

УДК 621.43

**Расчётное определение вихревого числа среднеоборотного двигателя
путём моделирования процесса впуска**

Онищенко Д.О., Панкратов С.А., Ложкин Н.С.

Московский государственный университет им. Н.Э. Баумана

Рыжов В.А.

ОАО «Коломенский завод»

**Calculation of medium-speed engine swirl ratio by using the modeling of
intake**

Onishchenko D.O., Pankratov S.A., Lozhkin N.S.

Bauman Moscow State Technical University

Rizhov V.A.

PJSC "Kolomensky Zavod"

Исследуется проблема определения вихревого числа поршневого двигателя. Вихревое число используется для моделирования рабочего процесса двигателя и влияет на его эффективные и экологические параметры, а также на теплообмен в цилиндре. Выполнена верификация математической модели наполнения цилиндра путём сравнения с опубликованными экспериментальными данными по проливке впускного канала. Проведено моделирование процессов впуска и сжатия среднеоборотного двигателя на трёх режимах его работы по нагрузочной характеристике. Моделирование проводилось в трёхмерной нестационарной постановке методом контрольных объёмов в программном комплексе Fire. Показано изменение вихревого числа D_n по углу поворота коленчатого вала на режиме номинальной мощности. Определено его значение в момент закрытия впускных клапанов и в ВМТ, а также коэффициент наполнения на разных режимах работы по нагрузочной характеристике. Показано влияние вихревого числа на эффективные и экологические показатели среднеоборотного дизеля.

Ключевые слова: вихревое число, среднеоборотный двигатель, моделирование процесса впуска, CFD

The swirl ratio determining for piston engine is studied. Swirl ratio is used for engine workflow modeling and affects the effective and ecological parameters, also affects the heat exchange inside the cylinder. Mathematical model verification for cylinder filling is made by comparing with published experimental data for flow through an inlet port. The modeling of Intake and exhaust processes is made for medium-speed engine on three modes with load characteristic. Simulation made with three-dimensional unsteady formulation by finite volume method in Fire software. The swirl ration change in dependence on crank angle according to nominal mode is shown. It is determined in the moments of the intake valves closure and TDC, also volumetric coefficient is determined on different work modes with load characteristic. The influence of swirl ration on effective and ecological parameters of medium-speed diesel engine is shown.

Keywords: swirl ratio, medium-speed engine, modeling of intake, CFD

Введение

Для моделирования рабочего процесса как с использованием нульмерных моделей, так и путём трёхмерного моделирования сектора цилиндра необходимо, знать вихревое число двигателя. В дизеле вихревое движение воздуха влияет на форму струй топлива и, соответственно, на эффективные и экологические параметры. Кроме того, вихревое движение воздуха, при достижении определенных значений вихревого числа, может влиять на теплообмен в цилиндре в результате самоадиабатизации рабочего тела.

В дизелях, как правило, рассматривают горизонтальный воздушный вихрь (swirl). Интенсивность горизонтального вихря характеризуется вихревым числом D_n , которое определяется как отношение частоты вращения

горизонтального воздушного вихря n_B к частоте вращения коленчатого вала n [1]:

$$D_n = \frac{n_B}{n}.$$

Также вихревое число может быть определено через отношение тангенциальной скорости движения заряда c_u к аксиальной c_a [1]: $D_c = \frac{c_u}{c_a}$ и через крутящий момент двигателя M_e : $D_M = \frac{M_e R \rho}{\dot{m}^2}$, где R — радиус цилиндра, ρ — плотность и \dot{m} — массовый расход продувочного воздуха.

Для экспериментального определения вихревого числа, как правило, применяют статическую изотермическую продувки на холодных физических моделях; интенсивность вихревого движения измеряется крыльчатым анемометром или выпрямителем воздушного потока [1].

Для расчётного получения вихревого числа можно использовать моделирование статической продувки крышки цилиндра [2, 3], либо моделирование процессов впуска и сжатия с движением поршня и клапанов. Второй способ отличается большей трудоёмкостью, однако больше соответствует процессам, протекающим в двигателе.

В данной работе проводится нестационарное неизотермическое моделирование процесса впуска и сжатия в среднеоборотном двигателе ЧН26,5/31 на режимах номинальной мощности (частота вращения коленчатого вала 1000 мин^{-1} , цилиндровая мощность 334 кВт), а также 50% и 0% нагрузки. Данный двигатель производства ОАО «Коломенский завод» является прототипом семейства перспективных среднеоборотных дизелей и газовых двигателей [4, 5].

Для моделирования использовался программный комплекс Fire австрийской фирмы AVL List GmbH [3] в котором уравнения газовой динамики (в данном случае уравнение сохранения количества движения, уравнение сохранения энергии и уравнение неразрывности) решаются методом контрольных объёмов.

Верификация математической модели продувки впускного канала

Для верификации математической модели процесса впуска использовались экспериментальные данные, полученные А. Chen, К.С. Lee, М. Yianneskis (Centre for Heat Transfer and Fluid Flow Measurement, Department of Mechanical Engineering, King's College London) и G. Ganti (Ford Motor Company Limited, Research and Engineering Centre) [6]. В данном эксперименте проводилось измерение полей скорости методом лазерной доплеровской анемометрии (LDA) при стационарной проливке модели впускного канала двигателя с диаметром цилиндра $D = 93.65$ мм (рис. 1), высота подъёма клапана составляла 6 мм.

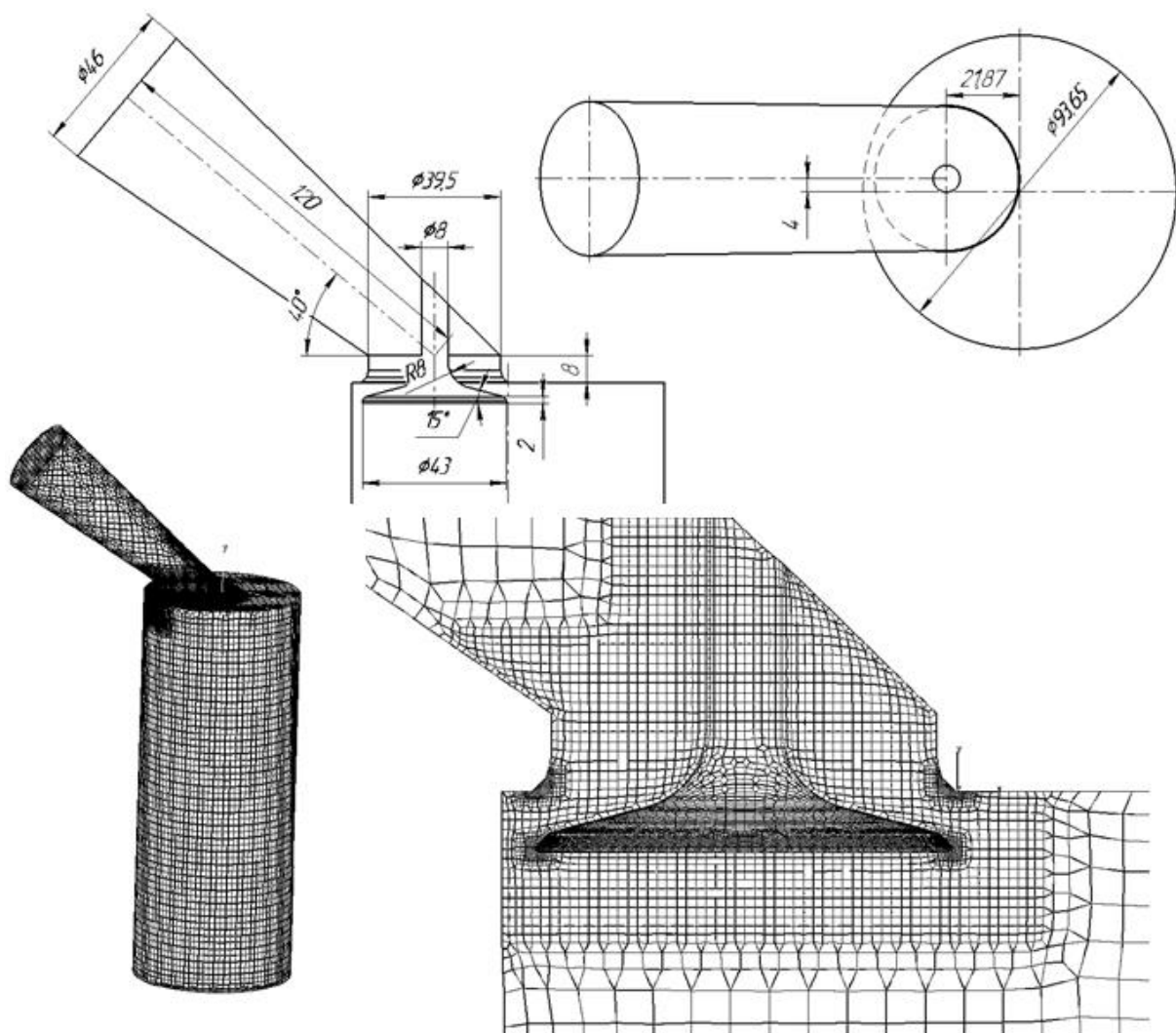


Рис. 1. Основные размеры канала и контрольнообъемная сетка

Все детали были выполнены из прозрачного акрилового пластика. Так как для LDA важно равенство показателей преломления деталей и жидкости, проливка осуществлялась смесью скипидара и тетралина, показатель преломления которой равен индексу преломления пластика при 25°C. Плотность и кинематическая вязкость смеси 894 кг·м⁻³ и 1.71·10⁻⁶ м²·с⁻¹, соответственно. Массовый расход 1.379 кг/с.

Расчётная контрольнообъёмная сетка (рис. 1) состоит из 335 тыс. ячеек (преимущественно кубических) размером от 0.25 до 4 мм. Длина цилиндра взята равной 2.5D.

Проводился расчёт методом контрольных объёмов с использованием модели турбулентности $k-\zeta-f$, гибридных пристеночных функций и стандартной модели теплообмена в пристеночном слое. Решалась нестационарная изотермическая задача с шагом по времени 10 мс. Результаты расчёта и сравнение с экспериментом приведены на рис. 2. На рис. 2а разными цветами показаны значения в разные моменты времени (с интервалом 0.25 с). Из рисунка видно хорошее соответствие расчёта и эксперимента.

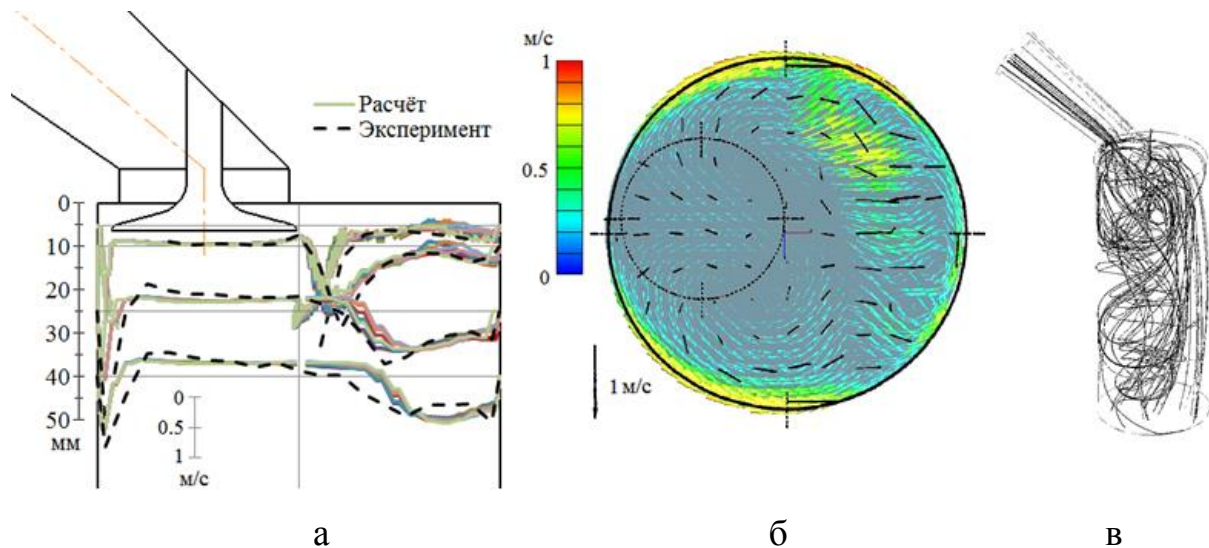


Рис. 2. Результаты моделирования статической проливки: а — сравнение расчётных и экспериментальных значений осевой компоненты скорости в плоскости, проходящей через ось клапана (на расстоянии 5, 10, 25 и 40 мм от крышки цилиндра); б — вектора скорости (черными стрелками показаны); в — 3D-визуализация течения.

ны экспериментальные данные); в — линии тока

Расчёт процесса впуска дизеля 1ЧН26,5/31

Для расчёта впуска использовалась геометрия камеры сгорания с впускными и выпускными каналами. Расчёт проводился, начиная с открытия впускных клапанов (20 градусов до НМТ). Для построения расчётной сетки использовался инструмент FAME Engine Plus [3]. Максимальный размер ячейки составляет 4–8 мм в зависимости от угла поворота коленчатого вала; также используется измельчение сетки на поверхностях, в районах со сложной геометрией и вблизи седел клапанов (рис. 3). Число контрольных объёмов (КО) составляет от 143 тыс. до 1.92 млн. в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Контрольные объёмы преимущественно кубические (призматические и другие ячейки используются для связи кубических ячеек разных размеров).

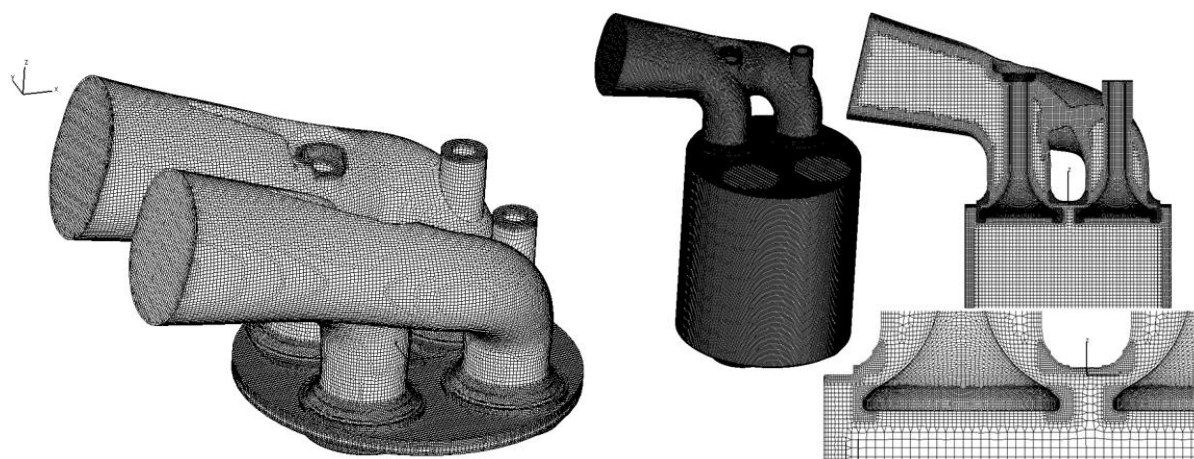


Рис. 3. Контрольнообъёмная сетка: слева — 10 градусов после ВМТ (621 тыс. КО); справа — 40 градусов до НМТ (1.86 млн. КО)

Расчёт проводился с шагом по углу поворота коленчатого вала 0.5 градуса. Использовалась модель турбулентности k - ζ - f , гибридные пристеночные функции и стандартная модель теплообмена в пристеночном слое.

На входе задано полное давление и температура воздуха (таблица 1), а также параметры турбулентности: кинетическая энергия турбулентности $k = 5 \text{ м}^2/\text{с}^2$ и масштаб турбулентных пульсаций $l = 0.01 \text{ м}$. На выходе задано полное давление (таблица 1). На остальных поверхностях задавались тем-

пературы и условия прилипания. Граничные условия не меняются по углу поворота коленчатого вала. В качестве начальных условий заданы давление, температура и параметры турбулентности. Начальные и граничные условия получены по экспериментальным данным, полученным на экспериментальном одноцилиндровом дизеле 1ЧН26,5/31 [4, 5], а также по результатам нульмерного моделирования рабочего процесса в программном комплексе Дизель-РК [7]. Частота вращения коленчатого вала на всех режимах задавалась 1000 мин^{-1} .

Таблица 1

Граничные условия на входе и выходе воздуха на разных режимах работы двигателя

Нагрузка, %	Вход		Выход
	Давление, бар	Температура, К	Давление, бар
100 (режим номинальной мощности)	3.7471	336	3.1293
50	2.0751	328	1.7319
0 (холостой ход)	1.01	320	1.08

В качестве критериев сходимости заданы невязки по давлению и количеству движения $5 \cdot 10^{-3}$, максимальное число итераций: 60.

В результате расчёта получены поля температур давлений и скоростей. Линии тока для разных углов поворота коленчатого вала представлены на рис. 4. Изменение вихревого числа в зависимости от угла поворота коленчатого вала представлено на рис. 5. Результаты расчётов вихревого числа в момент закрытия впускных клапанов (30 градусов после НМТ) и в ВМТ, а также коэффициента наполнения для разных значений нагрузки представлены в таблице 2.

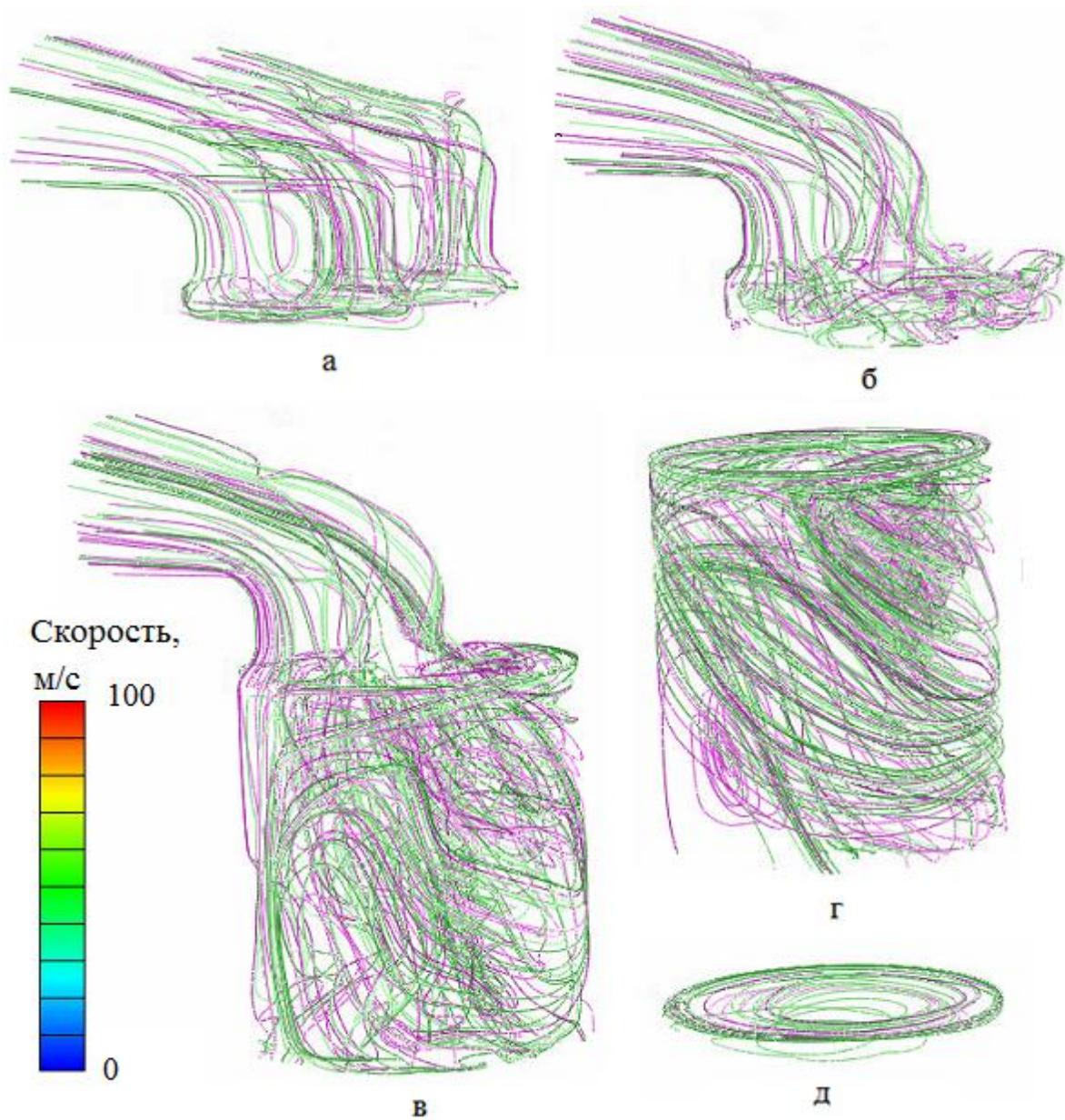


Рис. 4. Линии тока при разных углах поворота коленчатого вала: а) 10 до ВМТ (открыты впускные и выпускные клапаны), б) 30 после ВМТ (открыты впускные клапаны), в) 40 до НМТ (открыты впускные клапаны), г) 30 после НМТ (закрыты впускные и выпускные клапаны), д) ВМТ

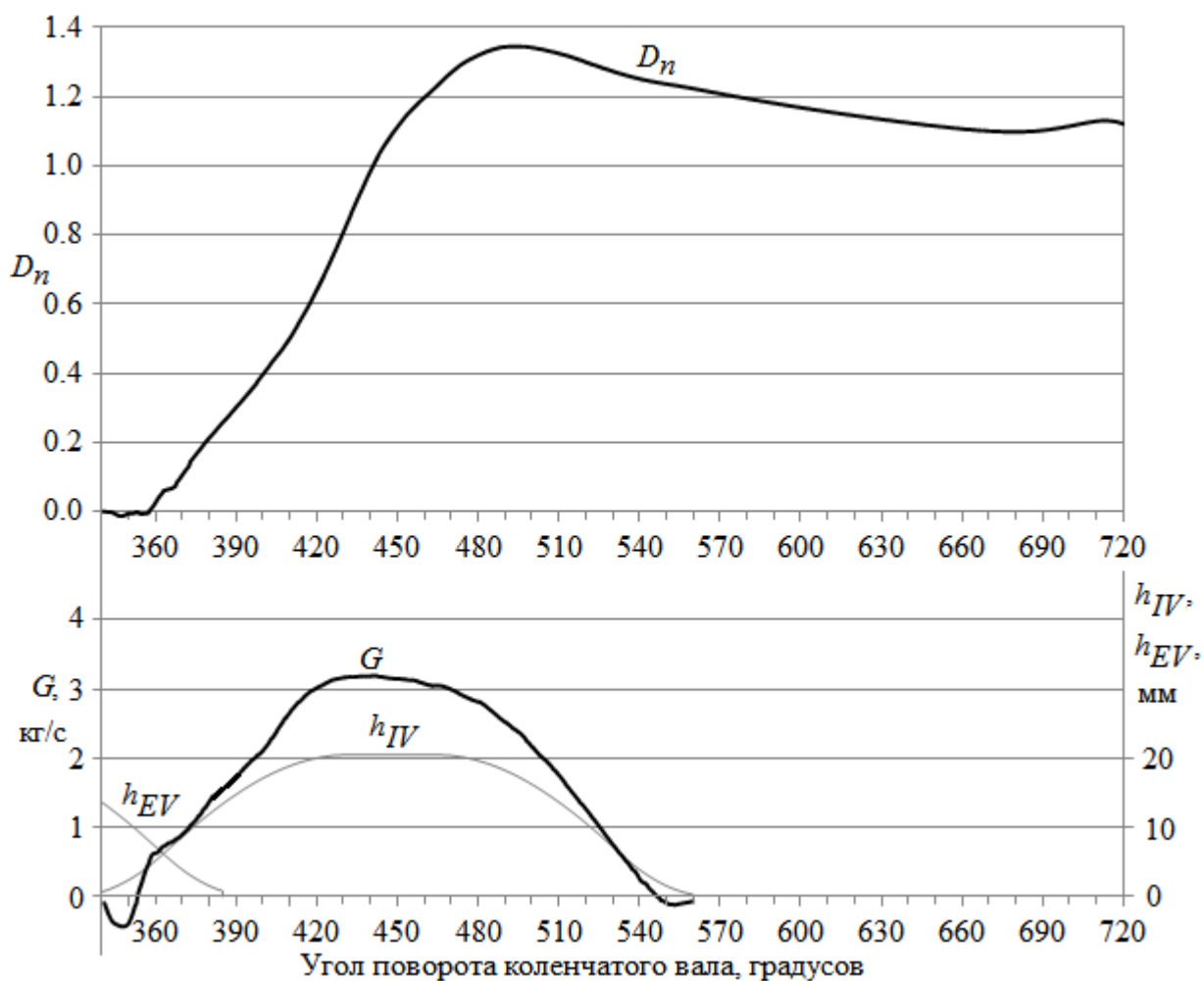


Рис. 5. Вихревое число (D_n), высота подъёма клапанов(h_{EV} , h_{IV}) и расход воздуха (G) на режиме номинальной мощности.

Таблица 2

Результаты расчёта вихревого числа и коэффициента наполнения

Нагрузка, %	Вихревое число		Коэффициент наполнения
	30 градусов после НМТ	ВМТ	
100 (режим номинальной мощности)	1.209	1.121	0.957
50	1.206	1.113	0.956
0 (холостой ход)	1.124	1.031	0.912

Из рис. 4 видно, что движение воздуха в цилиндре во время впуска и в начале сжатия сильно отличается от квазитвёрдого. Ближе к ВМТ оно стабилизируется, однако не является полностью квазитвёрдым. Отличие

движения воздуха в цилиндре двигателя от квазитвёрдого говорит о том, что моделирование рабочего процесса как с помощью нульмерных моделей, так и с помощью трёхмерных моделей без расчёта впуска (обычно моделируется сектор цилиндра), может приводить к неправильному определению локальных параметров рабочего тела и, соответственно, выбросам вредных веществ. Подобного недостатка лишено трёхмерное моделирование рабочего процесса с расчётом процесса впуска.

Из таблицы 1 видно, что вихревое число и коэффициент наполнения практически одинаковы на режимах 100 и 50% нагрузки и снижаются на режиме холостого хода.

Влияние вихревого числа на эффективные и экологические параметры дизеля

Для определения влияния вихревого числа в момент закрытия впускных клапанов на экологические и эффективные показатели дизеля было проведено моделирование рабочего процесса в программном комплексе Fire. При этом моделировался сектор камеры сгорания, соответствующий одному отверстию распылителя. Для моделирования сгорания использовалась трёхзонная расширенная модель когерентного пламени, для моделирования образования оксидов азота – расширенный механизм Зельдовича. Результаты расчёта приведены на рис. 6.

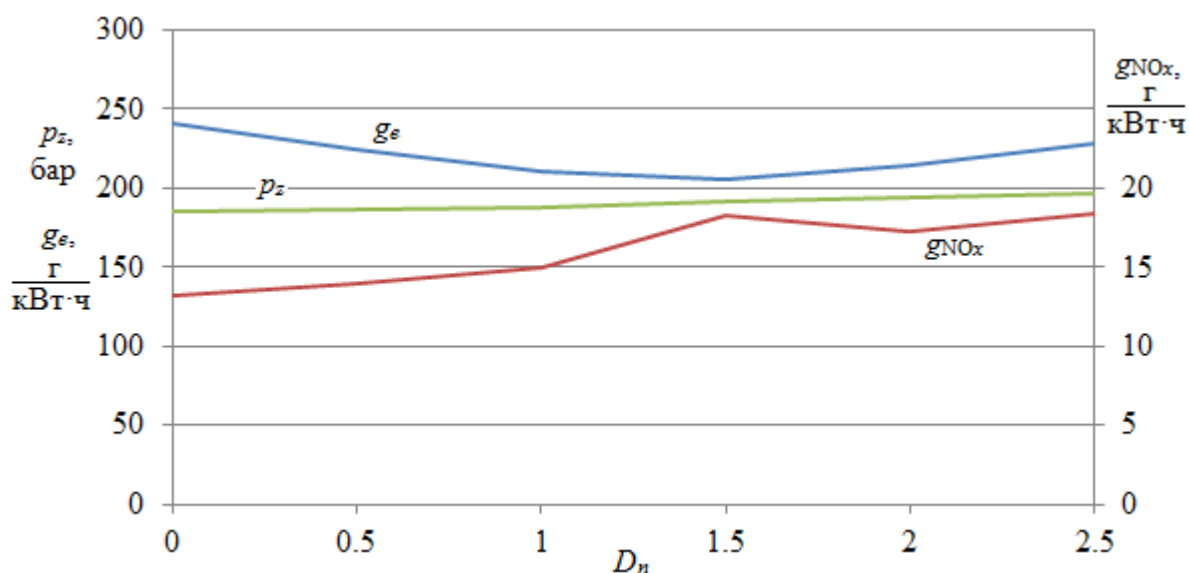


Рис. 6. Влияние вихревого числа в момент закрытия впускных клапанов на удельный эффективный расход топлива (g_e), максимальное давление в цилиндре (p_z) и удельные выбросы оксидов азота (g_{NO_x}) на режиме номинальной мощности дизеля ЧН26,5/31.

Из рисунка видно, что с увеличением вихревого числа увеличиваются удельные выбросы оксидов азота и максимальное давление в цилиндре. Также существует оптимально значение вихревого числа с точки зрения минимизации расхода топлива.

Выводы

Выполнена верификация математической модели наполнения цилиндра путём сравнения расчетных и экспериментальных (по опубликованным данным) полей скоростей при проливке впускного канала. Показано хорошее соответствие расчёта и эксперимента.

Проведено моделирование процессов впуска и сжатия среднеоборотного двигателя ЧН26,5/31 для получения вихревого числа и коэффициента наполнения. Показано изменение вихревого числа по углу поворота коленчатого вала: возрастание на такте впуске и затухание в конце такта впуска, на такте сжатия.

Показано, что течение в цилиндре двигателя отличается от квазитвёрдого, что говорит о том, что применение нульмерных моделей и

трёхмерных моделей без расчёта процесса впуска может привести к неправильному определению локальных параметров в цилиндре и концентрации вредных веществ. Подобного недостатка лишены трёхмерные модели с расчётом процесса впуска.

Получены значения вихревого числа и коэффициента наполнения на разных режимах работы двигателя по нагрузочной характеристике. Вихревое число и коэффициент наполнения практически одинаковы на режимах 100 и 50% нагрузки и снижаются на режиме холостого хода.

Показано влияние вихревого числа на расход топлива, удельные выбросы оксидов азота и максимальное давление в цилиндре.

Литература:

[1] Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2008. 720 с.

[2] Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А. Влияние формы впускных каналов на эффективные и экологические показатели среднеоборотного дизеля // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2015. № 6. С. 59–73.

[3] FIRE. Users Manual Version 2013. AVL List GmbH Graz, Austria, 2013. (License Agreement for Use of the Simulation Software AVL FIRE between Moscow State Technical Univ. n.a. N.E. Bauman and AVL List GmbH, 2016).

[4] Рыжов В.А., Калиниченко В.В. Патент на полезную модель №136859 Одноцилиндровая установка для исследования рабочего процесса дизельного двигателя/ 29.12.2012. Опубликовано Б.И. №2; 20.01.2014.

[5] Онищенко Д.О., Панкратов С.А., Рыжов В.А. Трёхмерное моделирование рабочего процесса дизеля и его применение для оптимизации формы камеры сгорания среднеоборотного дизеля// Тепловые процессы в технике. 2016. Т. 8. № 6. С. 264-271.

[6] Chen A., Lee K.C., Yianneskis M., Ganti G. Velocity characteristics of steady flow through a straight generic inlet port // International journal for numerical methods in fluids, Vol. 21, pp. 571-590, 1995.

[7] Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-ПК. URL: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php> (дата обращения 9 декабря 2016).