type Stirling engine under design may be defined. 4 ill., 14 ref.

UDC 621.436

Markov V.A., Devyanin S.N., Kamaletdinov V.G., Boweng Sa and Neverov V.A. Toxicity of exhaust gas of a diesel engine firing diesel fuel added with vegetable oil // Dvigatolestroyeniye. — 2020. — № 4. — P. 18–25.

Keywords: diesel engine, diesel fuel oil, vegetable oil, mixed fuel, cetane number, ignition delay period, reduction in toxic emissions. Results are presented of the research work dedicated to experiments on type D-245.12 (1CHB11/12,5) engine firing diesel fuel added with various types of vegetable oil (10 % vol.), including rapeseed, sunflower, soya, corn, linseed, mustard and cameline oils. It is shown that use of mixed oil results in lowering of all regulated noxious emissions and exhaust opacity, particularly at maximum power and maximum torque. Calculated dependences have been derived of mixed fuels' ignition delay period and NO_x emissions vs. cetane number and

oxygen concentration. 6 tables, 1 ill., 26 ref.

UDC 621.43.057

Tsvetkov O.N. and Maximov A.L. Prospects of modern lube oils for diesel engines // Dvigatolestroyeniye. — 2020. — № 4. — P. 25–34.

Keywords: diesel engine, lube oils, additives, certification test methods, research into motor lube oil chemistry (chemmatology). Efficiency and environmental performance of automotive, locomotive and marine diesel engines greatly depend on quality of base oils and lubricants, which, in turn, requires new technologies of their production and testing. In this country oil production facilities specialized in base oils are being gradually decommissioned. Unfortunately, domestic chemmatology is largely backward due to absence of modern equipment which could be used for lube oil certification in compliance with internationally accepted specifications. 4 tables, 13 ref.

UDC 621.43

Ryzhov V.A. D49 engine dimensional range: four generations // Dvigatolestroyeniye. — 2020. — № 4. — P. 35–40.

Keywords: locomotive and marine diesel engines, D49 engine dimensional range, design development, improvement in operating parameters. The article presents principal stages of the development of D49 engine dimensional range and power units based thereon. Each generation and its specific is described in detail. Names of authors and main executives of each modernization project are listed. 4 ill.

UDC 621.43

Technologies enabling compliance with IMO Tier-III specifications (Based on CIMAC-2016 Proceedings) // Dvigatolestroyeniye. — 2020. — № 4. — P. 41–57.

Keywords: marine engines, controlled emission zones, NO_x emissions, IMO Tier-III level, exhaust gas recirculation. After the enactment of the International Maritime Organization resolution 286 (71), as an addition to the North-American emission control area (ECA), where emissions are limited to IMO Tier-III level, since 01.01.2021 the Baltic and the North Seas are subjects to the same limitations. Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG chose exhaust gas recirculation (EGR) as a means to reduce NO_x emissions from M32C marine diesel engine to IMO Tier-III level. This paper describes the combustion system configuration. Also presented are engine modernization concept, principal test results and main advantages of EGR, along with some of the more challenging aspects of its implementation.

«GE Transportation», a division of General Electric, manufactures equipment for the railroad, marine, mining, drilling and energy generation industries. Since recently, it produces renewed series of well-known EVO family engines, which comply with EPA Tier 4 и IMO Tier-III standards. This family includes a number of in-line and V-engine models. It serves the marine market in variants from 6 to 16 cylinders. By the time of writing this paper over 7.500 EVO engines have been commissioned. The new engines feature cooled exhaust gas recirculation (EGR), 2-stage turbocharging, Miller valve timing, and high-pressure common-rail fuel injection, along with sophisticated control strategies to achieve an «in-cylinder» solution. The CIMAC papers are translated into Russian by G.Melnik, PhD. 2 tables, 43 ill., 9 ref.

Перечень статей, опубликованных в журнале «Двигателестроение» за 2020 год

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. **Кавтарадзе Р.З.** Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей (№ 1. С. 3–9 окончание)).
2. **Мягков Л.Л., Сивачев С.М., Гусев М.П.** Экспериментальное определение коэффициентов в моделях пластичности и ползучести поршневого сплава (№ 1. С. 9–15).
3. **Савастенко Э.А., Савастенко А.А., Марков В.А.** Эффективность реализации многофазового впрыскивания топлива в дизельном двигателе (№ 1. С. 16–25).
4. **Маслов А.П., Левцов М.В.** Анализ действующих сил в КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами (№ 1. С. 26–29).
5. **Гумеров И.Ф., Валеев Д.Х., Куликов А.С., Гарипов Р.Д., и др.** Развитие конструкции и технологии производства нового поколения дизельных двигателей КАМАЗ Р6 (№ 1. С. 30–39).
6. **Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Левцов М.В.** Графоаналитический анализ возможности обеспечения одинакового хода поршней V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами (№ 2. С. 3–8).
7. **Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н.** Использование фазированной подачи малых добавок водорода для улучшения показателей роторного двигателя Ванкеля (№ 2. С. 9–12).
8. **Новиков Л.А., Кострыгин А.Н.** Реализация программы импортозамещения при постройке судовых двигателей типа Д49 на АО «Коломенский завод» (№ 3. С. 3–9).
9. **Обозов А.А., Новиков Р.А.** Параметрическая оптимизация закона тепловыделения судового малооборотного дизеля (№ 3. С. 10–12).
10. **Румб В.К.** Прогнозирование прочности и долговечности шатуна с начальным прогибом (№ 4. С. 3–6).
11. **Маслов А.П., Левцов М.В.** Методы обеспечения одинакового хода поршней V-образных двигателей с прицепными шатунами (№ 4. С. 7–11).
12. **Тихонов Е.А., Базыкин В.И., Муханов Н.С.** Кинематическая параметризация механизма двигателя Стирлинга типа «Альфа» свободной компоновки (№ 4. С. 12–17).

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

1. **Радченко П.М., Крашенинин В.Е., Макаев М.А.** Комбинированный двухэтапный наддув дизель-генератора в переходных режимах (№ 2. С. 13–18).

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

1. **Потапов В.И., Галиуллин Р.Р.** Дизель-генераторная установка с электронно-управляемым пропуском подачи топлива (№ 1. С. 40–42).
2. **Волков Ю.В.** Цифровизация диагностических вибросигналов дизеля (№ 3. С. 13–16).

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

1. **Обозов А.А., Новиков М.А., Гришанов П.А.** Анализ состава отработавших газов дизеля KM-170FA (№ 1. С. 43–46).
2. **Марков В.А., Девянин С.Н., Камалтдинов В.Г., Бовэнь Са, Неверов В.А.** Показатели токсичности отработавших газов дизельного двигателя, работающего на нефтяном дизельном топливе с добавками растительных масел (№ 4. С. 18–24).

ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. **Ощепков П.П., Смирнов С.В., Заев И.А.** Исследование процесса самовоспламенения биодизельного топлива (№ 1. С. 47–51).
2. **Плотников С.А., Кантор П.Я., Мотовилова М.В.** Расчет характеристик впрыскивания при работе дизеля на активированном топливе (№ 2. С. 19–23).
3. **Алимов В.А., Захаров Е.А., Сафаров Э.Г., Федянов Е.А.** Влияние добавок синтез-газа к пропан-бутану на процесс сгорания в автомобильном двигателе (№ 3. С. 17–20).
4. **Прокопцова М.Д., Шаталов К.В., Уханов Д.А.** Методы оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений (№ 3. С. 21–27).
5. **Ватолин Д.С.** Особенности применения СПГ в качестве топлива для судовых ДВС (№ 3. С. 28–34).
6. **Цветков О.Н., Максимов А.Л.** Современность и перспективы разработки и применения моторных масел для дизелей (№ 4. С. 25–34).

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. **Бирюков Н.Н., Мудрецов Д.Н., Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Карпец Ф.С.** Удаление нагара в двигателях внутреннего сгорания с помощью водородно-воздушной смеси (№ 2. С. 24–29).
2. **Валеев Р.С., Еникеев Р.Д., Сакулин Р.Ю.** Повышение стойкости поршней двухтактных ДВС к прогару посредством нанесения МДО-покрытия (№ 2. С. 30–34).

ИСТОРИЯ ПРОЕКТА

1. **Рыжов В.А.** Четыре поколения двигателей типоразмерного ряда Д49 (№ 4. С. 35–40).

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

1. Современные технологии проектирования двигателей (материалы конгресса СИМАС) (№ 1. С. 52–62).
2. Водород — перспективное топливо для поршневых ДВС (материалы конгресса СИМАС 2019) (№ 2. — С. 35–53).
3. Развитие конструкции газовых двигателей (по материалам конгресса СИМАС) (№ 3. С. 35–53).
4. Технологии для достижения требований IMO Tier-III (по материалам конгресса СИМАС) (№ 4. С. 41–57).

Уважаемые читатели журнала!

На журнал «Двигателестроение»

можно подписаться:

в почтовых отделениях связи

по каталогу агентства:

«ПРЕССА РОССИИ»

Подписной индекс

журнала

«Двигателестроение» —

70259

Подписаться на журнал можно и в редакции.

Срок подписки на журнал

«Двигателестроение»

в редакции не ограничен.

Для оформления подписки

в редакции необходимо

отправить заявку

по e-mail: ecology@rdiesel.ru

Почтовый адрес редакции:

190020, Санкт-Петербург, а/я 9

Телефон редакции: +7 (812) 719-73-30

В редакции можно заказать ранее вышедшие номера журнала

www.rdiesel.ru

*Уважаемые
читатели и авторы!
Поздравляем Вас с Новым Годом!*



Экология НПФ

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

190020
Санкт-Петербург, а/я 9
Тел.: +7(812)719-73-30
e-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru