

## ВЛИЯНИЕ ЗАКРУТКИ ЗАРЯДА НА ВПУСКЕ НА ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГАЗОПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

П.С. Пацей

Ю.В. Галышев

А.Б. Зайцев

А.Ю. Шабанов

patsey.pavel@gmail.com

galyshev57@yandex.ru

abzaytsev@mail.ru

aush2003@mail.ru

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Российская Федерация

---

### Аннотация

Приведены результаты исследования влияния формы впускных каналов на турбулизацию и закрутку заряда в камере сгорания, скорость сгорания смеси, экологические и индикаторные показатели двигателя. Исследование выполнено с помощью математического моделирования физико-химических процессов, протекающих в камере сгорания поршневого двигателя при сгорании газового топлива. Смоделированы турбулентное течение смеси, искровое зажигание и сгорание газового топлива. Для моделирования турбулентного течения использована RNG ( $k-\epsilon$ )-модель, для моделирования горения природного газа в камере сгорания — модель, основанная на удельной площади поверхности пламени, так называемая G-equation модель. При моделировании искрового зажигания применена модель дискретных частиц ядра зажигания DPIK (Discrete Particle Ignition Kernel). В результате моделирования выявлено, что замена одного впускного канала на тангенциальный канал позволяет создать вихревое движение и увеличить турбулентность смеси в камере сгорания. Увеличение кинетической энергии смеси перед подачей искры ведет к уменьшению времени сгорания. Применение закрутки заряда на впуске с помощью замены одного канала на тангенциальный позволяет значительно улучшить экологические показатели двигателя при сохранении топливно-экономических показателей. Для моделирования физико-химических процессов в камере сгорания использована программа ANSYS Forte

### Ключевые слова

Газовый двигатель  
с искровым зажиганием,  
закрутка заряда, численное  
моделирование процессов  
в ДВС

Поступила 22.05.2020

Принята 25.06.2020

© Автор(ы), 2020

**Введение.** В настоящее время газовое топливо находит все более широкое применение. Оно имеет ряд преимуществ по сравнению с другими моторными топливами. Хорошие антидетонационные качества газовых топлив, благоприятные условия смесеобразования, широкие пределы воспламенения в смесях с воздухом и другие положительные свойства этих топлив обеспечивают высокие технико-экономические показатели двигателей. По удельной мощности и топливной экономичности лучшие современные газовые и газожидкостные двигатели близки к жидкотопливным, а по токсичности отработавших газов и износу — имеют значительные преимущества [1, 2].

В отечественной [2–8] и зарубежной [9–12] литературе подробно рассмотрены вопросы, связанные с рабочим процессом газовых двигателей. Существуют два направления организации рабочего процесса в газовом двигателе. Первый способ основан на обеспечении медленного сгорания стехиометрических газозоудных смесей, второй — на максимально быстром сгорании предельно бедных смесей.

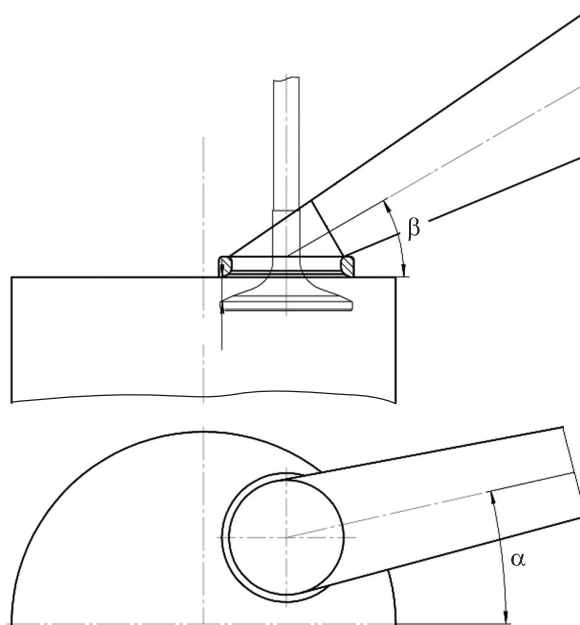
В настоящей работе рассмотрен рабочий процесс с бедной смесью. В работах [11, 12] показано, что турбулизация заряда в камере сгорания увеличивает скорость турбулентного горения смеси. Для того чтобы ускорить сгорание бедной смеси нужна интенсификация движения заряда в камере сгорания. Влияние формы камеры сгорания на интенсификацию движения заряда в цилиндре двигателя подробно рассмотрено в отечественной [2–4, 7, 13] и зарубежной [9, 10] литературе. В настоящей работе выполнено исследование влияния формы впускных каналов на турбулизацию и закрутку заряда в камере сгорания, скорость сгорания смеси, экологические и индикаторные показатели двигателя.

**Построение тангенциальных каналов.** Одним из способов организации закрутки на впуске двигателя является применение тангенциальных каналов. Общими для всех типов каналов основными конструктивными параметрами являются проходная площадь, размер, форма и месторасположение входного окна на головке, конфигурация и площадь минимального сечения, диаметр горловины, а также ориентация канала относительно цилиндра двигателя [7, 8, 14].

При профилировании тангенциального канала основными параметрами при заданном расположении горловины являются угол входа  $\alpha$  в плане и угол наклона  $\beta$  к оси в вертикальной плоскости (рис. 1).

**Математическое моделирование.** Турбулентное горение топлива в газопоршневом двигателе внутреннего сгорания (ДВС) характеризуется сложным сочетанием физико-химических явлений, среди которых ос-

новными являются турбулентное течение заряда в камере сгорания и горение природного газа в воздухе. В настоящей работе проведено численное моделирование указанных явлений с помощью программы ANSYS Forte [15].



**Рис. 1.** Схема тангенциального канала

В инженерных расчетах наибольшую популярность при моделировании турбулентных течений приобрели модели, основанные на осреднении по Рейнольдсу — Фавру системы уравнений Навье — Стокса (Reynolds-averaged Navier — Stokes, RANS) [16]. Наиболее распространенной моделью данного класса является  $(k-\epsilon)$ -модель турбулентности, в настоящей работе используется ее модификация — RNG  $(k-\epsilon)$ -модель.

В настоящее время существует большое число различных подходов к моделированию горения [17]. В отечественных работах часто встречается применение модели Магнуссена — Хартагера [2–4, 13]. В настоящей работе при моделировании горения природного газа в камере сгорания использована модель, основанная на удельной площади поверхности пламени, так называемая *G-equation* модель. Для моделирования искрового зажигания применялась модель дискретных частиц ядра зажигания DPIK (Discrete Particle Ignition Kernel) [15, 18].

**Описание двигателя.** В качестве объекта исследования рассмотрен двигатель типа ЧН15/17,5, основные характеристики которого приведены далее.

**Основные параметры двигателя**

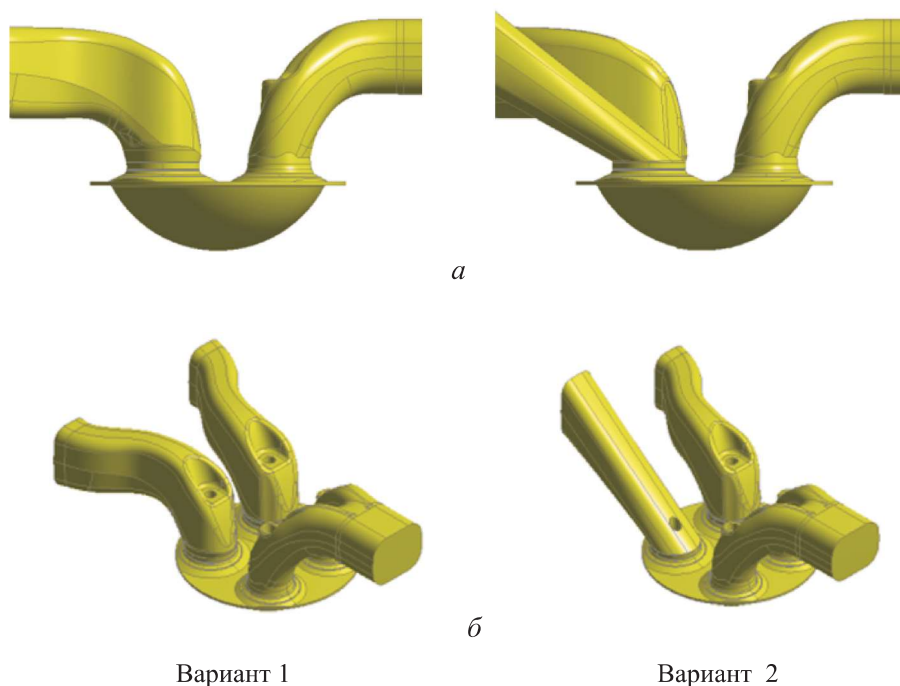
|                                                                      |                                           |
|----------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------|
| Коэффициент тактности .....                                          | Четырехтактный                            |
| Число цилиндров в двигателе .....                                    | 12                                        |
| Ход поршня, м .....                                                  | $S = 0,175$                               |
| Диаметр цилиндра, м .....                                            | $D = 0,150$                               |
| Геометрическая степень сжатия .....                                  | $\epsilon = 11$                           |
| Постоянная КШМ<br>(отношение радиуса кривошипа к длине шатуна) ..... | $\lambda = 0,275$                         |
| Частота вращения коленчатого вала, об/мин .....                      | $n = 1900$                                |
| Коэффициент избытка воздуха .....                                    | $\alpha_v = 1,4$                          |
| Давление на впуске, бар .....                                        | $P_k = 1,8$                               |
| Температура на впуске, К .....                                       | $T_k = 370$                               |
| Топливо .....                                                        | Природный газ<br>(100 % CH <sub>4</sub> ) |
| Подача топлива .....                                                 | Внешнее<br>смесеобразование               |
| Фазы газораспределения<br>в зависимости от угла п.к.в. ....          | 118–378° (выпуск);<br>343–563° (впуск)    |

**Расчетная область.** Два варианта геометрии расчетной области приведены на рис. 2. Моделирование выполнено с полусферической камерой сгорания и двумя вариантами впускной системы.

1. Полусферическая камера сгорания и оригинальные впускные каналы.
2. Полусферическая камера сгорания и один впускной канал заменен тангенциальным.

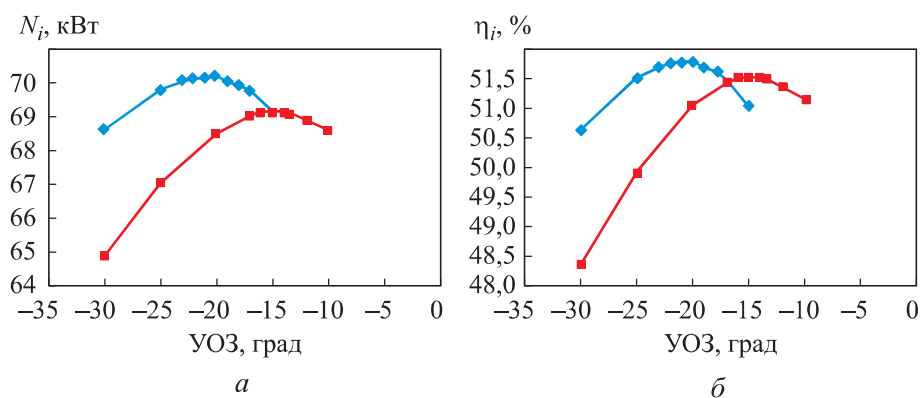
**Результаты численного моделирования.** Данный раздел посвящен исследованию влияния интенсивности вихревого движения заряда в камере сгорания на топливно-экономические и экологические показатели газового поршневого двигателя. Проведены расчеты с полусферической камерой сгорания. В расчетную область включены впускные и выпускные каналы, смоделирован рабочий процесс с фазами наполнения, сжатия, воспламенения и сгорания, выпуска. Проведено исследование влияния формы впускных каналов на экономические и экологические показатели двигателя. Первый вариант геометрии включал в себя оригинальные впускные каналы, во втором варианте геометрии один впускной канал был заменен на тангенциальный канал, чтобы организовать закрутку заряда на впуске и исследовать его влияние на показатели двигателя.

Для каждого варианта геометрии проведена серия расчетов, в которых варьировалось значение угла опережения зажигания (УОЗ). При сравнении топливно-экономических и экологических показателей газо-



**Рис. 2.** Расчетная область:  
а — вид сбоку; б — изометрия

вого поршневого двигателя для каждого варианта выбирали УОЗ, соответствующий максимальному крутящему моменту, т. е. максимальному значению индикаторной мощности. Результаты моделирования приведены в таблице. Зависимости индикаторной мощности и индикаторного КПД от УОЗ для двух вариантов геометрии впускных каналов приведены на рис. 3.



**Рис. 3.** Зависимости индикаторной мощности (а) и индикаторного КПД (б) от УОЗ для исследуемых вариантов впускных каналов:  
◆ — полусферическая КС; ■ — полусферическая КС с закруткой

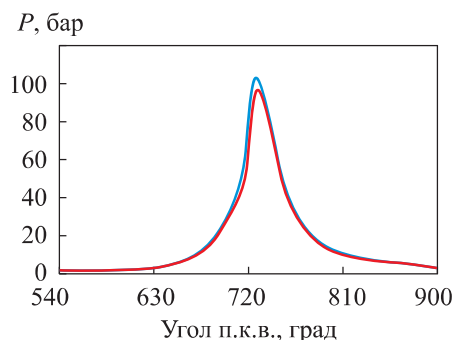
**Показатели рабочего цикла двигателя**

| Параметры                                                                                   | Вариант с оригинальными впускными каналами | Вариант с тангенциальным каналом |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|----------------------------------|
| УОЗ, соответствующий максимальному крутящему моменту, $\theta^\circ$                        | -20                                        | -14                              |
| $P_{\max}$ , бар                                                                            | 104                                        | 97                               |
| $T_{\max}$ , К                                                                              | 2 303                                      | 2 300                            |
| Осредненная кинетическая энергия $k$ при УОЗ $\theta = -40^\circ$ , $\text{м}^2/\text{с}^2$ | 81                                         | 110                              |
| Число закрутки заряда в КС при УОЗ $\theta = -40^\circ$                                     | 0,02                                       | 2,21                             |
| Индикаторное давление $P_i$ , бар                                                           | 14,3                                       | 14,1                             |
| Индикаторная мощность $N_i$ , кВт                                                           | 70,2                                       | 69,2                             |
| Индикаторный КПД $\eta_i$ , %                                                               | 51,8                                       | 51,5                             |
| Потери теплоты в стенки КС, кДж                                                             | 0,873                                      | 1,11                             |
| Потери теплоты в стенки КС, %                                                               | 9                                          | 11,5                             |
| Образование оксидов азота $\text{NO}_x$ , г/(кВт · ч)                                       | 27,7                                       | 21,8                             |
| Продолжительность выделения 10...90 % теплоты, град                                         | 20,5                                       | 17,5                             |
| $\Delta$ мощности, %                                                                        | 0                                          | -1,46                            |
| $\Delta$ индикаторного КПД, %                                                               | 0                                          | -0,27                            |
| $\Delta$ образования $\text{NO}_x$ , %                                                      | 0                                          | -21,3                            |

Выполним анализ результатов расчета рабочего процесса двигателя. Индикаторные диаграммы для исследуемых вариантов впускных каналов приведены на рис. 4. Наибольшее значение  $P$  (104 бар) имеет газовый двигатель с оригинальными впускными каналами, применение закрутки с помощью тангенциального канала понизило максимальное давление цикла  $P$  (97 бар).

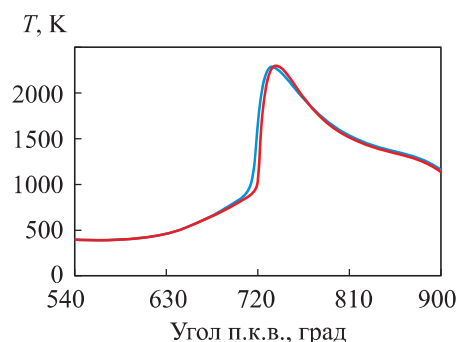
Графики зависимости осредненной по объему температуры в цилиндре двигателя от угла поворота коленчатого вала (п.к.в.) приведена на рис. 5. В обоих вариантах значения максимальной температуры цикла близки. В газовом двигателе с оригинальными впускными каналами  $T = 2303$  К, в газовом двигателе с тангенциальным впускным каналом  $T = 2300$  К.

На рис. 6 показан график зависимости числа закрутки в камере сгорания в зависимости от угла п.к.в. Видно, что замена одного оригинального канала на впуске создает закрутку заряда в камере сгорания.



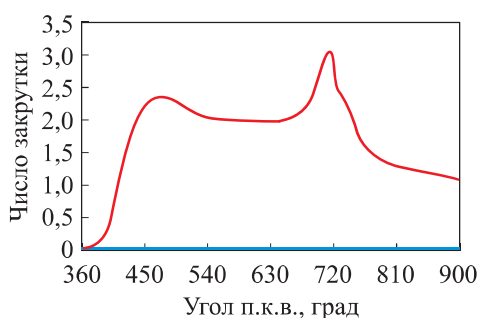
**Рис. 4.** Зависимость давления в камере сгорания от угла п.к.в.:

— полусферическая КС; — полу-сферическая КС с закруткой



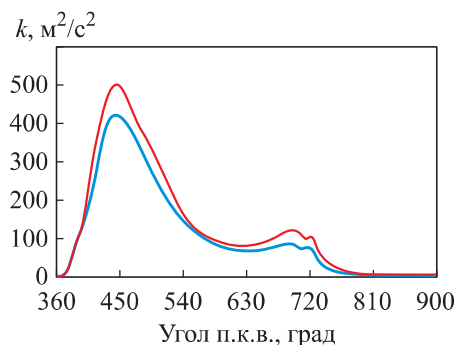
**Рис. 5.** Зависимость осредненной по объему температуры в камере сгорания от угла п.к.в.:

— полусферическая КС; — полу-сферическая КС с закруткой



**Рис. 6.** Зависимость числа закрутки в камере сгорания от угла п.к.в.:

— полусферическая КС; — полу-сферическая КС с закруткой

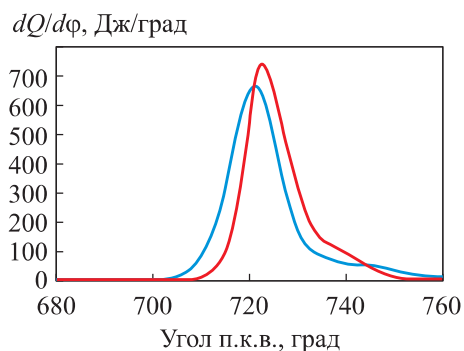


**Рис. 7.** Зависимость осредненного значения турбулентной кинетической энергии в камере сгорания от угла п.к.в.:

— полусферическая КС; — полу-сферическая КС с закруткой

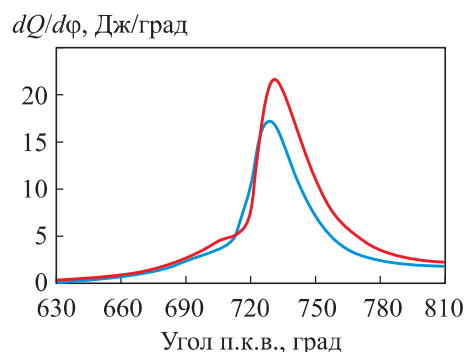
Зависимость осредненного значения турбулентной кинетической энергии в камере сгорания от угла п.к.в. приведена на рис. 7. Видно, что закрутка заряда на впуске позволяет увеличить кинетическую энергию смеси в камере сгорания.

Турбулизация заряда должна увеличить скорость сгорания смеси в цилиндре двигателя. На рис. 8 показана зависимость скорости тепловыделения в камере сгорания от угла п.к.в. Из рис. 8 следует, что применение закрутки уменьшает время сгорания заряда в камере сгорания. При этом закрутка заряда увеличивает на 2,5 % тепловые потери в стенки (см. таблицу). Зависимость тепловых потерь в стенки камеры сгорания от угла п.к.в. приведена на рис. 9.



**Рис. 8.** Зависимость скорости тепловыделения в камере сгорания от угла п.к.в.:

— полусферическая КС; — полусферическая КС с закруткой

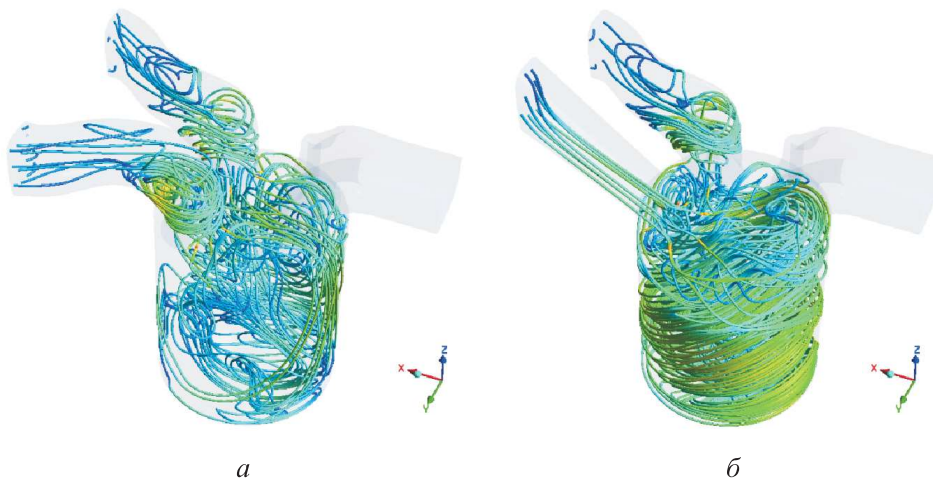


**Рис. 9.** Зависимость теплового потока через стенки камеры сгорания от угла п.к.в.:

— полусферическая КС; — полусферическая КС с закруткой

**Влияние формы впускных каналов газового двигателя на изменение локальных нестационарных параметров рабочего процесса.** Проведены расчеты с полусферической камерой сгорания с двумя вариантами впускных каналов. Рассмотрены рабочие циклы, у которых УОЗ соответствует максимальной индикаторной мощности.

На рис. 10 показаны линии тока в цилиндре двигателя в момент  $540^\circ$  п.к.в. Видно, что тангенциальный канал создает вихрь внутри камеры сгорания.

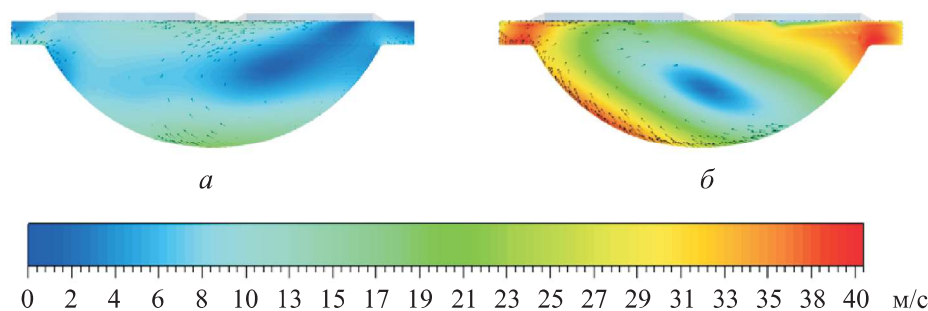


**Рис. 10.** Линии тока в двигателе в момент  $540^\circ$  п.к.в.:

*а* — вариант с оригинальными впускными каналами; *б* — вариант с тангенциальным впускным каналом

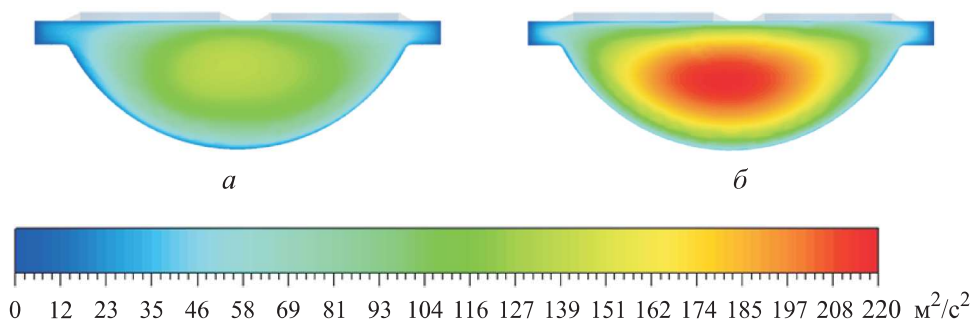


Поля скорости в момент  $700^\circ$  п.к.в. показаны на рис. 11. Тангенциальный канал значительно увеличивает скорость смеси в камере сгорания.



**Рис. 11.** Поля скорости смеси в камере сгорания в момент  $700^\circ$  п.к.в. в плоскости  $Y = 0$  (*a, б* — см. рис. 10)

Закрутка заряда на впуске увеличила также и кинетическую энергию смеси в камере сгорания (рис. 12).

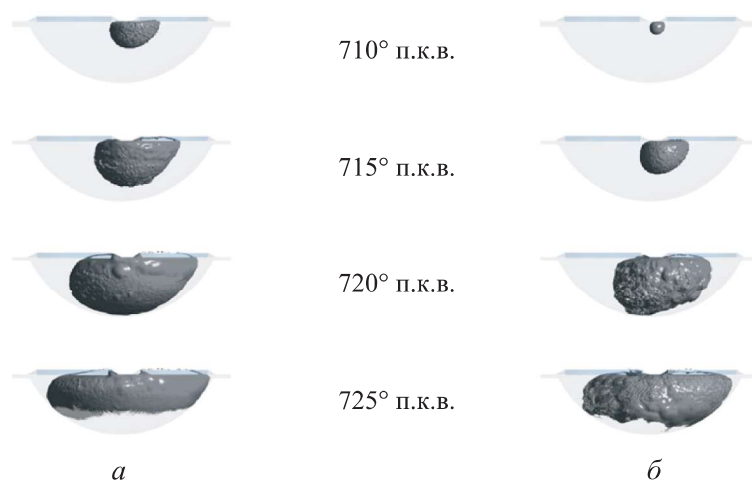


**Рис. 12.** Поля кинетической энергии смеси в камере сгорания в момент  $700^\circ$  п.к.в. в плоскости  $Y = 0$  (*a, б* — см. рис. 10)

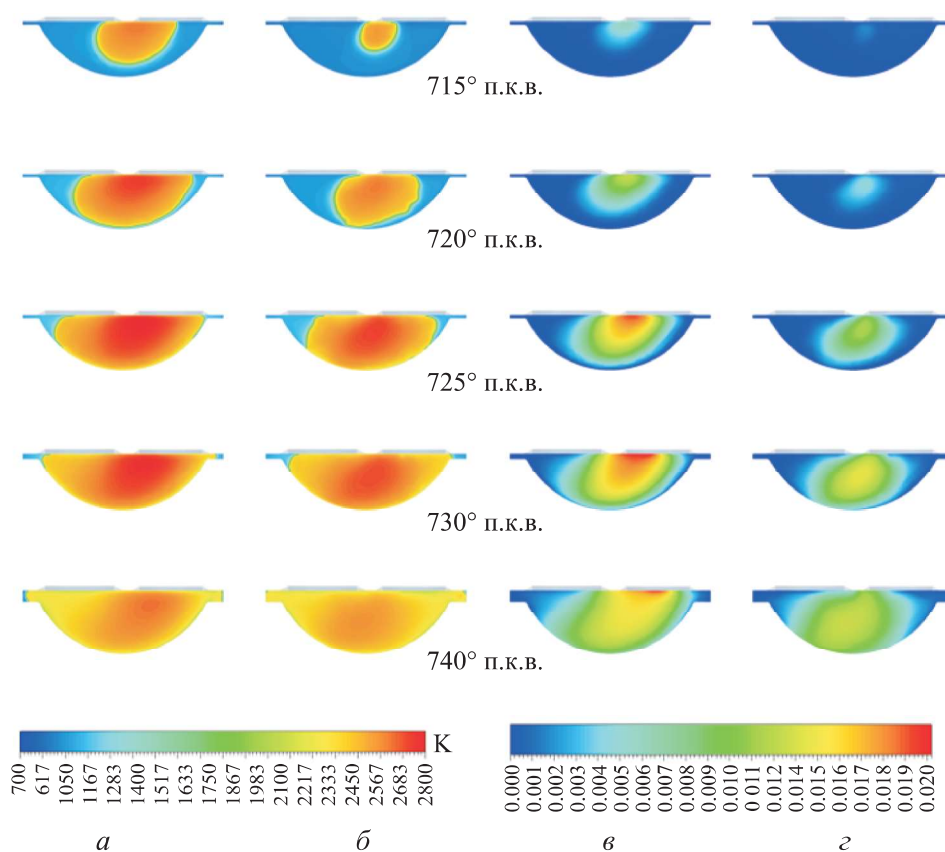
Проследить изменение поверхности фронта пламени в КС при разных значениях угла п.к.в. для двух вариантов геометрии впускных каналов позволяет рис. 13.

На рис. 14 приведено изменение полей температуры и массовой доли оксидов азота в КС при разных значениях угла п.к.в. В варианте с тангенциальным каналом температура в КС меньше, поэтому образуется меньше оксидов азота. График зависимости массовой доли  $\text{NO}_x$  в камере сгорания от угла п.к.в. приведен на рис. 15.

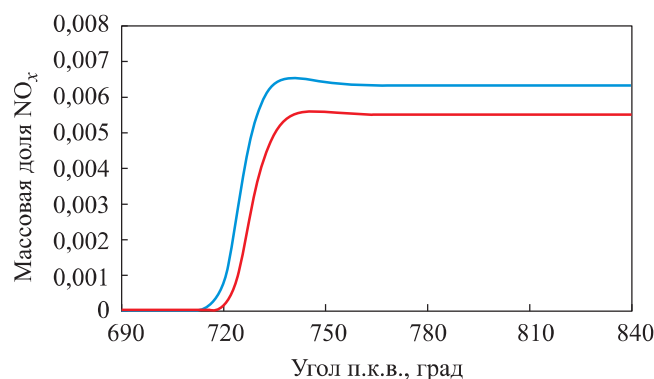
**Выводы.** Замена одного оригинального канала тангенциальным каналом позволяет увеличить число закрутки и заметно турбулизировать заряд в камере сгорания.



**Рис. 13.** Поверхность фронта пламени для разных значений угла п.к.в.  
(*а, б* — см. рис. 10)



**Рис. 14.** Поля температуры (*а, б*) и массовой доли оксидов азота (*в, г*)  
в камере сгорания для разных значений углов п.к.в. в плоскости  $Y = 0$ :  
*а, в* — вариант с оригинальными впускными каналами; *б, г* — вариант  
с тангенциальным впускным каналом



**Рис. 15.** Массовая доля  $\text{NO}_x$  в камере сгорания в зависимости от угла п.к.в.:

— полусферическая КС; — полусферическая КС с закруткой

Закрутка заряда сильно влияет на процесс сгорания топлива. Увеличение турбулентной кинетической энергии к моменту подачи искры позволило уменьшить продолжительность выделения 10...90 % теплоты с 20,5° п.к.в. (для варианта с оригинальными впускными каналами) до 17,5° п.к.в. (для варианта с тангенциальным каналом). При этом закрутка заряда увеличивает тепловые потери в стенки на 2,5 %.

Замена одного оригинального канала на тангенциальный влияет на значение УОЗ, соответствующее максимальному крутящему моменту. Для варианта с оригинальными впускными каналами УОЗ = -20° п.к.в., для варианта с тангенциальным каналом УОЗ = -14° п.к.в.

Применение закрутки заряда на впуске с полусферической камерой сгорания привело к снижению на 21,3 % выбросов оксидов азота при сохранении топливно-экономических показателей двигателя.

Результаты работы получены с использованием вычислительных ресурсов суперкомпьютерного центра Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Булычева З.Ю., Семенихин А.Н., Соколов М.Г. Дизель и газодизель: соревнование равных. *Автомобильная промышленность*, 1992, № 2, с. 13–14.
- [2] Гайворонский А.И., Марков В.А., Илатовский Ю.В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. М., ООО «ИРЦ Газпром», 2007.
- [3] Кавтарадзе Р.З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011.
- [4] Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016.

- [5] Пацей П.С., Галышев Ю.В. Профилирование впускных каналов головки цилиндра двигателя внутреннего сгорания. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2015, № 4, с. 14–21.
- [6] Пацей П.С., Галышев Ю.В. Исследование влияния закрутки заряда на впуске на параметры газопоршневого двигателя. *Известия МААО*, 2017, № 35, с. 93–99.
- [7] Пацей П.С., Галышев Ю.В. Влияние формы камеры сгорания и выпускных каналов на показатели газового двигателя. *Двигателестроение*, 2018, № 4, с. 8–12.
- [8] Patsey P.S., Galyshev Yu.V. Computational study of influence of inflow port channel design on spark-ignition natural gas engine parameters. *MATEC Web Conf.*, 2018, vol. 245, art. 09001. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824509001>
- [9] Johansson B., Olsson K. Combustion chambers for natural gas SI engines. Part 1: Fluid flow and combustion. *SAE Tech. Pap.*, 1995, no. 950469. DOI: <https://doi.org/10.4271/950469>
- [10] Olsson K., Johansson B. Combustion chambers for natural gas SI engines. Part 2: Combustion and emission. *SAE Tech. Pap.*, 1995, no. 950517. DOI: <https://doi.org/10.4271/950517>
- [11] Lee K., Bae C., Kang K. The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve SI engine. *Appl. Therm. Eng.*, 2007, vol. 27, no. 11-12, pp. 2122–2130. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.11.011>
- [12] Hill P.G., Zhang D. The effect of swirl and tumble on combustion in spark ignition engines. *Prog. Energy Combust. Sc.*, 1994, vol. 20, no. 5, pp. 373–429. DOI: [https://doi.org/10.1016/0360-1285\(94\)90010-8](https://doi.org/10.1016/0360-1285(94)90010-8)
- [13] Гайворонский А.И., Савченков Д.А. Обоснование выбора формы камеры сгорания газового двигателя транспортного назначения с учетом вихревого отношения дизельного прототипа. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2008, № 1, с. 25–37.
- [14] Lu Z., Wang T., Li X., et al. Parametric design of the tangential intake port in diesel engines. *Proc. Inst. Mech. Eng. D*, 2013, vol. 227, no. 3, pp. 409–421. DOI: <https://doi.org/10.1177/2F0954407012461118>
- [15] ANSYS FORTE 18.0 Theory Manual. ANSYS Inc., 2017.
- [16] Снегирёв А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений. СПб., Изд-во Политехн. ун-та, 2009.
- [17] Снегирёв А.Ю. Основы теории горения. СПб., Изд-во Политехн. ун-та, 2014.
- [18] Tan Z., Reitz R.D. An ignition and combustion model based on the level-set method for spark ignition engine multidimensional modeling. *Combust. Flame*, 2006, vol. 145, no. 1-2, pp. 1–15. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2005.12.007>

**Пацей Павел Сергеевич** — инженер Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, корп. 1).

**Галышев Юрий Витальевич** — д-р техн. наук, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, корп. 1).

**Зайцев Алексей Борисович** — канд. техн. наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, корп. 1).

**Шабанов Александр Юрьевич** — канд. техн. наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, корп. 1).

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Пацей П.С., Галышев Ю.В., Зайцев А.Б., и др. Влияние закрутки заряда на впуске на топливно-экономические и экологические показатели газопоршневого двигателя. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2020, № 6, с. 131–146. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2020-6-131-146>

**INFLUENCE OF INLET CHARGE SWIRL  
ON FUEL-ECONOMIC AND ENVIRONMENTAL INDICATORS  
OF A GAS-PISTON ENGINE**

**P.S. Patsey**

**Yu.V. Galyshev**

**A.B. Zaytsev**

**A.Yu. Shabanov**

[patsey.pavel@gmail.com](mailto:patsey.pavel@gmail.com)

[galyshev57@yandex.ru](mailto:galyshev57@yandex.ru)

[abzaytsev@mail.ru](mailto:abzaytsev@mail.ru)

[aush2003@mail.ru](mailto:aush2003@mail.ru)

**Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,  
St. Petersburg, Russian Federation**

---

**Abstract**

The paper introduces the results of studying the influence of intake ports shape on turbulization and charge swirl in the combustion chamber, combustion rate, ecological and indicator values of the engine. The study was carried out using mathematical simulation of physicochemical processes occurring in the combustion chamber of a piston engine during gas fuel combustion. The turbulent flow of the mixture, spark ignition and combustion of gas fuel are simulated. To simulate the turbulent flow, the RNG ( $k$ - $\varepsilon$ )-model was used, to simulate the combustion of natural gas in the combus-

**Keywords**

*Spark ignition gas engine,  
charge swirling, numerical  
simulation of processes  
in internal combustion engines*

tion chamber a model based on the specific surface area of the flame, the so-called *G*-equation model, was used. When simulating spark ignition, the model of discrete particles of the ignition kernel DPIK (Discrete Particle Ignition Kernel) was applied. As a result of simulation, we found that replacing one inlet channel with a tangential channel allows creating a vortex motion and increasing the turbulence of the mixture in the combustion chamber. An increase in the kinetic energy of the mixture before the spark is applied leads to a decrease in the combustion time. The use of swirling the charge on inlet by replacing one filling channel with a tangential one can significantly improve the environmental performance of the engine while maintaining fuel and economic indicators. The ANSYS Forte program was used to simulate the physicochemical processes in the combustion chamber

Received 22.05.2020

Accepted 25.06.2020

© Author(s), 2020

## REFERENCES

- [1] Bulycheva Z.Yu., Semenikhin A.N., Sokolov M.G. Diesel and gas diesel: competition of equals. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 1992, no. 2, pp. 13–14 (in Russ.).
- [2] Gayvoronskiy A.I., Markov V.A., Ilatovskiy Yu.V. Ispol'zovanie prirodnogo gaza i drugih al'ternativnykh topliv v dizel'nykh dvigatelyakh [Use of natural gas and other alternative fuels in diesel engines]. Moscow, OOO "IRTs Gazprom" Publ., 2007.
- [3] Kavtaradze R.Z. Teplofizicheskie protsessy v dizelyakh, konvertirovannykh na prirodnyy gaz i vodorod [Thermophysical processes in diesel engines converted to natural gas and hydrogen]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2011.
- [4] Kavtaradze R.Z. Teoriya porshnevykh dvigateley. Spetsial'nye glavy [Theory of piston engines. Special chapters]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2016.
- [5] Patsey P.S., Galyshev Yu.V. Shaping the inlet channels of the head of an internal combustion engine. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPBPU. Estestvennye i inzhenernye nauki* [St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology], 2015, no. 4, pp. 14–21 (in Russ.).
- [6] Patsey P.S., Galyshev Yu.V. Investigation of the influence of charge swirling on the inlet on the gas piston engine parameters. *Izvestiya MAAO*, 2017, no. 35, pp. 93–99 (in Russ.).
- [7] Patsey P.S., Galyshev Yu.V. Gas engine performance as a function of geometry of combustion chamber and outlet ducts. *Dvigatelsestroenie*, 2018, no. 4, pp. 8–12 (in Russ.).
- [8] Patsey P.S., Galyshev Yu.V. Computational study of influence of inflow port channel design on spark-ignition natural gas engine parameters. *MATEC Web Conf.*, 2018, vol. 245, art. 09001. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824509001>

- [9] Johansson B., Olsson K. Combustion chambers for natural gas SI engines. Part 1: Fluid flow and combustion. *SAE Tech. Pap.*, 1995, no. 950469.  
DOI: <https://doi.org/10.4271/950469>
- [10] Olsson K., Johansson B. Combustion chambers for natural gas SI engines. Part 2: Combustion and emission. *SAE Tech. Pap.*, 1995, no. 950517.  
DOI: <https://doi.org/10.4271/950517>
- [11] Lee K., Bae C., Kang K. The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve SI engine. *Appl. Therm. Eng.*, 2007, vol. 27, no. 11-12, pp. 2122–2130. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.11.011>
- [12] Hill P.G., Zhang D. The effect of swirl and tumble on combustion in spark ignition engines. *Prog. Energy Combust. Sc.*, 1994, vol. 20, no. 5, pp. 373–429.  
DOI: [https://doi.org/10.1016/0360-1285\(94\)90010-8](https://doi.org/10.1016/0360-1285(94)90010-8)
- [13] Gayvoronskiy A.I., Savchenkov D.A. Rationale for choosing the shape of the combustion chamber of a gas engine for transportation purposes, taking into account the swirl ratio of diesel prototype. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2008, no. 1, pp. 25–37 (in Russ.).
- [14] Lu Z., Wang T., Li X., et al. Parametric design of the tangential intake port in diesel engines. *Proc. Inst. Mech. Eng. D*, 2013, vol. 227, no. 3, pp. 409–421.  
DOI: <https://doi.org/10.1177/2F0954407012461118>
- [15] ANSYS FORTE 18.0 Theory Manual. ANSYS Inc., 2017.
- [16] Snegirev A.Yu. Vysokoproizvoditel'nye vychisleniya v tekhnicheskoy fizike. Chislennoe modelirovanie turbulentnykh techeniy [High performance computations in technical physics. Numerical simulation of turbulent flows]. St. Petersburg, Polytechnic Univ. Publ., 2009.
- [17] Snegirev A.Yu. Osnovy teorii goreniya [Fundamentals of combustion theory]. St. Petersburg, Polytechnic Univ. Publ., 2014.
- [18] Tan Z., Reitz R.D. An ignition and combustion model based on the level-set method for spark ignition engine multidimensional modeling. *Combust. Flame*, 2006, vol. 145, no. 1-2, pp. 1–15. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2005.12.007>

**Patsey P.S.** — Engineer, Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Polytechnicheskaya ul. 29, korp. 1, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

**Galyshev Yu.V.** — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Polytechnicheskaya ul. 29, korp. 1, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

**Zaytsev A.B.** — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Polytechnicheskaya ul. 29, korp. 1, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

**Shabanov A.Yu.** — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Polytechnicheskaya ul. 29, korp. 1, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

**Please cite this article in English as:**

Patsey P.S., Galyshev Yu.V., Zaytsev A.B., et al. Influence of inlet charge swirl on fuel-economic and environmental indicators of a gas-piston engine. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2020, no. 6, pp. 131–146 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2020-6-131-146>

В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана

вышла в свет монография авторов

**А.Е. Бром, В.М. Картвелишвили,**

**И.Н. Омельченко**

**«Теория и практика  
моделирования динамики  
экономических систем  
в промышленности»**



Исследованы актуальные научные проблемы моделирования динамических процессов в экономических системах. Изложены основы моделирования динамики производственно-сбытовых и социально-психологических процессов взаимодействия экономических субъектов. Представлены разработанные авторами динамические модели, отражающие различные аспекты функционирования экономических систем в промышленности. Проанализированы прикладные аспекты использования инструментов системной динамики и агентного моделирования для исследования мультиагентного взаимодействия и проблем внедрения современных технологий цифрового производства.

**По вопросам приобретения обращайтесь:**

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

+7 (499) 263-60-45

[press@bmstu.ru](mailto:press@bmstu.ru)

<https://bmstu.press>