

## ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВПУСКНЫХ КАНАЛОВ

*В.В. Эфрос, д.т.н., проф., Б.Ю. Голев, асп.;  
Владимирский государственный университет*

Математическая модель аэродинамической установки позволяет проводить численные исследования впускных каналов головок цилиндров, в ходе которых определяются газодинамические показатели воздушного заряда и проводится качественный анализ течения газа. Методика проведения численных исследований впускных каналов включает в себя выбор модели движения воздушного заряда, шага интегрирования, граничных условий, количества расчетных ячеек, локального измельчения расчетной сетки, а также критерий остановки расчета.

Определение газодинамических показателей впускных каналов (ВК) является сложной и пока нерешенной путем расчета задачей. Поэтому для исследования ВК применяется статическая продувка на аэродинамических установках, позволяющая оценить расход газа через канал, а также интенсивность вращательного движения воздушного заряда в цилиндре. Данные, полученные в ходе статической продувки, дают возможность по общепринятым методикам рассчитывать интегральные показатели, характеризующие процесс впуска: коэффициент трансформации  $T$ ; вихревое отношение  $\Omega$ ; циркуляция скорости  $\Gamma_{\text{ср}}$  и сопротивление  $\xi$ .

Предложен способ определения показателей впускного канала, основанный на использовании программного комплекса FlowVision, предназначенного для моделирования трехмерных течений жидкости и газа в технических и природных объектах. Различные визуализации структуры потока, применяемые в FlowVision, позволяют эффективно выполнять качественный анализ течения газа, определяя зоны неблагоприятного течения во ВК, клапанной щели, а также в цилиндре. Характерные режимы исследования выбирались в соответствии с методикой статической продувки, отработанной для определения интегральных показателей ВК.

Задача численного исследования разбивается на три этапа:

➤ создание с помощью автоматизированного проектирования (САД) элементов аэродинами-

ческой установки (цилиндр, ВК, клапан, седло втулка, спрямляющее колесо) и передача геометрических параметров проточной части во FlowVision;

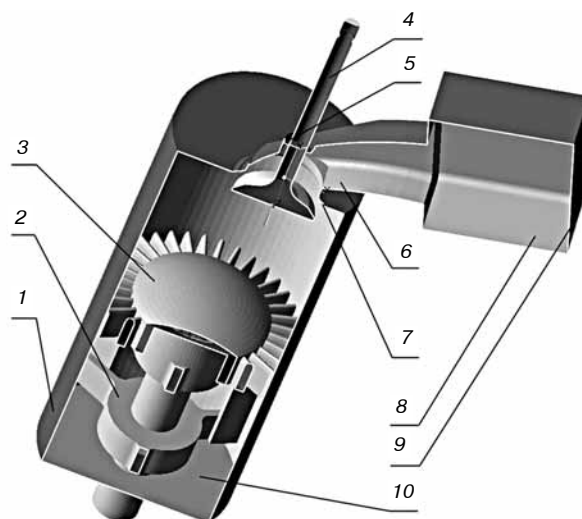
➤ создание методики проведения численных исследований для автоматизированного моделирования (САЕ);

➤ проведение исследований и анализ результатов\*.

На первом этапе была создана пространственная модель аэродинамической установки (рис. 1).

На входе во ВК расположен дополнительный объем, чтобы входное граничное условие (давление) было достаточно удалено и не вносило изменений в структуру потока во ВК за счет искажения течения газа.

При описании движения воздушного заряда во ВК используется модель несжимаемой жидкости (вязкое течение при малых изменениях плотности, больших числах Рейнольдса ( $Re \geq 10^4$ ), малых числах Маха ( $M \leq 0,3$ )), и двухпараметрическая  $k-\epsilon$  модель турбулентности [1]. Данные модели описываются уравнениями Навье–Стокса (1), турбулентной энергии (2) и уравнениями, определяющими турбулентную скорость и масштаб длины турбулентности (3):



**Рис. 1. Пространственная модель аэродинамической установки:**

1 — цилиндр; 2 — основание спрямляющего колеса; 3 — спрямляющее колесо; 4 — клапан; 5 — направляющая втулка; 6 — впускной канал; 7 — седло; 8 — дополнительный объем; 9 — поверхность задания граничного условия «вход»; 10 — поверхность задания граничного условия «выход»

\* Авторы благодарят к.т.н. Драгомирова М.С. за помощь в проведении численных исследований.

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \nabla(V \otimes V) = -\frac{\nabla p}{\rho} + \frac{1}{\rho} \nabla \left[ \left( \mu + \mu_t \right) \left( \nabla V + (\nabla V)^T \right) \right] + S, \quad (1)$$

где  $S = \left( 1 - \frac{\rho_{hyd}}{\rho} \right) g + B + \frac{R}{\rho}; \nabla V = 0;$

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \nabla(Vh) = \frac{1}{\rho} \nabla \left[ \left( \frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \nabla h \right] + \frac{Q}{\rho}; \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho V k) &= \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + \\ &+ \mu_t G - \rho \epsilon; \\ \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho V \epsilon) &= \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \\ &+ C_1 \frac{\epsilon}{k} \mu_t G - C_2 f_1 \rho \frac{\epsilon^2}{k}; \end{aligned} \quad (3)$$

$$G = D_{ij} \frac{\partial V_i}{\partial k_j};$$

$$D_{ij} = S_{ij} - \frac{2}{3} \left( \nabla V + \frac{\rho k}{\mu_t} \right) S_{ij};$$

$$S_{ij} = \frac{\partial V_i}{\partial k_j} + \frac{\partial V_j}{\partial k_i},$$

где  $V$  — вектор скорости;  $p$  — давление;  $\rho$  — плотность;  $\mu$  — турбулентная вязкость;  $\mu_t$  — турбулентная динамическая вязкость;  $Pr_t$  — турбулентное число Прандтля;  $\rho_{hyd}$  — гидростатическое давление;  $C_p$  — удельная теплоемкость;  $h$  — энтальпия;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности;  $Q$  — источник тепла анизотропного фильтра сопротивления;  $B$  — сила вращения Кориолиса,  $R$  — сила изотропного фильтра сопротивления;  $k$  — турбулентная энергия;  $\epsilon$  — скорость диссипации турбулентной энергии;  $S_{ij}$  — удвоенный тензор скоростей деформации.

Таблица 1

**Граничные условия**

Расчетные величины	На входе*	На выходе*	На стенке расчетной области
Полное давление $p$ , Па	6000	$dp/dn=0, p=0$	—
Температура $T$ , °C	16	$dT/dn=0$	16
Кинетическая энергия турбулентных пульсаций $k$ , $m^2/c^2$	0	$dk/dn=0$	0
Скорость диссипации турбулентной энергии $\epsilon$ , $m^2/c^3$	0	$d\epsilon/dn=0$	0

\* Указанные области приведены на рис. 1, поз. 9, 10.

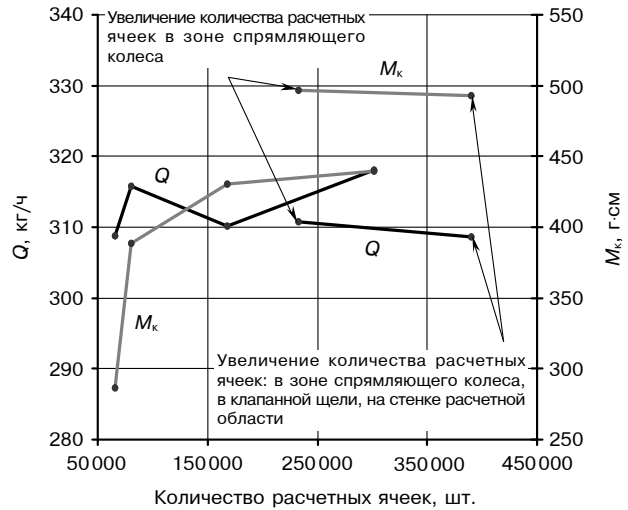


Рис. 2. Влияние количества расчетных ячеек на определяемые показатели

Таблица 2

**Шероховатость элементов модели**

Поверхность	Класс шероховатости	Шероховатость, Rz, мкм
Впускной канал	5	20
Клапан, седло, направляющая втулка	9	1,6
Стенка цилиндра	10	0,8
Лопатки спрямляющего колеса	6	10

Значения параметров  $k$ – $\epsilon$  модели турбулентности равны:  $\sigma_k = 1, \sigma_\epsilon = 1,3, C_\mu = 0,09, C_1 = 1,44, C_2 = 1,92$ .

Для решения уравнений (1)–(3) применяется метод конечных объемов. Интегрирование производится с шагом по времени  $t$ , значение которого определяется из условий устойчивости вычислительного алгоритма. Граничные условия для расчетных величин приведены в табл. 1.

При расчете был принят логарифмический закон изменения скорости в пристеночном слое (рис. 2). Шероховатость всех элементов системы представлена в табл. 2.

Интенсивность вращательного движения воздушного заряда в цилиндре оценивается моментом  $M_k$ , возникающим при воздействии тангенциальной составляющей скорости потока на лопатки спрямляющего колеса. Изучено влияние на результат расчета увеличения количества расчетных ячеек. Момент на спрямляющем колесе более чувствителен к изменению расчетной сетки, чем расход газа (рис. 2). Увеличение количества расчетных ячеек в зоне спрямляющего колеса также позволяет повысить точность решения математической задачи по моменту до 7%, сохраняя точность определения расхода газа  $Q$  неизменной.

Точность численного решения существенно зависит от направления движения потока жидкости относительно расчетной сетки. Искажения решения проявляются при диагональном потоке жидкости относительно ячеек сетки, особенно при моделировании вращательного движения. Для учета диагонального течения применялась «скошенная» расчетная сетка, имеющая второй порядок аппроксимации по временной и пространственным переменным и позволяющая получить неосциллирующее решение в областях больших градиентов гидродинамических параметров потока.

В процессе расчета производится локальное увеличение количества расчетных ячеек по принципу: на первом уровне ячейка делится на 8 частей; на втором — на 64 части. В результате проведения серии расчетов была выбрана базовая расчетная сетка (85 000 ячеек) с размером ячеек 2,5×2,5×2,5 мм, а также применено локальное увеличение количества расчетных ячеек первого уровня в зоне спрямляющего колеса (рис. 3). Суммарное количество ячеек в этом случае составило 230 000. В клапанной щели, а также на стенке расчетной области, увеличение количества расчетных ячеек не проводилось, так как необходимое для этого значительное увеличение расчетного времени не приводит к существенному влиянию на вычисляемые параметры. В качестве критерия, по которому определялась сходимость решения, использовался момент начала стабилизации определяемых показателей в заданном интервале. В задаче применялся относительный размах  $\delta$  контролируемой величины в анализируемом интервале

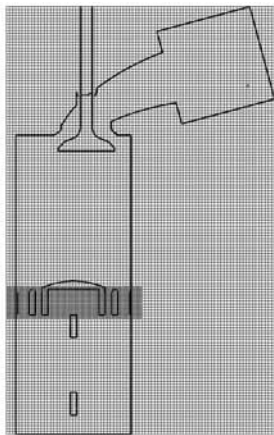


Рис. 3. Расчетная сетка

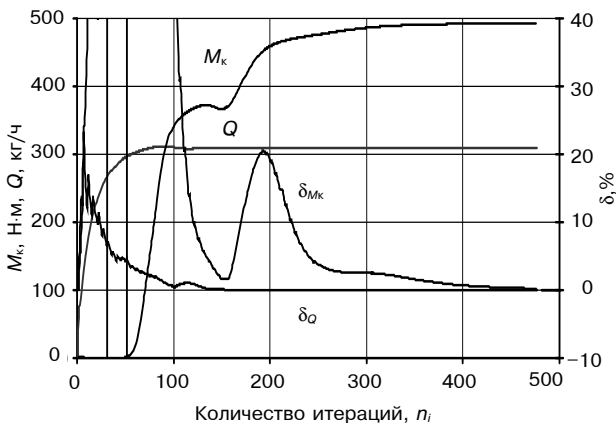


Рис. 4. Изменение вычисляемых параметров в процессе расчета

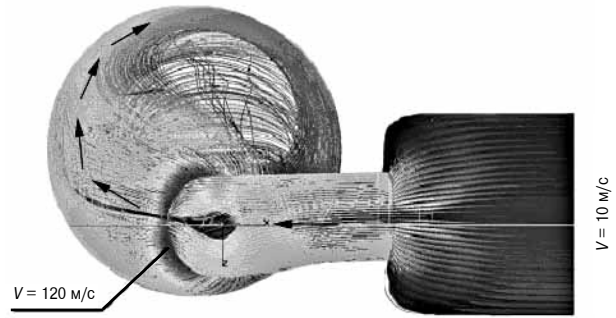


Рис. 5. Схема вращательного движения воздушного заряда в цилиндре дизеля Ч10,5/12

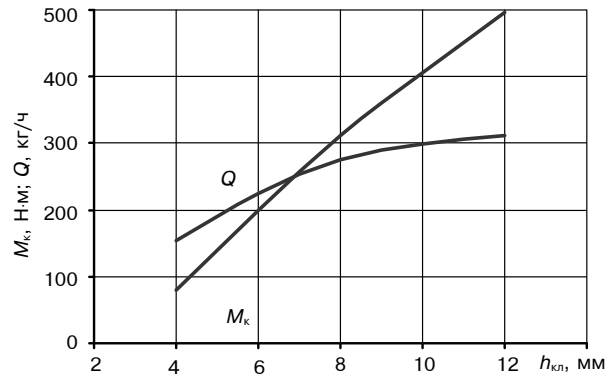


Рис. 6. Изменение  $Q$  и  $M_k$  в процессе подъема ВК

$$\delta = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{\bar{x}} \cdot 100\%,$$

где  $x_{\max}$ ,  $x_{\min}$ ,  $\bar{x}$  — соответственно максимальное, минимальное и среднеарифметическое значения контролируемой величины.

В анализируемом интервале, соответствующем 10 итерациям, при достижении  $0 < \delta < 0,5$  расчет останавливается. Изменение вычисляемых параметров в процессе расчета представлено на рис. 4. Из графика следует, что величина расхода газа достигает требуемого значения уже на 130 итерации, а момента на 450, т. е. в этом случае для развития вращательного движения необходимо большее время.

Схема вращательного движения воздушного заряда в цилиндре дизеля Ч10,5/12 при максимальном подъеме ВК ( $h = 12$  мм) показана на рис. 5. Несмотря на то что в зоне клапанной щели  $M \geq 3$ , модель несжимаемой жидкости пригодна к описанию движения воздушного заряда в указанной зоне, так как ее размеры малы и использование такой модели существенного влияния на результат расчета не оказывает.

Изменение  $Q$  и  $M_k$  при различных подъемах клапана приведено на рис. 6. Из графика следует, что, несмотря на стабилизацию расхода воздуха при подъемах более 10 мм, момент продолжает возрастать.

Данное явление связано с перераспределением структуры потока, обусловленное изменением

направления действия суммарного вектора воздушного заряда, вышедшего из клапанной щели. В результате, в процессе подъема впускного клапана возрастает интенсивность воздействия вектора скорости на лопатки спрямляющего колеса с закономерным увеличением момента. Расход газа остается неизменным, поскольку проходное сечение горловины канала  $f_z$  становится меньше, чем площадь клапанной щели  $f_{кл}$  ( $f_z \leq f_{кл}$ ).

#### Выводы

1. Разработана методика проведения численных исследований впускных каналов, включающая в себя выбор модели движения воздушного заряда, шага интегрирования, граничных условий, ко-

личества расчетных ячеек, включая зоны их локального увеличения, а также критерий остановки расчета.

2. Создана математическая модель аэродинамической установки, позволяющая проводить численные исследования впускных каналов, в ходе которых определяются газодинамические показатели воздушного заряда и проводится качественный анализ течения газа.

#### Литература

1. Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В. и др. Компьютерное моделирование в инженерной графике. — СПб.: БХВ-Петербург, 2005. — С. 171.

2. Шлихтинг Г.Н. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. — С. 241–250.

## ИТОГИ ВЫСТАВКИ И КОНФЕРЕНЦИИ «НЕВА-2007»



В Санкт-Петербурге в выставочном комплексе ЛЕНЭКСПО с 22 по 27 сентября 2007 г. состоялась традиционная IX Международная морская выставка и конференция «Нева-2007». За всю историю ее проведения, начиная с 1991 г., выставка стала рекордной как по количеству участников и разнообразию представленных экспонатов, так и по количеству посетивших ее специалистов и делегаций фирм, работающих в областях судостроения, навигации, судоходства судоремонта, безопасности мореплавания, освоения шельфа, деятельности портов и строительства портовых сооружений. Общее количество Российских и иностранных участников составило 808 фирм и предприятий из 40 стран, из них 636 выступили с собственными экспозициями и 172 в составе объединенных стендов. Общая площадь выставки составила 10 719 кв. м.

Выставка «Нева-2007» проводилась под эгидой Морской Коллегии при Правительстве РФ и при поддержке Морского Совета при Правительстве Санкт-Петербурга, Союза Производителей Нефтегазового Оборудования, Союза Российских Судовладельцев, Ассоциации Морских Торговых Портов и других организаций.

Открывая выставку «Нева-2007», к ее участникам с приветствием обратился Министр Транспорта РФ И. Левитин. Он выразил уверенность, что работа выставки несомненно внесет существенный вклад в развитие морского транспорта России.

Во время работы выставки «Нева-2007» прошли несколько тематических конференций, в работе которых приняли участие около 350 специалистов и более 50 докладчиков.

В 2007 г. была значительно расширена экспозиция раздела выставки «Энергетические установки и пропульсивные системы», причем за счет участия не только отечественных, но и зарубежных фирм. В вы-

ставке приняли участие более 70 отечественных и зарубежных предприятий двигателестроения, в том числе ЗАО «Брянский машиностроительный завод», ОАО ХК «Коломенский завод», ОАО «Пензадизельмаш», входящие в ЗАО «Трансмашхолдинг», ОАО «Уральский дизель-моторный завод», ОАО ХК «Барнаултрансмаш», ОАО «Волгодизельаппарат», ОАО «Волжский дизель им. Маминых», ОАО РУМО, Caterpillar Marine Power System в составе структурного подразделения МАК (Германия), MAN Diesel (Германия), MTU (Германия), «Wartsila Corporation» (Финляндия), «Cummins Inc.» (США), «Volvo Penta Corporation» (Швеция), «Heinzmann GmbH & Co. KG» (Германия), «Mitsubishi Motors» в составе структурного подразделения «MHI Equipment Europe BV» (Голландия) «Baudouin» (Франция) и многие другие.

Увеличение количества экспозиций зарубежных фирм, к сожалению, отражает общую тенденцию приоритетного выбора судовладельцами двигателей зарубежных производителей для судовых энергетических установок.

В связи с этим особый интерес у специалистов, посетивших выставку, вызвала экспозиция ОАО РУМО («Русские моторы», Нижний Новгород), на которой был представлен натурный образец нового судового дизеля собственной разработки размерностью  $S/D = 22/28$ , цилиндровой мощностью 100–140 кВт при частоте вращения 750–1000 об/мин.

Интерес к продукции ОАО РУМО проявили не только Российские, но и зарубежные фирмы из Германии, Италии, Греции, Турции, Франции и др. Это позволяет надеяться, что активное участие в международных выставках способствует восстановлению престижа Российского двигателестроения и его позиций в развитии морского транспорта России.

Редакция журнала