

УДК 621.433.2

Расширение мощностного диапазона бездетонационной работы газопоршневого агрегата за счет повышения интенсивности охлаждения наддувочной смеси^{*}

М.Д. Гарипов¹, А.Г. Хафизов², Р.Ф. Зиннатуллин¹,
А.А. Мелков¹, Э.М. Халилов¹, В.А. Шаяхметов¹

¹ Уфимский университет науки и технологий

² Зауральская ТЭЦ ООО «БГК»

Improving the gas piston unit detonation-free operation by increasing cooling intensity of the pressure-charging air/fuel mixture

M.D. Garipov¹, A.G. Khafizov², R.F. Zinnatullin¹,
A.A. Melkov¹, E.M. Khalilov¹, V.A. Shayakhmetov¹

¹ Ufa University of Science and Technology

² Trans-Ural Heating Plants Limited liability company "Bashkirskaya generiruyushchaya company"

Приведены результаты исследования возможности расширения мощностного диапазона бездетонационной работы газопоршневого агрегата путем повышения интенсивности охлаждения наддувочной смеси. Интенсивность охлаждения увеличивается благодаря снижению температуры охлаждающей жидкости газожидкостного охладителя наддувочной смеси, в контур циркуляции которой установлен дополнительный теплообменный аппарат, охлаждаемый водой, предназначенной для работы водоподготовительной установки котлов теплоэлектроцентрали. Анализ результатов экспериментов показал, что применение такого теплообменного аппарата позволяет не только повысить мощность двигателя внутреннего сгорания на 7,8 %, но и полезно использовать теплоту, которая до этого безвозвратно рассеивалась во внешней среде. Тепловая мощность, которая была передана воде, поступающей в водоподготовительную установку, составила около 250 кВт. При увеличенной мощности двигателя внутреннего сгорания интенсивность детонации не превышала назначенных пределов.

EDN: XSTEOQ, <https://elibrary/xsteoq>

Ключевые слова: газопоршневой агрегат, теплообменник, индикаторная диаграмма, интенсивность детонации, котлы теплоэлектроцентрали

The paper presents results of studying a possibility of expanding the power range of the gas piston unit detonation-free operation by increasing intensity in the supercharged mixture cooling. The cooling intensity increases due to a decrease in the coolant temperature of the supercharged gas-liquid cooler. An additional heat exchanger is installed in the circulation circuit; it is cooled by water intended for operation of the water treatment plant of the com-

^{*} Исследование выполнено при поддержке Министерства науки и высшего образования РФ в рамках Государственного задания № FEUE-2023-0007 (УУНИТ).

bined heat and power plant boilers. Analysis of the experimental results shows that using such a heat exchanger makes it possible not only to increase the internal combustion engine power by 7.8%, but also it becomes possible to use the heat previously irretrievably dissipated in the external environment. Thermal power transferred to water entering the water treatment plant was about 250 kW. With the increased power of the internal combustion engine, the detonation intensity was not exceeding the designated limits.

EDN: XSTEOQ, <https://elibrary/xsteoq>

Keywords: gas piston unit, heat exchanger, indicating diagram, detonation intensity, thermal power plant boilers

Современные стационарные газовые двигатели с форкамерно-факельным воспламенением и газотурбинным наддувом промышленного назначения имеют высокие значения среднего эффективного давления и коэффициента полезного действия [1]. Однако при их эксплуатации в летний период эти показатели ухудшаются [2], что обусловлено детонацией [2, 3].

Эффективным методом снижения склонности такого двигателя к детонации является уменьшение температуры газозвушной смеси после компрессора. В стационарных газопоршневых двигателях внутреннего сгорания, предназначенных для совместной выработки электроэнергии и теплоты, часто применяют схему, где охлаждение наддувочной смеси (НС) происходит в двух последовательно расположенных газожидкостных охладителях, каждый из которых имеет собственный контур циркуляции охлаждающей жидкости (ОЖ). Первый охладитель встроен в высокотемпературный контур циркуляции ОЖ, второй — в низкотемпературный. Теплота, отбираемая от первого охладителя, используется в нагревательных контурах тепловой сети. Теплота ОЖ второго контура рассеивается в воздухе с помощью радиатора.

В летний период охлаждение НС, выполняемое по такой схеме, оказывается недостаточным [2]. Высокая температура внешней среды и наличие разности температур между средами в охладителе и радиаторе ведут к повышению температуры НС после второго охладителя до значений, при которых меры по ограничению детонации, предусмотренные в штатной комплектации газового двигателя (например, уменьшение угла опережения зажигания, увеличение интенсивности обдува радиатора в низкотемпературном контуре) оказываются исчерпанными, и система управления снижает мощность двигателя до тех пор, пока сигнал от датчика детонации не упадет ниже порогового уровня [2].

Существуют решения [4], в которых для лучшего охлаждения НС устанавливают дополнительный третий охладитель, расположенный после первых двух и использующий в качестве ОЖ имеющуюся на электростанции воду из резервуара или проточную воду. Несмотря на действенность такого метода, наличие третьего охлаждающего устройства ведет к повышению гидравлического сопротивления, увеличению габаритных размеров и усложнению конструкции впускного тракта.

В техническом решении [5] дополнительный теплообменник (ДТ) установлен не в газозвушном тракте, а в низкотемпературном контуре циркуляции ОЖ. Таким образом, более низкая температура НС обеспечивается уменьшением температуры ОЖ второго охладителя, которая дополнительно снижается вследствие теплообмена с водой, предназначенной для работы водоподготовительной установки (ВПУ) котлов теплоэлектроцентрали.

Цель работы — исследование возможности расширения мощностного диапазона бездетонационной работы газопоршневого агрегата (ГПА) путем снижения температуры НС, осуществляемого за счет организации дополнительного теплообмена в теплообменнике, установленном в низкотемпературный контур циркуляции ОЖ.

Объект исследования и методика проведения эксперимента. Объектом исследования являлся 4-тактный газовый двигатель с наддувом (далее ГПА), форкамерно-факельным воспламенением и сгоранием бедной предварительно перемешанной смеси в основной камере сгорания. ГПА предназначен для совместной выработки электроэнергии и теплоты. Основные технические данные ГПА приведены в табл. 1.

Как уже отмечалось, охлаждение НС происходит в двух последовательно расположенных газожидкостных охладителях 4 и 2 (рис. 1), где

Таблица 1

Основные параметры ГПА

Параметр	Значение
Количество цилиндров, шт.	20
Диаметр цилиндра, мм	190
Ход поршня, мм	220
Степень сжатия	11
Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	1500
Тормозная мощность при стандартных условиях, МВт	2,8
Мощность, вырабатываемая электрогенератором при стандартных условиях, МВт	2,74
Среднее эффективное давление при стандартных условиях, МПа	1,8
Тип наддува	Газотурбинный, с двухступенчатым жидкостным охладителем НС

в качестве ОЖ выступает Тосол А-40. Теплота, отбираемая от первого охладителя 4, используется в нагревательных контурах тепловой сети. Теплота ОЖ низкотемпературного контура циркуляции ОЖ 12 рассеивается в воздухе с помощью наружного радиатора 9, расположенного, в отличие от ГПА, на открытом воздухе. Радиатор имеет три ступени обдува, в каждой из которых установлены два вентилятора. Они включаются в работу последовательно, по мере повышения температуры НС.

На теплоэлектростанции имеется проточная вода, предназначенная для работы ВПУ. Последняя необходима для приведения параметров воды установленным нормам. Вода нагревается в ВПУ до 60...70 °С. В низкотемпературном контуре циркуляции ОЖ установлен водотосольный ДТ 8, где ОЖ является вода, поступающая в ВПУ. Температура воды на входе в ДТ составляет 11 °С [5], расход проточной воды, предназначенной для работы ВПУ, — 20...30 м³/ч. Часть этой воды направляется

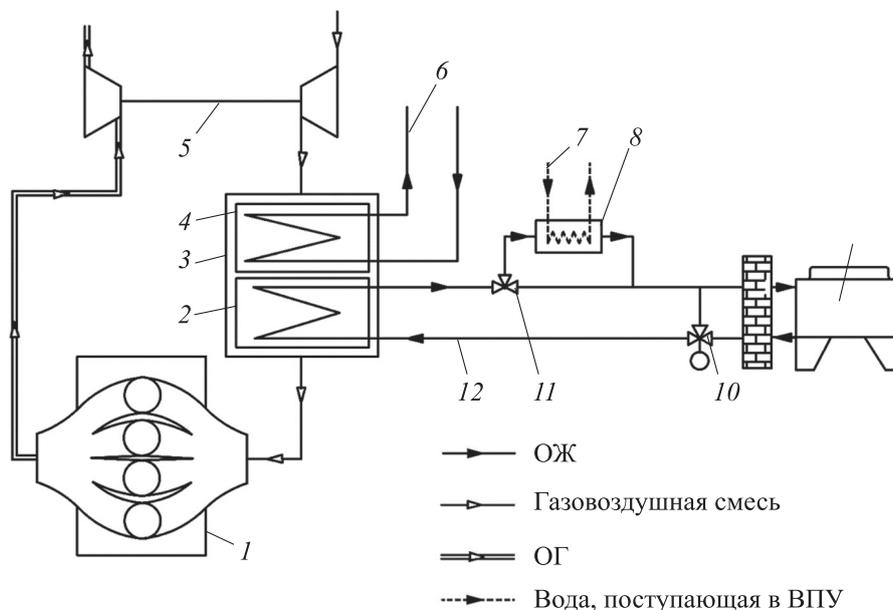


Рис. 1. Схема системы охлаждения НС:

1 — ГПА; 2 и 4 — второй и первый газожидкостные охладители; 3 — двухступенчатый охладитель НС; 5 — турбокомпрессор; 6 и 12 — высоко- и низкотемпературные контуры циркуляции ОЖ; 7 — вода для ВПУ; 8 — водотосольный ДТ; 9 — наружный радиатор; 10 — термостат, открывающий большой круг циркуляции; 11 — трехходовой клапан

через ДТ, расход которой составляет около 11 м³/ч. ДТ установлен до наружного радиатора, что более выгодно с точки зрения полезного использования теплоты, особенно в зимний период.

Методика и измерительная аппаратура. Эксперименты проводили в летний период на предварительно прогревом ГПА. Для индирования использовали тот же цилиндр (двенадцатый), что и в работе [2].

При испытаниях система управления ГПА работала в автоматическом режиме регулирования мощности. Алгоритм работы настраивали так, что система стремилась, по возможности, вывести ГПА на выработку целевой мощности генератора. Если пороговое значение сигнала от датчика детонации превышалось, то система управления сначала уменьшала угол опережения зажигания, а затем, в случае недостаточности этой меры, снижала мощность до восстановления сигнала детонации до порогового уровня. После этого система повторно стремилась увеличить мощность ГПА до установленного целевого значения, которое в эксперименте составляло 2,74 МВт.

Следует отметить, что уменьшение угла опережения зажигания достаточно ограниченная мера, так как в результате ее реализации растет температура отработавших газов (ОГ), что ведет к снижению ресурса выпускных клапанов и турбины. Чем ближе к номинальной мощности, тем более ограниченной становится эта мера. Температуру ОГ контролировали путем измерения температуры газов на выходе из головок цилиндров. Установленное предельное значение, отслеживаемое персоналом станции, составляло 540 ± 5 °С.

Эксперименты проводили для двух вариантов охлаждения НС:

- без применения ДТ; все три ступени обдува наружного радиатора включали принудительно;
- с применением ДТ; ступени обдува наружного радиатора включали в минимально возможном режиме, соответствующем включению одной ступени обдува.

Как и в работе [2], использовали два метода оценки интенсивности детонации, основанные на анализе кривой давления. Первый — это оценка по максимальной амплитуде колебаний давления (Maximum Amplitude of Pressure Oscillations — МАРО) [6–17]. Второй показатель ИМО (Integral of Modulus of Pressure Oscilla-

tions) определяется путем интегрирования модуля амплитуды колебаний давления по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) [6–15]. Значения показателей МАРО и ИМО получали для каждого цикла. Методика определения этих показателей обоснована и подробно описана в работе [2].

Вследствие цикловой невоспроизводимости кривые давления в последовательных циклах могут заметно различаться. Поэтому в ходе эксперимента фиксировали около двух сотен индикаторных диаграмм. Для оценки цикловой невоспроизводимости среднего индикаторного давления (Indicated Mean Effective Pressure — ИМЕР) использовали коэффициент вариации (Coefficient of Variation — COV), который представляет собой выраженное в процентах относительное среднеквадратическое отклонение рассматриваемой величины [18]:

$$COV_{imep} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(imep_i - imep)^2}{n-1}}}{imep} \cdot 100,$$

где $imep_i$ — среднее индикаторное давление i -го цикла; $imep$ — среднее индикаторное давление, усредненное по n циклам.

С помощью показателя COV также оценивали цикловую невоспроизводимость максимального давления цикла и угла поворота коленчатого вала, соответствующего 50%-ной доле сгоревшего топлива (CA50).

Отклонение от среднего значения максимального давления сгорания определяли по формуле

$$\delta = \frac{p_{maxi} - p_{max}}{p_{max}} \cdot 100,$$

где p_{maxi} и p_{max} — максимальное давление сгорания и его среднее арифметическое значение по n циклам, МПа.

Индирование проводили с помощью специализированного оборудования фирмы AVL, состоящее из пьезоэлектрического датчика давления GU21D, размещенного в головке цилиндра, аналого-цифрового преобразователя AVL Indimodul 621, пьезоусилителя AVL Micro IFEM и компьютера. Для контроля измерений и постобработки данных использовали программное обеспечение IndiCom. Пьезоэлектрический датчик давления устанавливали в головке цилиндра между двумя выпускными клапанами с учетом требований ГОСТ 18509–88.

Параметры ГПА регистрировали с помощью штатных датчиков, установленных на ГПА заводом-изготовителем. Приведены показания только тех из них, которые важны с точки зрения оценки показателей детонации:

- мощность, вырабатываемая электрогенератором;
- давление НС после охладителя;
- температура ОГ на выходе из головок цилиндров;
- температура НС после охладителя;
- угол опережения зажигания.

На ГПА не было возможности измерять его тормозную мощность, поэтому регистрировали мощность, вырабатываемую электрогенератором. О соотношении этих мощностей можно судить по данным, приведенным в табл. 1.

Для определения состава ОГ использовали газоанализатор Testo 330-2 LL v2.17, основные характеристики которого указаны в работе [19].

Регистрировали параметры внешней среды: барометрическое давление, температуру и влажность воздуха на входе в ГПА.

Результаты и обсуждение. Параметры воздуха на входе в ГПА для двух вариантов охлаждения НС указаны в табл. 2.

Параметры ГПА для двух вариантов охлаждения НС приведены в табл. 3, где УОЗ — угол опережения зажигания. Для каждого из них указана максимально возможная мощность, на которую система управления смогла вывести ГПА. Применение ДТ в низкотемпературном контуре обеспечило снижение температуры НС, несмотря на более высокое давление наддува. Это позволило поднять мощность ГПА почти на 200 кВт.

Значения температуры воды и тосола, измеренной четырьмя термометрами ДТ, приведены в табл. 4. Применение ДТ позволило не только

Таблица 2

Параметры воздуха на входе в ГПА

Вариант охлаждения НС	Барометрическое давление, мм рт. ст.	Температура, °С		Влажность, %
		внешней среды	воздуха на входе в ГПА	
Без применения ДТ	727	13	21,9	39
С применением ДТ	727	13	21,8	39

Таблица 3

Параметры ГПА

Вариант охлаждения НС	Мощность, кВт	УОЗ, град	Температура ОГ на выходе из головки, усредненная по двадцати цилиндрам, °С	Максимальная температура ОГ на выходе из головки, °С	Температура НС после охладителя, °С	Давление НС после охладителя, кПа
Без применения ДТ	2508	20,8	519	535	42,6	290,2
С применением ДТ	2705	20,6	525	542	37,9	305,8

Таблица 4

Значения температуры воды и тосола в ДТ

Точка измерения температуры	Температура, °С	
	тосола	воды
На входе в ДТ	35	11
На выходе из ДТ	28	30

Таблица 5

Концентрация вредных веществ в ОГ

Вариант охлаждения НС	Концентрация веществ в ОГ, ppm		Коэффициент избытка воздуха λ
	оксидов азота	монооксида углерода	
Без применения ДТ	203	199	2
С применением ДТ	223	201	2

повысить мощность ГПА, но и полезно использовать теплоту, которая до этого безвозвратно рассеивалась во внешней среде. Тепловая мощность, которая была передана воде, поступающей в ВПУ, составила около 250 кВт.

Концентрация оксидов азота, монооксида углерода в ОГ и значения коэффициента избытка воздуха λ для двух вариантов охлаждения НС приведены в табл. 5. Эмиссия оксидов азота сильно зависит от температуры горения и концентрации реагирующих веществ. Видно, что состав НС при увеличении мощности остался неизменным (коэффициент избытка воздуха λ). Отсюда следует, что с увеличением мощности, температура горения возрастает. Однако, учитывая сильную температурную зависимость эмиссии оксидов азота от температуры в зоне реакции [20], можно сделать вывод о незначительности ее увеличения.

В ходе индицирования записано 235 последовательных циклов для обоих экспериментов.

Индикаторные диаграммы всех циклов и усредненное по всем циклам давление p_{cp} без применения ДТ и с применением ДТ приведены на рис. 2, а интегральные характеристики активного тепловыделения этих циклов — на рис. 3. Здесь хорошо прослеживается масштаб цикловой невоспроизводимости как давления, так и кривых теплоиспользования.

Результаты статистической обработки цикловой невоспроизводимости приведены в табл. 6, где X_{cp} , X_{max} и X_{min} — среднее, максимальное и минимальное значение показателя соответственно; δ — отклонение от среднего значения максимального давления сгорания.

Применение ДТ практически не повлияло на положение угла поворота коленчатого вала, соответствующего 50%-ной доле сгоревшего топлива. Цикловые колебания СА50 и максимального давления цикла p_{max} не изменились, а среднего индикаторного давления ИМЕР увеличились на 9 %.

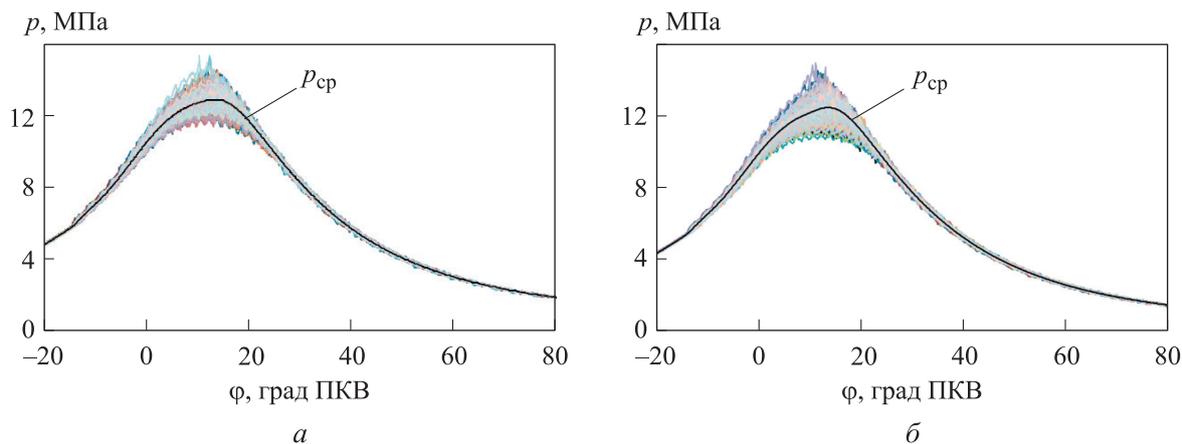


Рис. 2. Индикаторные диаграммы всех циклов и усредненное по всем циклам давление p_{cp} без применения ДТ (а) и с применением ДТ (б)

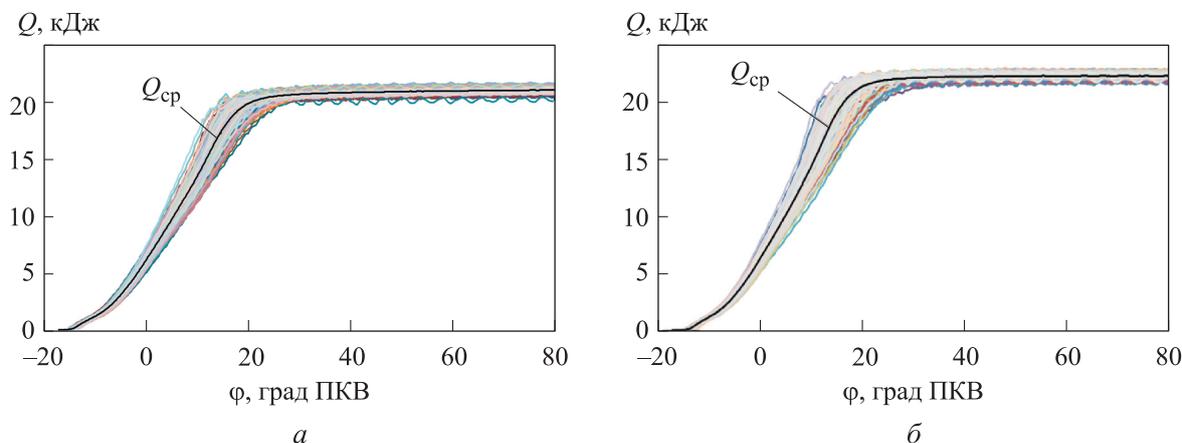


Рис. 3. Интегральные характеристики активного тепловыделения всех циклов и усредненная характеристика по всем циклам Q_{cp} без применения ДТ (а) и с применением ДТ (б)

Таблица 6
Результаты статической обработки
цикловой невоспроизводимости

Параметр	IMEP, МПа	p_{max} , МПа	CA50, град ПКВ
X_{cp}	1,74/1,86	13,23/14,22	6,14/6,19
X_{max}	1,77/1,90	15,35/16,49	9,10/10,10
X_{min}	1,70/1,80	11,89/12,26	3,24/3,33
COV, %	0,88/0,96	–	18,00/18,00
δ , %	–	16,00/16,00	–

Примечание. В числителе дроби указаны значения без применения ДТ, в знаменателе — с применением ДТ.

Индикаторные диаграммы и графики активного тепловыделения циклов с МАРО показаны на рис. 4 и 5. В отличие от графиков, приведенных в работе [2], отчетливо видно возрастание амплитуды колебаний в конце сгорания, связанное с самовоспламенением последней части заряда. Без применения ДТ самовоспламенение возникает после сгорания примерно 89 % НС, при угле ПКВ $\varphi \approx 12^\circ$ после верхней мертвой точки (ВМТ), а с применением ДТ — после 80 % при угле ПКВ $\varphi \approx 13^\circ$ после ВМТ.

Значения показателя интенсивности детонации МАРО в разных циклах приведены на рис. 6. В связи с тем, что распределение ее значений по циклам неравномерное, для оценки

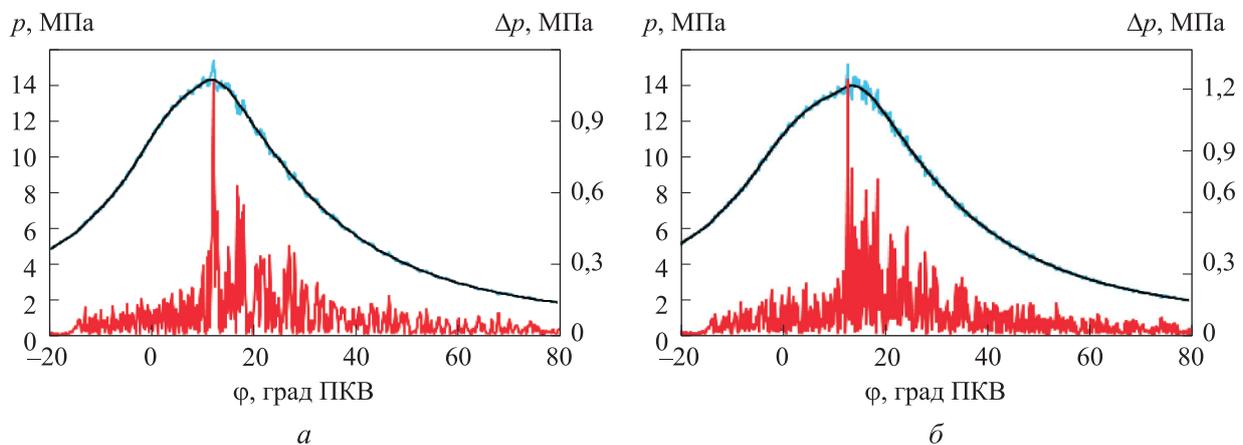


Рис. 4. Индикаторные диаграммы с МАРО при отсутствии (а) и наличии (б) теплообменника:

— индикаторная диаграмма с максимальной амплитудой колебания давления p ; — — сглаженная индикаторная кривая методом скользящего среднего p_{cp} ; — — амплитуда колебаний давления Δp

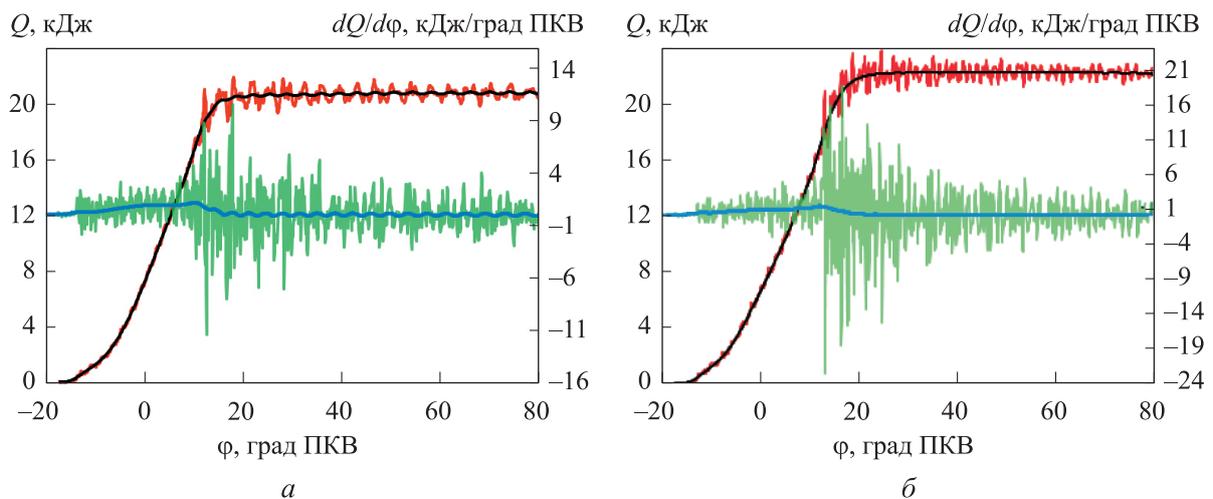


Рис. 5. Графики активного тепловыделения с МАРО без применения ДТ (а) и с применением ДТ (б):

— и — — интегральная Q и дифференциальная $dQ/d\varphi$ характеристики активного тепловыделения, полученные на основе исходной (несглаженной) индикаторной диаграммы;
— и — — интегральная $Q(p_{cp})$ и дифференциальная $dQ/d\varphi(p_{cp})$ характеристики активного тепловыделения, полученные на основе сглаженной индикаторной диаграммы

порогового значения МАРО применен подход, предложенный Леппардом [21]. Следуя ему, построена кумулятивная функция распределения CDF (Cumulative Distribution Function) МАРО (рис. 7, а и б), которая позволяет определить процент циклов ГПА, имеющих значение МАРО меньше указанного уровня, либо равного ему. Как и в работах [8, 9, 17, 22], для оценки порогового значения МАРО взят 95-й процентиль распределения. Видно, что 95-й процентиль соответствует МАРО, прибли-

тельно равному 0,69 МПа без применения ДТ и 0,77 МПа с применением ДТ.

Аналогичная кривая для определения порогового значения ІМРО показана на рис. 7, в и г. Видно, что 95-й процентиль соответствует значению ІМРО, приблизительно равному 6,5 МПа·град ПКВ без применения ДТ и 7,3 МПа·град ПКВ с применением ДТ. Дополнительные результаты статистической обработки показателей МАРО и ІМРО приведены в табл. 7.

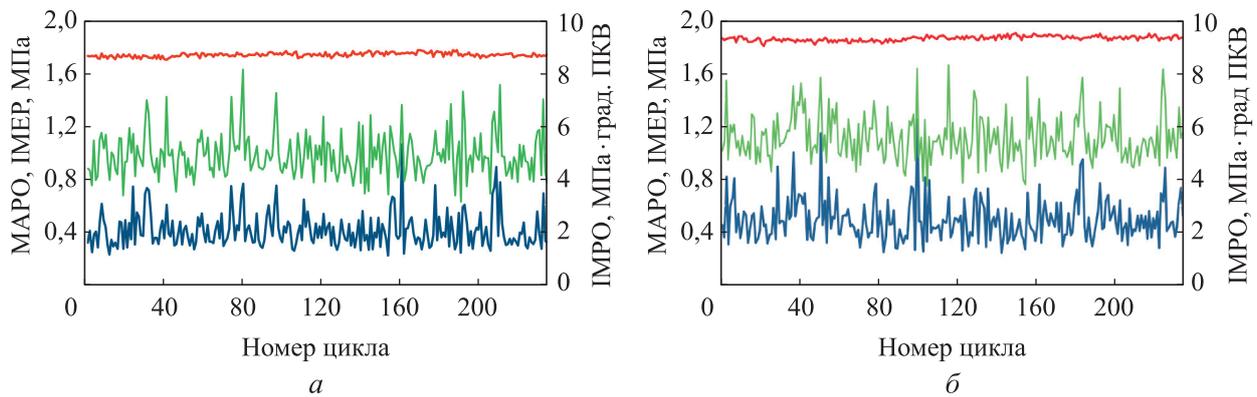


Рис. 6. Значения среднего индикаторного давления ІМЕР (—) и показателей интенсивности детонации МАРО (—) и ІМРО (—) во всех записанных циклах без применения ДТ (а) и с применением ДТ (б)

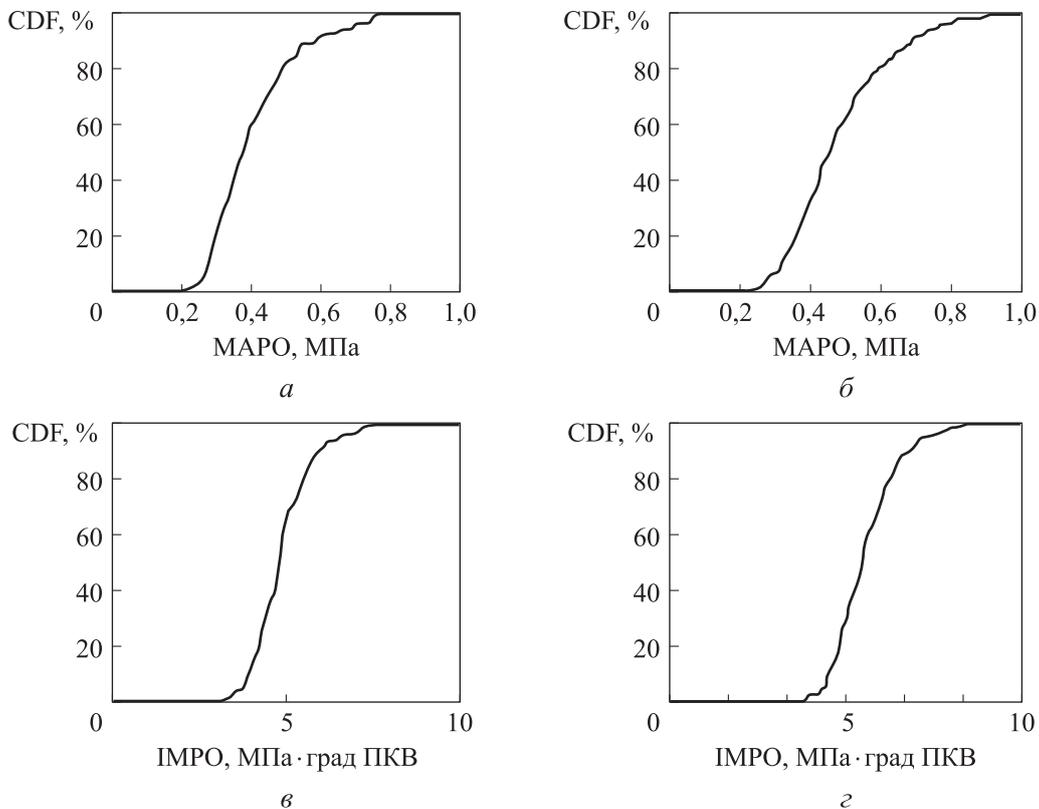


Рис. 7. Кумулятивные функции распределения CDF с МАРО (а, б) и ІМРО (в, г) без применения ДТ (а, в) и с применением ДТ (б, г)

Таблица 7

**Результаты статистической обработки
значений показателей
интенсивности детонации**

Параметр	МАРО, МПа	IMPO, МПа-град ПКВ
X_{cp}	0,41/0,49	4,87/5,55
X_{max}	1,05/1,25	8,12/8,31
X_{min}	0,21/0,24	3,11/3,74
COV, %	32,54/32,46	45,40/42,53
<i>Примечание.</i> В числителе дроби указаны значения без применения ДТ, в знаменателе — с применением ДТ.		

Несмотря на то, что значения показателей интенсивности детонации при увеличенной мощности выше, чем при исходной мощности, система управления после установления режима не выдавала сигнала детонации. Это означает, что полученные значения интенсивности детонации не достигают пределов, назначенных для рассматриваемой марки ГПА.

Выводы

1. Исследована возможность расширения мощностного диапазона ГПА за счет дополнительного охлаждения НС. Для этого в низкотемпературный контур циркуляции ОЖ газожидкостного охладителя установлен ДТ с собственной незамкнутой системой движения проточной воды.

2. Анализ результатов исследования показал следующее:

- использование предложенного технического решения позволило увеличить мощность ГПА на 7,8 %;

- интенсивность детонации при увеличенной мощности не превышает пределов, назначенных для ГПА;

- применение ДТ позволяет не только повысить мощность ГПА, но и полезно использовать теплоту, которая до этого безвозвратно рассеивалась во внешней среде. Тепловая мощность, которая была передана воде, поступающей на ВПУ, составила около 250 кВт.

Литература

- [1] Lang J., Schäffert P., Böwing R. et al. Development of a new generation of GE's Jenbacher type 6 gas engines. In: Heavy-duty-, on- und off-highway-motoren 2016. *Springer*, 2017, pp. 19–36, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-658-19012-5_2
- [2] Гарипов М.Д., Хафизов А.Г., Зиннатуллин Р.Ф. и др. Определение пороговых значений показателей детонации газового двигателя с форкамерно-факельным воспламенением по индикаторной диаграмме. *Двигателестроение*, 2023, № 4, с. 88–98.
- [3] Tschalamoff T., Laaß U., Janicke D. Direkte Wassereinspritzung im mittelschnelllaufenden Gasmotor. *MTZ Motortech. Z.*, 2007, vol. 68, no. 11, pp. 954–962, doi: <https://doi.org/10.1007/BF03227259>
- [4] Gruber F. *Verfahren zum Abkühlen einer verdichteten Ladeluft einer aufgeladenen Brennkraftmaschine*. Патент АТ 13173. Заявл.18.11.2011, опубл. 15.07.2013.
- [5] Абдульминев Р.Г., Хафизов А.Г., Гарипов М.Д. и др. *Способ и устройство охлаждения топливозвоздушной смеси двигателя внутреннего сгорания с наддувом*. Патент РФ 2767425. Заявл. 07.06.2021, опубл. 17.03.2022.
- [6] Zhen X., Wang Y., Xu S. et al. The engine knock analysis — an overview. *Appl. Energy*, 2012, vol. 92, pp. 628–636, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.079>
- [7] MAHLE GmbH, ed. *Pistons and engine testing*. Springer, 2016. 295 p.
- [8] Cavina N., Rojo N., Businaro A. et al. Analysis of pre-ignition combustions triggered by heavy knocking events in a turbocharged GDI engine. *Energy Procedia*, 2016, vol. 101, pp. 893–900, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.113>
- [9] Galloni E. Knock-limited spark angle setting by means of statistical or dynamic pressure based methods. *Energy Convers. Manag.*, 2016, vol. 116, pp. 11–17, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.070>
- [10] Panzani G., Pozzato G., Savaresi S. et al. Engine knock detection: an eigenpressure approach. *IFAC-PapersOnLine*, 2019, vol. 52, no. 5, pp. 267–272, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2019.09.043>
- [11] Brecq G., Le Corre O. Modeling of in-cylinder pressure oscillations under knocking conditions: introduction to pressure envelope curve. *SAE Tech. Pap.*, 2005, no. 2005-01-1126, doi: <https://doi.org/10.4271/2005-01-1126>

- [12] Shu G., Pan J., Wei H. Analysis of onset and severity of knock in SI engine based on in-cylinder pressure oscillations. *Appl. Therm. Eng.*, 2013, vol. 51, no. 1–2, pp. 1297–1306, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.11.039>
- [13] Borg J.M., Alkidas A.C. Cylinder-pressure-based methods for sensing spark-ignition engine knock. *Int. J. Veh. Des.*, 2007, vol. 45, no. 1-2, pp. 222–241, doi: <https://doi.org/10.1504/IJVD.2007.013678>
- [14] Saikaly K., Le Corre O., Rahmouni C. et al. Preventive knock protection technique for stationary SI engines fuelled by natural gas. *Fuel Process. Technol.*, 2010, vol. 91, no. 6, pp. 641–652, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2010.01.011>
- [15] De Bellis V., Teodosio L., Siano D. et al. Knock and cycle by cycle analysis of a high performance V12 spark ignition engine. Part 1: Experimental data and correlations assessment. *SAE Int. J. Engines*, 2015, vol. 8, no. 5, pp. 1993–2001, doi: <https://doi.org/10.4271/2015-24-2392>
- [16] Wei H., Hua J., Pan M. et al. Experimental investigation on knocking combustion characteristics of gasoline compression ignition engine. *Energy*, 2018, vol. 143, pp. 624–633, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.11.020>
- [17] Galloni E., Fontana G., Staccione S. Numerical and experimental characterization of knock occurrence in a turbo-charged spark-ignition engine. *Energy Convers. Manag.*, 2014, vol. 85, pp. 417–424, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.054>
- [18] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988. 960 p.
- [19] *Руководство по эксплуатации анализатора дымовых газов Testo 330-2 LL*. URL: <https://sianalytics.pro-solution.ru/upload/pro-solution/sianalytics/files/Testo-3302-LLSI-Analytics-Инструкция-по-эксплуатации.pdf> (дата обращения: 16.10.2024).
- [20] Гарипов М.Д., Сакулин Р.Ю. Влияние подачи воды на эмиссию оксида азота при окислении околостехиометрических метановоздушных смесей. *Известия высших учебных заведений. Авиацонная техника*, 2011, № 3, с. 23–27. EDN OKFXVV
- [21] Leppard W. Individual-cylinder knock occurrence and intensity in multicylinder engines. *SAE Tech. Pap.*, 1982, art. 820074, doi: <https://doi.org/10.4271/820074>
- [22] Galloni E. Dynamic knock detection and quantification in a spark ignition engine by means of a pressure-based method. *Energy Convers. Manag.*, 2012, vol. 64, pp. 256–262, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.05.015>

References

- [1] Lang J., Schäffert P., Böwing R. et al. Development of a new generation of GE's Jenbacher type 6 gas engines. In: Heavy-duty-, on- und off-highway-motoren 2016. *Springer*, 2017, pp. 19–36, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-658-19012-5_2
- [2] Garipov M.D., Khafizov A.G., Zinnatullin R.F. et al. Determining threshold values of detonation indicators of a gas engine with the pre-chamber torch ignition using the indicator diagram. *Dvigatelistroenie* [Engines Construction], 2023, no. 4, pp. 88–98. (In Russ.).
- [3] Tschalamoff T., Laaß U., Janicke D. Direkte Wassereinspritzung im mittelschnelllaufenden Gasmotor. *MTZ Motortech. Z.*, 2007, vol. 68, no. 11, pp. 954–962, doi: <https://doi.org/10.1007/BF03227259>
- [4] Gruber F. *Verfahren zum Abkühlen einer verdichteten Ladeluft einer aufgeladenen Brennkraftmaschine*. Patent AT 13173. Appl.18.11.2011, publ. 15.07.2013.
- [5] Abdulminev R.G., Khafizov A.G., Garipov M.D. et al. *Sposob i ustroystvo okhlazhdeniya toplivovozdushnoy smesi dvigatelya vnutrennego sgoraniya s nadduvom* [Method and device for cooling air-fuel mixture of internal combustion engine with air blower]. Patent RU 2767425. Appl. 07.06.2021, publ. 17.03.2022. (In Russ.).
- [6] Zhen X., Wang Y., Xu S. et al. The engine knock analysis — an overview. *Appl. Energy*, 2012, vol. 92, pp. 628–636, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.079>
- [7] MAHLE GmbH, ed. *Pistons and engine testing*. Springer, 2016. 295 p.
- [8] Cavina N., Rojo N., Businaro A. et al. Analysis of pre-ignition combustions triggered by heavy knocking events in a turbocharged GDI engine. *Energy Procedia*, 2016, vol. 101, pp. 893–900, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.113>

- [9] Galloni E. Knock-limited spark angle setting by means of statistical or dynamic pressure based methods. *Energy Convers. Manag.*, 2016, vol. 116, pp. 11–17, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.070>
- [10] Panzani G., Pozzato G., Savaresi S. et al. Engine knock detection: an eigenpressure approach. *IFAC-PapersOnLine*, 2019, vol. 52, no. 5, pp. 267–272, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2019.09.043>
- [11] Brecq G., Le Corre O. Modeling of in-cylinder pressure oscillations under knocking conditions: introduction to pressure envelope curve. *SAE Tech. Pap.*, 2005, no. 2005-01-1126, doi: <https://doi.org/10.4271/2005-01-1126>
- [12] Shu G., Pan J., Wei H. Analysis of onset and severity of knock in SI engine based on in-cylinder pressure oscillations. *Appl. Therm. Eng.*, 2013, vol. 51, no. 1–2, pp. 1297–1306, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.11.039>
- [13] Borg J.M., Alkidas A.C. Cylinder-pressure-based methods for sensing spark-ignition engine knock. *Int. J. Veh. Des.*, 2007, vol. 45, no. 1-2, pp. 222–241, doi: <https://doi.org/10.1504/IJVD.2007.013678>
- [14] Saikaly K., Le Corre O., Rahmouni C. et al. Preventive knock protection technique for stationary SI engines fuelled by natural gas. *Fuel Process. Technol.*, 2010, vol. 91, no. 6, pp. 641–652, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2010.01.011>
- [15] De Bellis V., Teodosio L., Siano D. et al. Knock and cycle by cycle analysis of a high performance V12 spark ignition engine. Part 1: Experimental data and correlations assessment. *SAE Int. J. Engines*, 2015, vol. 8, no. 5, pp. 1993–2001, doi: <https://doi.org/10.4271/2015-24-2392>
- [16] Wei H., Hua J., Pan M. et al. Experimental investigation on knocking combustion characteristics of gasoline compression ignition engine. *Energy*, 2018, vol. 143, pp. 624–633, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.11.020>
- [17] Galloni E., Fontana G., Staccone S. Numerical and experimental characterization of knock occurrence in a turbo-charged spark-ignition engine. *Energy Convers. Manag.*, 2014, vol. 85, pp. 417–424, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.054>
- [18] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988. 960 p.
- [19] *Rukovodstvo po ekspluatatsii analizatora dymovykh gazov Testo 330-2 LL*. URL: <https://sianalytics.pro-solution.ru/upload/pro-solution/sianalytics/files/Testo-3302-LLSI-Analytics-Инструкция-по-эксплуатации.pdf> (data obrashcheniya: 16.10.2024).
- [20] Garipov M.D., Sakulin R.Yu. Water feed influence on nitric oxide emission under oxidation of near-stoichiometric air-methane mixtures. *Aviatsionnaya tekhnika*, 2011, no. 3, pp. 23–27. EDN OKFXVV (in Russ.). (Eng. version: *Russ. Aeronaut.*, 2011, vol. 54, no. 3, pp. 264–271, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068799811030056>)
- [21] Leppard W. Individual-cylinder knock occurrence and intensity in multicylinder engines. *SAE Tech. Pap.*, 1982, art. 820074, doi: <https://doi.org/10.4271/820074>
- [22] Galloni E. Dynamic knock detection and quantification in a spark ignition engine by means of a pressure-based method. *Energy Convers. Manag.*, 2012, vol. 64, pp. 256–262, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.05.015>

Статья поступила в редакцию 09.11.2024

Информация об авторах

ГАРИПОВ Марат Данилович — доктор технических наук, ведущий научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания. Уфимский университет науки и технологий (450008, Уфа, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 12, к. 2, e-mail: garry76@mail.ru).

ХАФИЗОВ Амир Гиндуллович — начальник цеха эксплуатации. Зауральская ТЭЦ ООО «БГК» (453837, Сибай, Российская Федерация, Индустриальное шоссе, д. 30, e-mail: amir1985@inbox.ru).

ЗИННАТУЛЛИН Рустемхан Фагитович — младший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания. Уфимский университет науки и технологий (450008, Уфа, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 12, к. 2, e-mail: rz.f@yandex.ru).

МЕЛКОВ Андрей Андреевич — инженер, аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания. Уфимский университет науки и технологий (450008, Уфа, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 12, к. 2, e-mail: capa.97@mail.ru).

ХАЛИЛОВ Эмиль Марсович — младший научный сотрудник, аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания. Уфимский университет науки и технологий (450008, Уфа, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 12, к. 2, e-mail: emil.halilov.93@mail.ru).

ШАЯХМЕТОВ Вадим Анасович — младший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания. Уфимский университет науки и технологий (450008, Уфа, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 12, к. 2, e-mail: vaddvs@yandex.ru).

Information about the authors

GARIPOV Marat Danilovich — Doctor of Science (Eng.), Leading Researcher, Internal Combustion Engines Department. Ufa University of Science and Technology (450008, Ufa, Russian Federation, K. Marx St., Bldg. 12, Block 2, e-mail: garry76@mail.ru).

HAFIZOV Amir Gindullovich — Head of the Operation Department. Trans-Ural Heating Plants Limited liability company "Bashkirskaya generiruyushchaya company" (453837, Sibai, Russian Federation, Industrial Highway, Bldg. 30, e-mail: amir1985@inbox.ru).

ZINNATULLIN Rustemkhan Fagitovich — Junior Researcher, Department of Internal Combustion Engines. Ufa University of Science and Technology (450008, Ufa, Russian Federation, K. Marx St., Bldg. 12, Block 2, e-mail: rz.f@yandex.ru).

MELKOV Andrey Andreevich — Engineer, Postgraduate, Internal Combustion Engines Department. Ufa University of Science and Technology (450008, Ufa, Russian Federation, K. Marx St., Bldg. 12, Block 2, e-mail: capa.97@mail.ru).

KHALILOV Emil Marsovich — Junior Researcher, Postgraduate, Department of Internal Combustion Engines. Ufa University of Science and Technology (450008, Ufa, Russian Federation, K. Marx St., Bldg. 12, Block 2, e-mail: emil.halilov.93@mail.ru).

SHAYAKHMETOV Vadim Anasovich — Junior Researcher, Department of Internal Combustion Engines. Ufa University of Science and Technology (450008, Ufa, Russian Federation, K. Marx St., Bldg. 12, Block 2, e-mail: vaddvs@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Гарипов М.Д., Хафизов А.Г., Зиннатуллин Р.Ф., Мелков А.А., Халилов Э.М., Шаяхметов В.А. Расширение мощностного диапазона бездетонационной работы газопоршневого агрегата за счет повышения интенсивности охлаждения наддувочной смеси. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 8, с. 100–111.

Please cite this article in English as:

Garipov M.D., Khafizov A.G., Zinnatullin R.F., Melkov A.A., Khalilov E.M., Shayakhmetov V.A. Improving the gas piston unit detonation-free operation by increasing cooling intensity of the pressure-charging air/fuel mixture. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 8, pp. 100–111.