

ТРАНСПОРТНОЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

621.436

МЕТОД СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССА СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

Д-р техн. наук С.Н. ДЕВЯНИН, д-р техн. наук В.А. МАРКОВ, асп. А.В. МИКИТЕНКО

Рассмотрены особенности процесса смесеобразования в дизельных двигателях с неразделенными и полуразделенными камерами сгорания. Предложены конструкции поршней, обеспечивающие направленное движение воздушного заряда в камере сгорания дизеля. Проведены экспериментальные исследования, подтверждающие эффективность их использования для снижения расхода топлива и дымности отработавших газов транспортного дизеля.

Features of carburetion process in diesel engines with nondivided and semi-divided combustion chambers are examined. Designs of the pistons providing ordered air motion in the combustion chamber of a diesel engine are offered. The experimental researches which have confirmed efficiency of their use for decrease in fuel consumption and smoking of exhaust gases of a transport diesel engine are given.

В настоящее время в России ежегодно потребляется около 100 млн. тонн моторных топлив. При этом автомобильный транспорт — один из основных потребителей нефтепродуктов и останется главным потребителем моторных топлив на период до 2040—2050 г.г. Современный мировой автомобильный парк насчитывает более 700 млн. единиц автомобилей и продолжает быстро расти. При этом подавляющее большинство автомобилей оборудуется либо бензиновыми двигателями с принудительным воспламенением (искровым зажиганием) бензовоздушной смеси, либо дизельными двигателями с воспламенением рабочей смеси от теплоты сжатия [1, 2].

Все большее распространение получают дизельные двигатели, причем зарубежные автомобилестроительные фирмы применяют их не только на грузовых автомобилях большой и средней грузоподъемности, автобусах, которые традиционно оснащаются такими двигателями, но и расширяют применение дизелей на легковых и малотоннажных грузовых автомобилях. По данным фирмы Perkins (Великобритания) на 53 % новых французских и 20 % новых немецких легковых автомобилей устанавливаются дизельные двигатели. По результатам исследований фирмы Peugeot (Франция) 62 % покупателей во Франции и 29,8 % в Европе предпочитают автомобиль с дизелем [2, 3]. Доля продаж легковых автомобилей с дизельными двигателями в Европе в 1970 г. составила 1,3 %, в 1992 г. — 15 %, в 2000 г. — 30 % (рис. 1). Сектор транспортных средств с дизельными двигателями в ближайшей перспективе также будет возрастать и их доля к 2007 г. составит около 50 %. При этом следует отметить, что действительный рост числа легковых автомобилей с дизелями в Европе превышает прогноз увеличения их количества. В целом в настоящее время в мире ежегодно производится около 13 млн. автомобилей с дизельными двигателями и их выпуск продолжает увеличиваться.

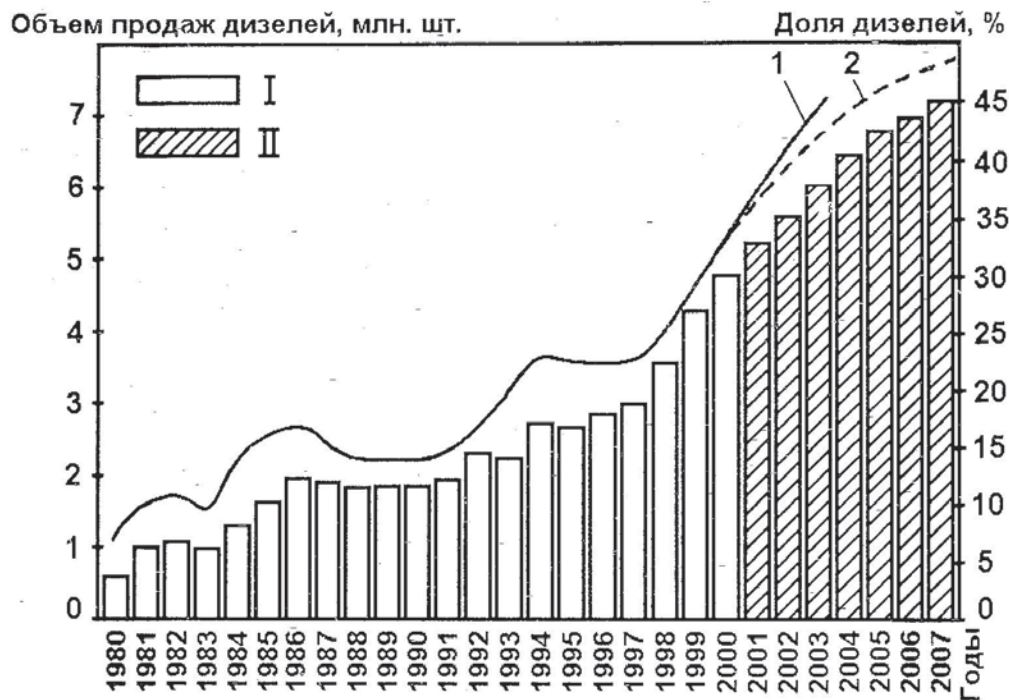


Рис. 1. Динамика изменения объема продаж и доли легковых автомобилей с дизельными двигателями в Европе: I — действительный объем продаж дизелей; II — прогнозируемый объем продаж; 1 — действительная доля автомобилей с дизельными двигателями; 2 — прогнозируемая доля

Такие темпы дизелизации автомобильного транспорта обусловлены более низкой стоимостью дизельного топлива по сравнению с автомобильными бензинами, а также лучшей топливной экономичностью дизелей и меньшей токсичностью их отработавших газов (ОГ) по сравнению с бензиновыми двигателями [2, 3]. По способу организации рабочего процесса различают дизели с разделенными камерами сгорания (КС) — предкамерные и вихрекамерные двигатели, двигатели с неразделенными КС (дизели с непосредственным впрыскиванием топлива) и двигатели с полуразделенными КС (с камерами в поршне). Наилучшей топливной экономичностью обладают дизели с неразделенными и полуразделенными КС, о чем свидетельствуют данные рис. 2. Сравнение характеристик топливной экономичности автомобилей, оснащенных двигателями различных типов, показывает, что в дизелях с неразделенными КС расход топлива в среднем на 15—25 % меньше расхода топлива в бензиновых двигателях.

На современном этапе развития двигателестроения к двигателям внутреннего сгорания предъявляются все более жесткие требования к токсичности их ОГ. Эффективным путем достижения требуемых показателей токсичности ОГ является совершенствование процесса смесеобразования [2—5]. Смесеобразование в дизелях с неразделенными и полуразделенными КС и непосредственным впрыскиванием топлива осуществляется как за счет энергии впрыскиваемого в КС топлива, так и за счет энергии движения воздушного заряда. Поэтому улучшение качества процесса смесеобразования в таких дизелях может быть достигнуто путем совершенствования системы топливоподачи при одновременной организации направленного движения воздушного заряда требуемой интенсивности.

В быстроходных дизелях с полуразделенными КС в поршне эффективность процесса смесеобразования в значительной степени определяется интенсивностью вихревого движения воздушного заряда в цилиндрах двигателя, которое может быть организовано

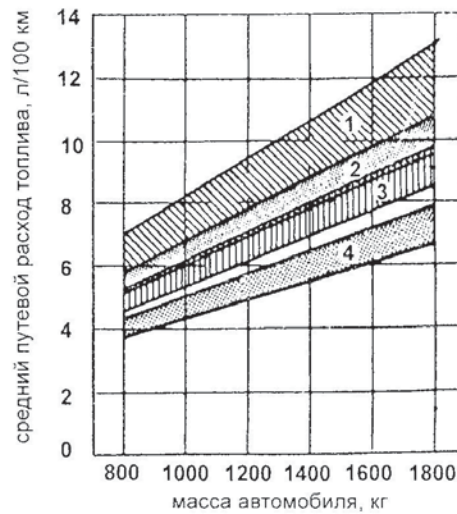


Рис. 2. Характеристики расхода топлива автомобилями с двигателями различных типов: 1 — двигатели с искровым зажиганием; 2 — двигатели с искровым зажиганием, работающие на бедных смесях; 3 — дизели с разделенными КС; 4 — дизели с неразделенными КС

различными путями [6-8]. При использовании в двигателе камеры сгорания в поршне вихревое движение воздуха возникает в цилиндре к концу сжатия, когда при движении поршня к верхней мертвой точке (ВМТ) воздух вытесняется из надпоршневого пространства цилиндра в КС в поршне с меньшим поперечным сечением. Однако интенсивность такого вихря не всегда бывает достаточной. В этом случае для организации дополнительного вращательного движения воздушного заряда в цилиндре (осевого вихря) профилируют соответствующим образом впускной канал, устанавливают на впускном клапане ширму или используют другие способы обеспечения вращательного движения воздуха.

Вихревое движение воздушного заряда способствует более равномерному распределению топлива по объему КС, его лучшему испарению и многоочаговому характеру воспламенения, т.е. лучшей подготовке топлива к воспламенению и сокращению периода задержки воспламенения (ПЗВ). Раннее тепловыделение при интенсификации движения воздуха приводит к увеличению времени, отводимого на процессы окисления продуктов неполного сгорания во время хода расширения, что сокращает выбросы монооксида углерода CO , газообразных углеводородов CH_x , сажи C (снижает дымность $ОГ K_x$) и улучшает топливную экономичность. Одновременно в результате более раннего сгорания оно приближается к ВМТ, температуры сгорания увеличиваются и эмиссия оксидов азота NO_x может несколько возрасти.

Следует отметить, что на режимах с малыми подачами топлива и низкой частотой вращения обычно наблюдается значительное ухудшение качества распыливания топлива и, как следствие, ухудшение показателей рабочего процесса дизеля. Поэтому организация вихревого движения заряда наиболее целесообразна именно на этих режимах. Причем, для достижения наибольшей эффективности процессов смесеобразования и последующего сгорания желательна совместная оптимизация топливopодачи и вихревого движения воздуха, т.е. рациональный выбор уровня давления впрыскивания, направления и интенсивности движения воздушного заряда на каждом режиме работы транспортного дизеля.

Для повышения энергии смесеобразования и улучшения его качества в дизелях производства Алтайского моторного завода (АМЗ), имеющих камеру сгорания в поршне (типа АМЗ) авторами было предложено несколько опытных конструкций поршней, обеспечи-

вающих направленное движение воздушного заряда в цилиндрах за счет выполнения профилированных каналов на его верхней торцовой поверхности — на днище поршня (рис. 3). При этом направление движения воздушного заряда согласуется с направлением топливных струй, впрыскиваемых в КС через четырехсопловую форсунку типа БА1. Для оценки эффективности предложенных конструкций были изготовлены накладки на поршни с выполненными на их торцовой поверхности профилированными каналами различной формы (рис. 4). Опытные поршни с этими накладками представлены на рис. 5.

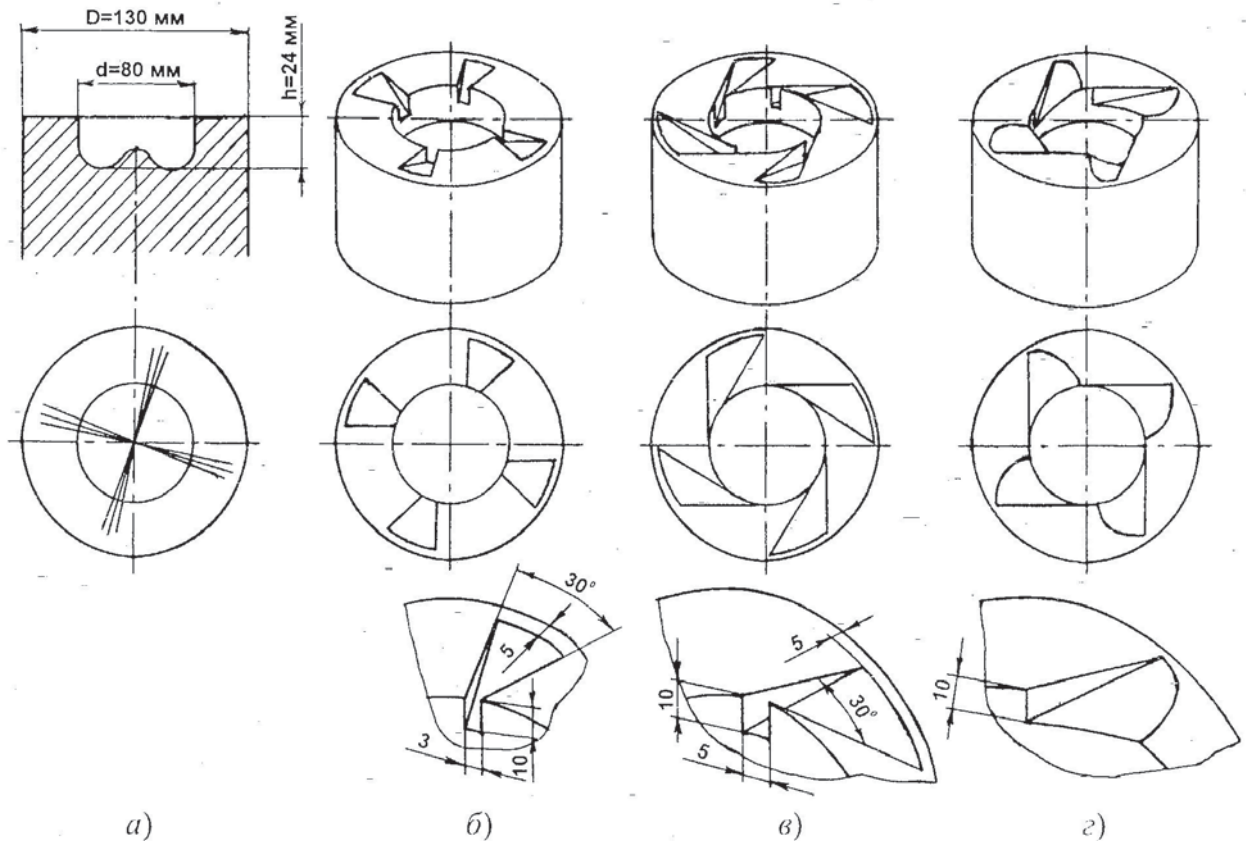


Рис. 3. Камеры сгорания исследуемого дизеля 1 ЧН 13/14: *а* — серийная КС; *б* — опытная КС № 1 с радиально направленным движением воздушного заряда; *в* — опытная КС № 2 с тангенциально направленным движением воздушного заряда; *г* — опытная КС № 3 с тангенциально направленным движением воздушного заряда, выполненная без острых кромок профилированных каналов

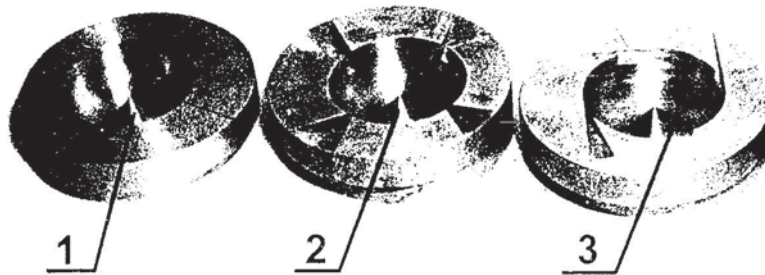


Рис. 4. Накладки на поршни с различными КС: 1 — серийная КС; 2 — опытная КС № 1; 3 — опытная КС № 2

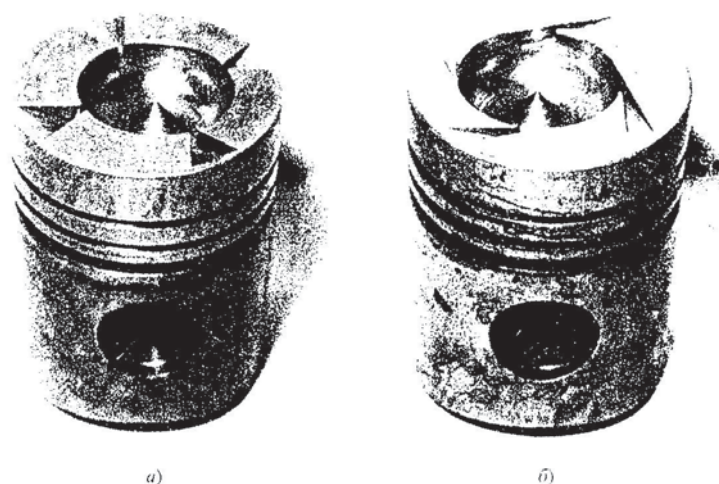


Рис. 5. Поршни с различными КС: *а* — опытная КС № 1; *б* — опытная КС № 2

Серийная КС в поршне диаметром $d = 80$ мм и глубиной $h = 24$ мм обеспечивает степень сжатия $\epsilon = 15$ (рис. 3, *а*). В опытных вариантах поршней диаметр КС в поршне был уменьшен до $d = 76$ мм с тем, чтобы сохранить неизменной степень сжатия $\epsilon = 15$ при выполнении профилированных каналов на днищах опытных поршней.

Первый опытный вариант конструкции поршня (опытная КС № 1) обеспечивает направление воздушного заряда к стержню струи топлива для увеличения доли окислителя (кислорода) в центральной части топливных струй. Это достигается выполнением на днище поршня в его периферийной части четырех радиально расположенных трапециевидных каналов с углом при вершине $\phi = 30^\circ$, сужающихся в направлении центрально расположенной КС (рис. 3, *б*). Пересечения этих каналов с боковой поверхностью КС в поршне имеют высоту 10 мм и ширину 3 мм.

Второй опытный вариант конструкции поршня (опытная КС № 2) позволяет направлять воздушный заряд в пристеночную зону для увеличения доли окислителя у стенки КС, что способствует более интенсивному выгоранию топлива с ее стенок. Это достигается выполнением на днище поршня четырех тангенциально расположенных (по касательной к центрально расположенной КС в поршне) трапециевидных сужающихся каналов с углом при вершине $\phi = 30^\circ$ (рис. 3, *в*). Пересечения этих каналов с КС в поршне имеют высоту 10 мм и ширину 5 мм.

Третий опытный вариант конструкции поршня (опытная КС № 3) аналогичен второму варианту, но поршень выполнен без острых граней в направляющем воздушном канале с тем, чтобы снизить теплонапряженность острых кромок профилированных каналов (рис. 3, *г*).

Для сравнения показателей дизеля с поршнями предложенных конструкций и оценки возможности оптимизации давления впрыскивания и характера движения воздушного заряда были изготовлены опытные поршни (рис. 3—5) и проведены экспериментальные исследования дизеля с этими поршнями. Объектом такого исследования являлся опытный дизельный двигатель автотракторного назначения, разработанный на базе двигателя типа А-ПТА (6 ЧН 13/14) производства АМЗ с диаметром поршня $D = 130$ мм, его ходом $S = 140$ мм и мощностью $N_e = 200$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 1900$ мин⁻¹. Двигатели этого типа имеют систему газотурбинного наддува, обеспечивающую на номинальном режиме давление наддува $p_k = 0,20$ МПа (избыточное), и разделенную топливную систему непосредственного впрыскивания топлива.

Моторные исследования проведены на одноцилиндровой установке этого двигателя (1 ЧН 13/14) с рабочим объемом $V_h = 1,86 \text{ дм}^3$, оборудованной механизмами изменения фаз газораспределения и угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ). При испытаниях были установлены следующие фазы газораспределения: открытие впускного клапана — 40° поворота коленчатого вала (п.к.в.) до верхней мертвой точки (ВМТ), его закрытие — 40° п.к.в. после ВМТ, открытие выпускного клапана — 75° п.к.в. до нижней мертвой точки (НМТ), его закрытие — 25° п.к.в. после НМТ. Механизм изменения УОВТ позволял варьировать момент начала впрыскивания в диапазоне $\theta = 25\text{—}45^\circ$ п.к.в. до ВМТ (статический УОВТ).

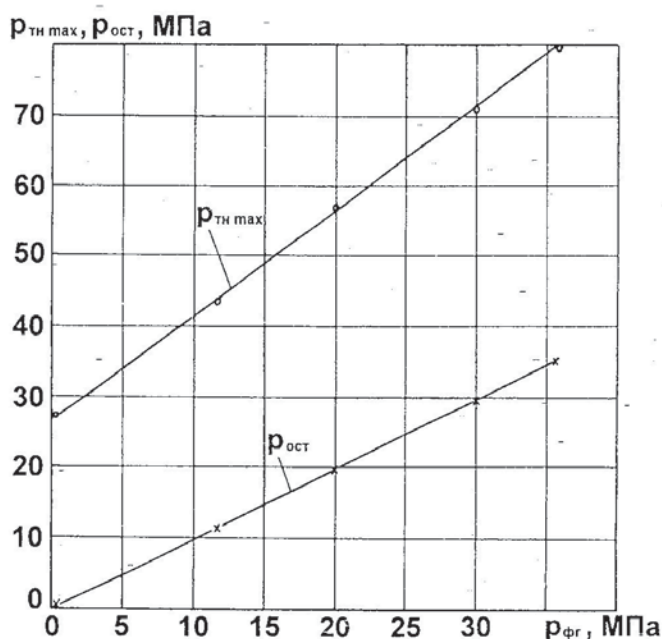


Рис. 6. Зависимость максимального давления в штуцере ТНВД $p_{\text{тн max}}$ и остаточного давления в нагнетательном топливопроводе $p_{\text{ост}}$ от давления гидродогружения форсунки $p_{\text{фр}}$ на режиме с частотой вращения кулачкового вала насоса $n_{\text{ш}} = 950 \text{ мин}^{-1}$ и цикловой подачей топлива $q_{\text{ш}} = 130 \text{ мм}^3$

Установка имела автономную систему подачи воздуха, позволяющую изменять давление наддувочного воздуха p_k от 0 до 0,25 МПа при температуре $T_k = 50\text{—}80^\circ \text{С}$. При моторных исследованиях устанавливались следующие отношения давлений после компрессора p_k и перед турбиной p_t : при давлениях наддувочного воздуха $p_k = 0,14$ и $0,18$ МПа — $p_k/p_t = 1,05$, а при давлениях наддувочного воздуха $p_k = 0,20$ и $0,25$ МПа — $p_k/p_t = 1,1$.

Система топливоподачи состояла из блочного топливного насоса высокого давления (ТНВД) семейства ТН с плунжером диаметром $d_{\text{пл}} = 10 \text{ мм}$ и полным ходом $h_{\text{пл}} = 10 \text{ мм}$. Интенсивность впрыскивания в процессе испытаний изменялась за счет гидродогружения форсунки от дополнительного насоса, работающего на гидроаккумулятор и приводимого от коленчатого вала одноцилиндровой установки. Такая система топливоподачи позволяла изменять давление в гидроаккумуляторе $p_{\text{фр}}$ от 0 до 36 МПа, что приводило к увеличению максимального давления топлива в линии высокого давления (максимального давления в штуцере ТНВД — $p_{\text{тн max}}$) от 27 до 80 МПа (рис. 6). Впрыскивание топлива в КС дизеля осуществлялось через форсунку типа 6А1 производства АМЗ с распыли-

телем с четырьмя распыливающими отверстиями, расположенными равномерно по окружности носка распылителя и имеющими суммарное эффективное проходное сечение $\mu_{fp} = 0,31 \text{ мм}^2$.

В соответствии с давлением гидродогружения форсунки $p_{фг}$ устанавливалось и целесообразное, с точки зрения топливной экономичности двигателя, значение угла опережения впрыскивания топлива θ : при нулевом давлении $p_{фг}$ и давлениях $p_{фг} = 9$ и 18 МПа угол опережения впрыскивания топлива был равным $\theta = 37\text{—}38^\circ$ п.к.в. до ВМТ, при $p_{фг} = 27$ МПа — $\theta = 36,5^\circ$ п.к.в. до ВМТ, при $p_{фг} = 36$ МПа — $\theta = 35^\circ$ п.к.в. до ВМТ.

В процессе моторных исследований измерялись штатные параметры двигателя: частота вращения коленчатого вала двигателя n (кулачкового вала ТНВД $n_{тн}$), эффективная мощность двигателя N_e (крутящий момент M_e), часовой расход топлива G_T , расход воздуха G_B , давление p_k и температура T_k наддувочного воздуха, давление ОГ p_r и их температура T_r , ряд других штатных параметров. Кроме того, с помощью измерительного комплекса фирмы AVL (Австрия) индицировалось давление нагнетания топлива в штуцере ТНВД (при испытаниях давление нагнетания топлива индицировалось у штуцера ТНВД, а не на входе в форсунку, что объясняется особенностями присоединения топливопровода к форсунке 6А1 и сложностью установки около нее датчика давления). Характеристики максимального давления в штуцере ТНВД $p_{тн \max}$ и остаточного давления $p_{ост}$ (давление в линии нагнетания между впрыскиваниями) представлены на рис.6. Дымность ОГ K_x при испытаниях измерялась дымомером фирмы R. Bosch (Германия), а объемное содержание в ОГ вредных веществ (NO_x , CH_x , CO) — газоаналитической аппаратурой фирмы Backman (США), имеющей погрешность измерения указанных концентраций, равную 1%.

При моторных испытаниях двигатель исследовался на режимах нагрузочной характеристики при номинальной частоте вращения коленчатого вала $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$, нагрузках (эффективных мощностях) N_e от 0 до 34 кВт (полная нагрузка) и давлениях гидродогружения форсунки $p_{фг} = 0, 9, 18, 27$ и 36 МПа. Результаты экспериментальных исследований дизеля 1 ЧН 13/14, оснащенного поршнями с КС указанных выше типов при давлениях гидродогружения форсунки $p_{фг} = 0, 18$ и 36 МПа, представлены на рис. 7—10.

На рис. 7 приведены данные, полученные при испытаниях двигателя с поршнем с серийной КС. По этим данным можно отметить, что увеличение давления нагнетания топлива при повышении $p_{фг}$ с 0 до 36 МПа приводит к значительному снижению дымности ОГ на режимах с малыми и средними нагрузками (при $N_e < 30$ кВт), а на режимах с $N_e < 20$ кВт наблюдается снижение дымности ОГ K_x в четыре и более раз. В целом же при установке поршней с серийной КС увеличение давления гидродогружения $p_{фг}$ с 0 до 36 МПа не приводит к значительному изменению удельных индикаторного g_i и эффективного g_e расходов топлива. При этом на режимах с высокой нагрузкой (при $N_e > 30$ кВт) с увеличением $p_{фг}$ дымность ОГ K_x несколько снижается. Однако такое снижение K_x также незначительно. Следует также отметить, что при $p_{фг} = 36$ МПа и увеличении нагрузки (мощности N_e) от 6 до 34 кВт максимальные давления сгорания p_z увеличились с 10,0 до 12,6 МПа. Увеличение мощности выше $N_e = 33$ кВт при этом ограничивается дымностью ОГ $K_x = 35\%$ по шкале Хартриджа и температурой ОГ $T_{ог} = 930 \text{ К}$.

Результаты экспериментальных исследований двигателя с поршнем с опытной КС № 1 приведены на рис.8. При работе с этой КС в диапазоне мощностей N_e от 2 до 22 кВт давление гидродогружения $p_{фг}$ практически не оказывает влияния на удельные индикаторный g_i и эффективный g_e расходы топлива. При нагрузке $N_e = 22$ МПа и более увеличение давления $p_{фг}$ приводит к улучшению топливной экономичности и снижению температуры ОГ. Увеличение $p_{фг}$ с 18 до 36 МПа сопровождается снижением удельного эффективного

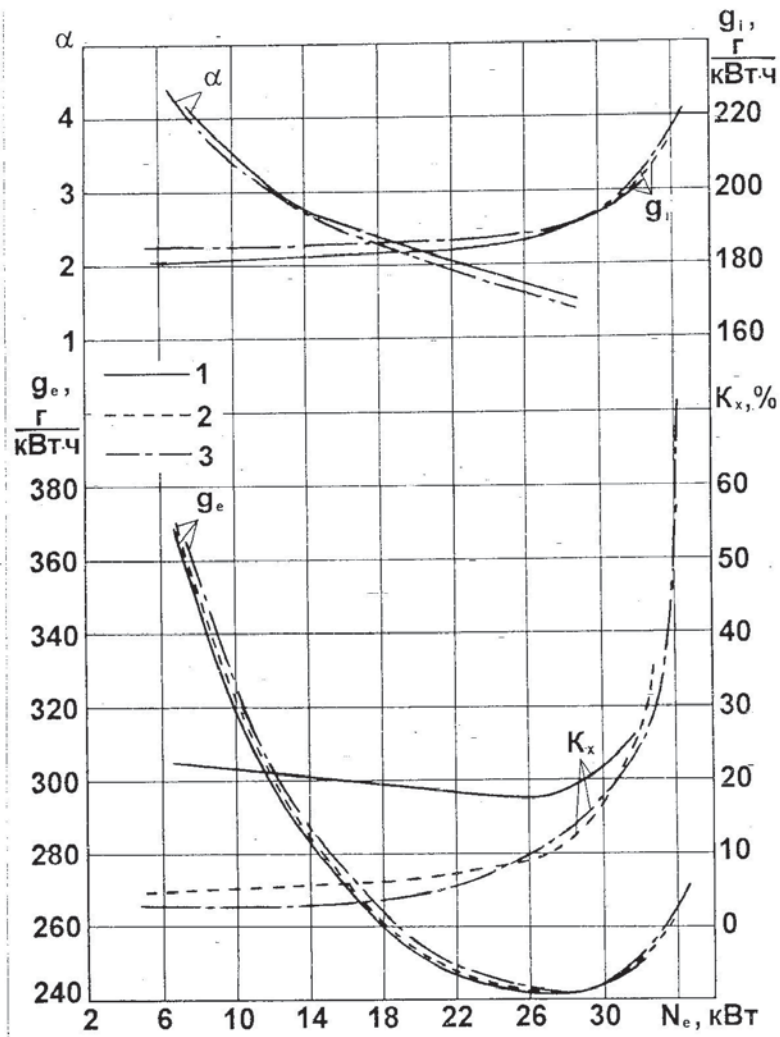


Рис. 7. Зависимость коэффициента избытка воздуха α , удельных индикаторного g_i и эффективного g_e расходов топлива, дымности ОГ K_x от нагрузки (эффективной мощности N_e) дизеля 1 ЧН 13/14 с поршнем с серийной КС на режимах с $n = 1900$ мин⁻¹ и различных давлениях гидродогрузки форсунки p_{fr} , МПа: 1 — 0; 2 — 18; 3 — 36

расхода топлива g_e с 272 до 245 г/(кВт·ч). При $p_{fr} = 36$ МПа и увеличении нагрузки N_e с до 34 кВт максимальные давления сгорания p_z увеличиваются с 10,5 до 14,4 МПа. Температура ОГ $T_{ог}$ меняется в этом случае от 450 до 930 К. Рост p_{fr} от 0 до 36 МПа приводит к уменьшению дымности ОГ во всем диапазоне нагрузок. Причем наибольшее снижение K_x отмечено на режимах с низкими нагрузками (при $N_e < 15$ кВт). На режиме с $N_e = 32$ кВт дымность ОГ K_x снизилась с 50% при $p_{fr} = 18$ МПа до 40% при $p_{fr} = 36$ МПа.

На рис. 9 представлены данные, полученные при испытаниях двигателя с поршнем с опытной КС № 2. Из них следует, что при использовании данной КС давление гидродогрузки форсунки p_{fr} оказывает более заметное влияние на топливную экономичность двигателя и дымность его ОГ K_x . Увеличение давления p_{fr} до 36 МПа позволяет сократить удельный эффективный расход топлива g_e на 5 г/(кВт·ч) и более во всем диапазоне нагрузок. Причем с увеличением нагрузки выше $N_e = 22$ кВт улучшение топливной экономичности (снижение g_e) составило уже от 10 до 25 г/(кВт·ч). При этих нагрузках температура ОГ снижается на 50—70 К по сравнению с работой двигателя без гидродогрузки форсунки. Переход от $p_{fr} = 0$ МПа к $p_{fr} = 36$ МПа сопровождается снижением дымности ОГ в пять и более раз во всем диапазоне нагрузок. При давлении гидродо-

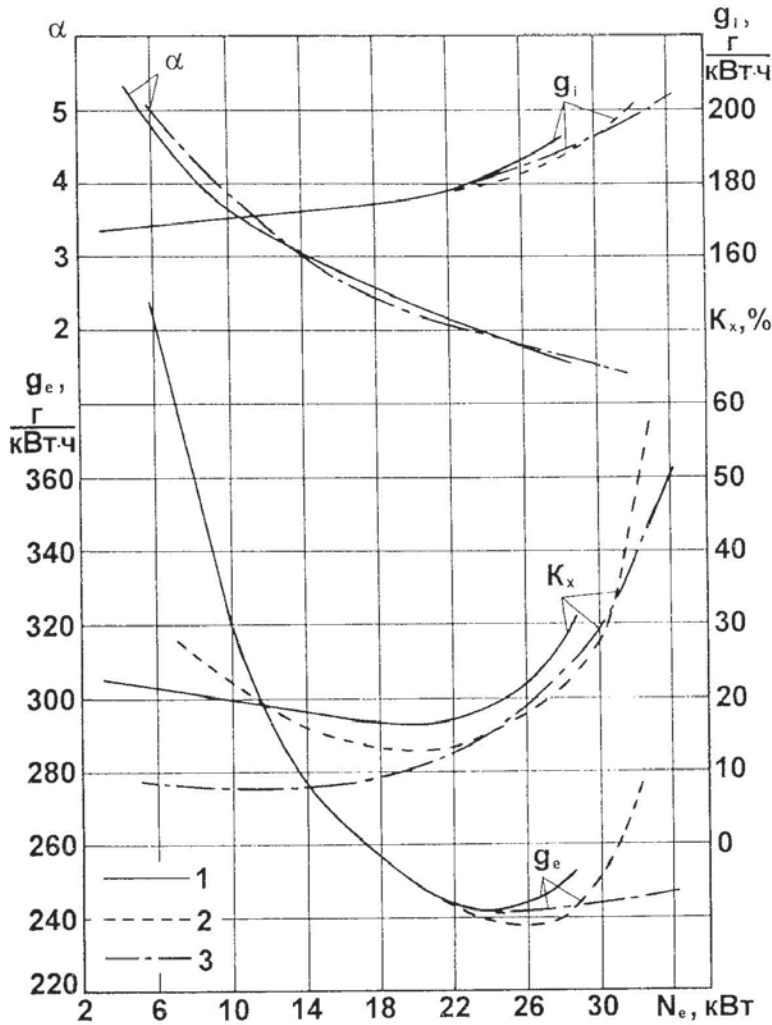


Рис. 8. Зависимость коэффициента избытка воздуха α , удельных индикаторного g_i и эффективного g_e расходов топлива, дымности ОГ K_x от нагрузки (эффективной мощности N_e) дизеля 1 ЧН 13/14 с поршнем с опытной КС № 1 на режимах с $n=1900 \text{ мин}^{-1}$ и различных давлениях гидродогружения форсунки $p_{фг}$, МПа: 1 — 0; 2 — 18; 3 — 36

жения $p_{фг}=36$ МПа максимально достигаемая нагрузка составила $N_e = 35$ кВт, дымность ОГ достигла величины $K_x = 30 \%$, а удельный эффективный расход топлива — $g_e = 250 \text{ г/(кВт·ч)}$. Максимальные давления сгорания p_z оказались практически не зависящими от давления $p_{фг}$ и монотонно увеличивались с 11,5 до 14,3 МПа в диапазоне нагрузок N_e от 6 до 35 кВт, температура ОГ $T_{ог}$ возросла в этом случае с 500 до 920 К.

Результаты экспериментальных исследований двигателя с поршнем с опытной КС № 3, приведенные на рис.10, оказались достаточно близкими к результатам, полученным при использовании опытной КС № 2. Увеличение давления гидродогружения форсунки $p_{фг}$ и в этом случае оказывает более заметное влияние на параметры двигателя, чем при установке поршней с серийной КС и с опытной КС № 1: отмечено значительное снижение расходов топлива g_i и g_e , температуры $T_{ог}$ и дымности K_x ОГ во всем диапазоне исследованных нагрузочных режимов. В частности, при испытаниях двигателя с поршнями с опытными КС № 2 и № 3 отмечено снижение удельного эффективного расхода топлива g_e в среднем на 3 г/(кВт·ч) на каждые 10 МПа увеличения давления нагнетания $p_{гн \text{ max}}$. Причем наиболее существенное снижение указанных параметров имело место при на-

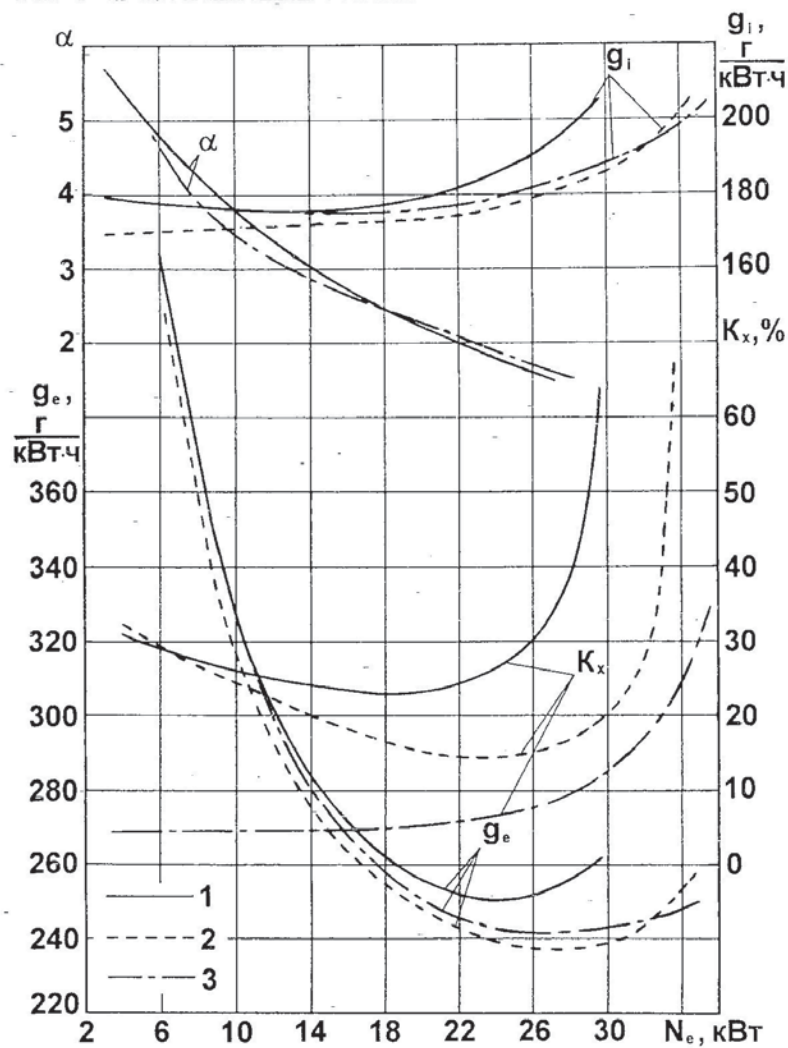


Рис. 9. Зависимость коэффициента избытка воздуха α , удельных индикаторного g_i и эффективного g_e расходов топлива, дымности ОГ K_x от нагрузки (эффективной мощности N_e) дизеля 1 ЧН 13/14 с поршнем с опытной КС № 2 на режимах с $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$ и различных давлениях гидродогружения форсунки $p_{фг}$, МПа: 1 — 0; 2 — 18; 3 — 36

грузках $N_e > 14$ кВт. На нагрузочном режиме с $N_e = 34$ кВт увеличение давления $p_{фг}$ с 18 до 36 МПа приводит к уменьшению удельного эффективного расхода топлива g_e с 255 до 250 г/(кВт·ч), а дымности ОГ K_x — с 48 до 28 %.

В таблице приведены сравнительные результаты испытаний дизеля 1 ЧН 13/14 с поршнями с серийной и опытными КС. Из данных таблицы следует, что минимальные значения удельных индикаторного g_i и эффективного g_e расходов топлива достигнуты при давлении гидродогружения $p_{фг} = 18$ МПа, которое обеспечивает давление нагнетания (давление в штуцере ТНВД) не ниже $p_{тн\max} = 52$ МПа. Однако такое давление впрыскивания не обеспечивает наилучших показателей дизеля по дымности его ОГ из-за недостаточно высокого качества процесса смесеобразования. С этой точки зрения предпочтительнее давление гидродогружения $p_{фг} = 36$, позволяющее повысить максимальное давление в штуцере ТНВД $p_{тн\max}$ до 80 МПа (рис. 6).

Результаты проведенных испытаний подтвердили улучшение показателей дизеля при использовании поршней предложенных конструкций. В частности, замена штатного поршня опытным по первому варианту и одновременная оптимизация давления впрыскива-

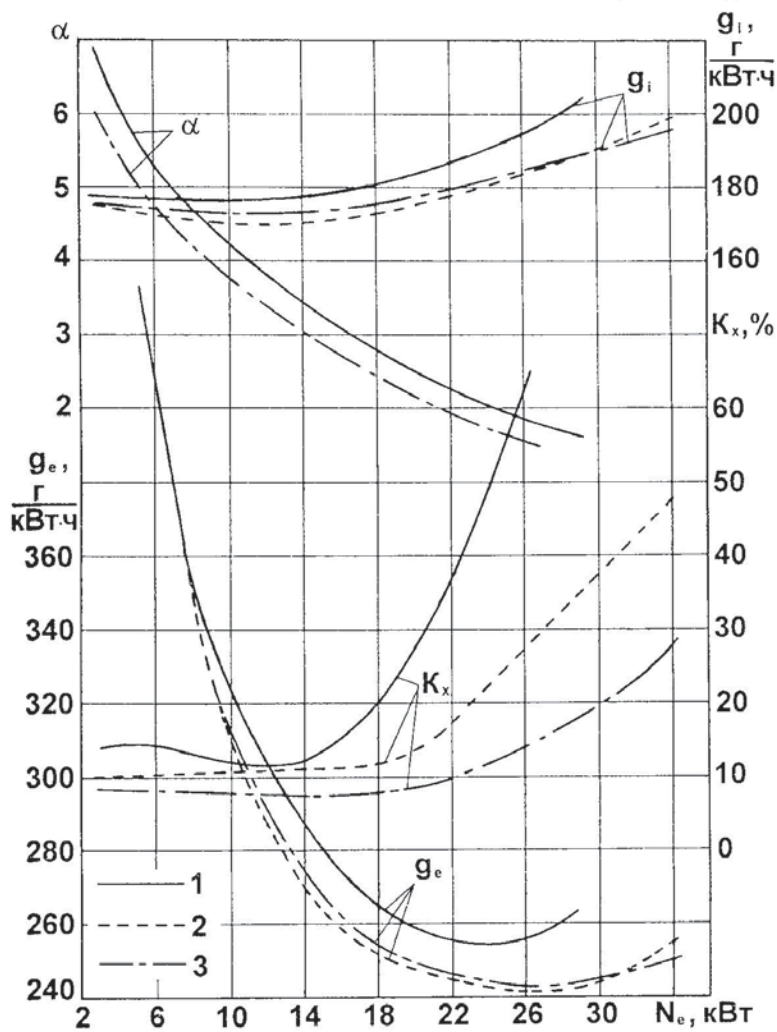


Рис.10. Зависимость коэффициента избытка воздуха α , удельных индикаторного g_i и эффективного g_e расходов топлива, дымности ОГ K_x от нагрузки (эффективной мощности N_e) дизеля 1 ЧН 13/14 с поршнем с опытной КС № 3 на режимах с $n = 1900$ мин⁻¹ и различных давлениях гидродогрузки форсунки $p_{фр}$, МПа: 1 — 0; 2 — 18; 3 — 36

ния в дизеле, работающем на режиме с частотой вращения $n = 1900$ мин⁻¹, нагрузкой $N_e = 34$ кВт и давлением гидродогрузки $p_{фр} = 36$ МПа, позволили снизить удельный эффективный расход топлива g_e с 266 до 247 г/(кВт·ч), т.е. на 7,1 %, при уменьшении дымности ОГ K_x с 57 до 50 % по шкале Хартриджа. Опытные поршни по второму варианту в этих условиях также снижают g_e до 247 г/(кВт·ч) при одновременном снижении K_x до 25% по шкале Хартриджа. Опытные поршни по третьему варианту обеспечили $g_e = 250$ г/(кВт·ч) и $K_x = 28$ % по шкале Хартриджа. Таким образом, на номинальном режиме с $p_{фр} = 36$ МПа наименьшие значения удельного эффективного расхода топлива ($g_e = 247$ г/(кВт·ч)) достигнуты при установке поршней с опытными КС № 1 и 2, а минимальные значения дымности ОГ ($K_x = 25$ %) — с опытной КС № 2. Улучшение показателей дизеля при оптимизации давления впрыскивания и движения воздушного заряда достигнуто и на других режимах работы дизеля.

Проведенные исследования еще раз подтверждают, что совместная оптимизация давления впрыскивания и интенсивности движения воздушного заряда на каждом режиме работы транспортного дизеля позволит заметно улучшить экономические и экологи-

ческие показатели отечественных дизельных двигателей и сократить имеющееся отставание этих двигателей от зарубежных аналогов.

Таблица

Показатели двигателя 6 ЧН 13/14 семейства АМЗ с камерами сгорания различных типов

Показатели дизеля	Камеры сгорания			
	серийная (данные рис.7)	опытная № 1 (данные рис.8)	опытная № 2 (данные рис.9)	опытная № 3 (данные рис.10)
Минимальный достигнутый уровень удельного индикаторного расхода топлива g_i (при $p_{фг}=18$ МПа), г/(кВт·ч)	181	167	169	170
Минимальный достигнутый уровень удельного эффективного расхода топлива g_e (при $p_{фг}=18$ МПа), г/(кВт·ч)	242	238	238	241
—	Показатели двигателя на номинальном режиме при $N_e = 34$ кВт, $n = 1900$ мин ⁻¹ и $p_{фг} = 36$ МПа			
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч)	266	247	247	250
Дымность ОГ K_x , % (по шкале Хартриджа)	57	50	25	28
Температура ОГ, К	970	930	900	890

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Грехов и др. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.
2. Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. — М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2004. — 344 с.
3. Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И. Токсичность отработавших газов дизелей. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.
4. Камфер Г. М. Анализ и подбор конструктивных элементов камеры сгорания при оптимальных условиях смесеобразования // Двигателестроение. — 1986. — № 6. — С. 17—20.
5. Лебедев О. Н., Чирков С. Н. Теоретические основы процессов смесеобразования в дизелях. — Новосибирск: Государственная академия водного транспорта, 1999. — 369 с.
6. Гершман И. И., Лебединский А. П. Многотопливные дизели. — М.: Машиностроение, 1971. — 184 с.
7. Камфер Г. М., Семенов В. Н., Степаненко А. С. Интенсивность вращения воздушного заряда при различных конструкциях впускного канала и камеры сгорания // Двигателестроение. — 1986. — № 9. — С. 6—8.
8. Володин В. М., Давыдков Б. Н. Некоторые возможности улучшения показателей дизелей с камерой сгорания, расположенной в поршне // Тракторы и сельхозмашины. — 1970. — № 12. — С. 12—14.