

## ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПОТОКА ГАЗА ВО ВПУСКНОМ КАНАЛЕ ДВС

Шапошников Ю. А.

*ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова»*

В статье рассматривается численное моделирование течения газа во впускном канале ДВС, что позволит детально исследовать характеристики потока в любой его точке, а также определять величины гидродинамических потерь. Моделирование течений в канале основывается, главным образом, на решении осредненных, по Рейнольдсу, уравнений Навье – Стокса. Выполненные расчеты показали приемлемую точность и надежность предлагаемого метода.

Численное моделирование течений газа в проточных частях ДВС позволит детально исследовать характеристики потока в любой его точке, а также определять величины гидродинамических потерь, связанных с образованием пограничных слоев, возникновением отрывных зон и т. д. Кроме того, последовательно и целенаправленно видоизменяя форму канала, в процессе численного эксперимента можно найти такую его конфигурацию, которая в наибольшей степени будет отвечать предъявляемым требованиям.

С помощью численного моделирования можно найти решение задачи за сравнительно короткое время при невысокой и постоянно уменьшающейся стоимости расчетов. Очевидно, что численное моделирование течений газа не отменяет физический эксперимент и не должно ему противопоставляться.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, поток газов, впускной канал, численное моделирование.

## STUDY OF CHARACTERISTICS OF GAS FLOW IN INLET PIPE UNIT OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Shaposhnikov Jury A.

*Altai State Technical University named after I. I. Polzunov, Barnaul, Russia (656038, Barnaul, street Lenina, 46), e-mail: frris@mail.ru*

The paper describes a method for the calculation of 3D viscous incompressible flow through induction port in an internal combustion engine. The approach is based on numerical integration of the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. The paper also gives results of computational of flow through induction port in an internal combustion engine, showing that these results agree reasonable well with experimental data.

Numerical simulation of currents flowing gas ENGINES will examine in detail the parts characteristic flow at any point, as well as to determine the magnitude of hydrodynamic losses related to education, the emergence of vouchers in border zones, etc. In addition, consistently and purposefully redesigning the shape of the channel in the numerical experiment you can find such a configuration that will best meet the requirements.

Key words: internal combustion engine, the flow of gas, intake pipe, numerical simulation.

Эффективность работы ДВС существенно зависит от совершенства процессов, протекающих в их проточных частях и, прежде всего, от конструкции впускных и выпускных каналов. Совершенствование геометрии внутренних поверхностей впускных каналов ДВС позволяет добиться увеличения мощности и улучшить экологические показатели [2], что является актуальной задачей.

Численное моделирование течений газа в проточных частях ДВС позволит детально исследовать характеристики потока в любой его точке, а также определять величины гидродинамических потерь, связанных с образованием пограничных слоев, возникновением отрывных зон и т.д. Кроме того, последовательно и целенаправленно видоизменяя форму

канала в процессе численного эксперимента, можно найти такую его конфигурацию, которая в наибольшей степени будет отвечать предъявляемым требованиям.

С помощью численного моделирования можно найти решение задачи за сравнительно короткое время при невысокой и постоянно уменьшающейся стоимости расчетов. Очевидно, что численное моделирование течений газа не отменяет физический эксперимент и не должно ему противопоставляться. В конечном итоге лишь сопоставление результатов расчета с данными физического эксперимента свидетельствует об адекватности численного моделирования [1, 4].

Одним из важных аспектов численного моделирования является сравнение результатов вычислений с данными эксперимента. Совершенствование численных методов и исследование диапазона их применимости – актуальная задача, успешное решение которой может происходить только во взаимодействии с экспериментом. В ряде случаев численное моделирование способно заменить эксперимент, однако в большинстве случаев они дополняют друг друга.

Математическая модель в первую очередь должна быть достоверной, поэтому с целью возможности проверки адекватности, в дальнейшем рассматривается модель впускного тракта не реального двигателя, а испытательной установки. Для снижения вычислительных затрат поток моделируется как несжимаемый, процесс считается изотермическим.

Моделирование течений в каналах основывается главным образом на решении осредненных, по Рейнольдсу, уравнений Навье – Стокса. Метод осреднения, по Рейнольдсу, предполагает запись уравнений переноса осредненного по времени потока, со всеми предполагаемыми масштабами турбулентности. Такой подход значительно уменьшает вычислительные ресурсы, необходимые для решения численной задачи. В том случае, если осредненный поток является стационарным, то основные уравнения не содержат производных по времени, и установившееся решение получается более экономичным [1].

Одной из существенных особенностей уравнений Навье – Стокса является их пространственно-эллиптический характер, обусловленный влиянием вязкости во всем поле течения. В связи с этим для решения этих уравнений необходимо использовать типичные для эллиптических уравнений методы решения [1].

Уравнения Навье – Стокса, осредненные, по Рейнольдсу, для несжимаемого газа при статической температуре имеют вид [3]:

– уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

– уравнения движения для трех проекций:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\tau}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}), \quad (2)$$

где  $\bar{\tau}_{ij}$  вычисляется по формуле:

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

– уравнение энергии для статической температуры:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p \bar{T}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho c_p \bar{T} \bar{u}_j) = \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \\ + \overline{u'_j \frac{\partial p'}{\partial x_j}} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho c_p \overline{T' u'_j} \right) + \Phi \end{aligned} \quad (4)$$

где диссипативная функция  $\Phi$  выражается как:

$$\Phi = \overline{\tau_{ij} \frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} \quad (5)$$

В представленных уравнениях:  $\rho$  – плотность;  $p$  – давление;  $u$  – компоненты вектора скорости;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости;  $c_p$  – удельная теплоемкость при постоянном давлении;  $T$  – температура;  $k$  – коэффициент теплопроводности.

Для замыкания предлагается использовать модель турбулентности RNG  $k$ - $\varepsilon$ . Модель RNG  $k$ - $\varepsilon$  была разработана на основе строгих статистических методов (Renormalization Group Theory), она аналогична стандартной  $k$ - $\varepsilon$  модели, но имеет ряд существенных отличий:

– дополнительное условие в уравнении скорости турбулентной диссипации  $\varepsilon$  улучшает точность решения высоконапряженных потоков;

– дополнительный параметр, учитывающий циркуляцию турбулентности, улучшает точность расчета течений с закруткой потока, что особенно актуально для впускного канала;

– RNG-теория предлагает аналитическую формулу турбулентных чисел Прандтля, в то время как в стандартной  $k$ - $\varepsilon$  модели данный параметр является константой.

Указанные особенности делают RNG  $k$ - $\varepsilon$  модель более точной и надежной для широкого диапазона турбулентных течений, чем в случае со стандартной  $k$ - $\varepsilon$  моделью.

Турбулентная кинетическая энергия  $k$  и скорость диссипации  $\varepsilon$  представлены следующими уравнениями переноса:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = & C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \end{aligned} \quad (7)$$

Константы в уравнениях (6) – (7) имеют следующие значения:

$$C_{\varepsilon 1} = 1,44; \quad C_{\varepsilon 2} = 1,92; \quad C_\mu = 0,09; \quad \sigma_k = 1,0; \quad \sigma_\varepsilon = 1,3$$

Для дискретизации исходных дифференциальных уравнений используется метод конечных объемов (МКО), согласно которому значения физических параметров задаются в центрах расчетных ячеек, а уравнения сохранения записываются в интегральной форме для каждой ячейки. Основным достоинством этого подхода является сохранение консервативности дискретизированных уравнений. Дискретизация проводится по противопоточной схеме первого порядка (UD) [4].

Решение системы алгебраических уравнений, полученных в результате дискретизации исходной системы, производилось с использованием алгоритма SIMPLE [5, 6].

Проведена серия расчетов трехмерного течения во впускном канале при различных высотах поднятия впускного клапана.

Исходные данные задавались в соответствии с экспериментальной методикой исследования потока во впускном канале (см. таблицу 1).

Получены следующие результаты:

1) построены картины течения газа во внутренней полости впускного канала и на выходе из него;

2) рассчитаны основные характеристики потока (распределение давления, скорости, турбулентности и т.д.).

Таблица 1. Исходные данные

Высота	Расход	Давление
--------	--------	----------

поднятия клапана, Н, мм	воздуха, Q, кг/с	на входе Рвх, Па
2	0,0431	18114,3255
4	0,0847	24837,2270
6	0,1139	21512,7520
8	0,1414	18719,1770
10	0,1633	21723,8405
12	0,1711	16209,1840

Проводилось сравнение расчетного перепада давления в канале со значениями, полученными на реальной установке (см. таблицу 2 и рисунок 1).

Погрешность рассчитывалась по формуле (8).

$$\Delta P^* = \frac{|\Delta P_{\text{эсп}} - \Delta P_{\text{расч}}|}{|\Delta P_{\text{эсп}}|} \quad (8)$$

Таблица 2. Результаты расчетов

Давление на выходе, Рвых, Па	Перепад давления эсп., $\Delta P_{\text{эсп}}$ , Па	Перепад давления расч., $\Delta P_{\text{расч}}$ , Па	Погреш- ность, $\Delta P^*$
7010,70	10297,03	11103,62	7,83 %
13435,48	10002,83	11401,74	13,99 %
11446,87	9120,23	10065,87	10,37 %
8578,60	9806,70	10140,57	3,40 %

11842,09	10885,43	9881,74	9,22 %
7344,35	10198,96	8864,83	13,08 %

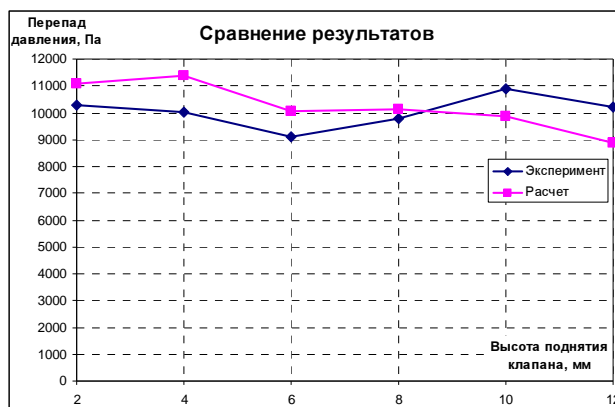


Рисунок 1. Сравнение экспериментальных и расчетных результатов

Выполненные расчеты показали приемлемую точность и надежность предлагаемого метода. Приведенные в настоящей статье результаты расчета хорошо согласуются с экспериментальными данными.

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что рациональное сочетание расчета и эксперимента позволяет расширить границы исследований, уменьшить объем экспериментов и значительно ускорить доводочные работы по созданию и совершенствованию перспективных двигателей внутреннего сгорания.

### Список литературы

1. Вабищевич, П. Н. Численные методы решения нестационарных уравнений Навье – Стокса в естественных переменных на частично разнесенных сетках / Вабищевич П. Н., Павлов А. Н., Чурбанов А. Г. // Математическое моделирование. – 1997. – Т.9, N 4. – С.85-114.
2. Драганов, М. Г. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания / Б. Х. Драганов, М. Г. Круглов, В. С. Обухова. – Киев: Высшая школа, 1987. – 175 с.
3. Тюнин, А.В. Моделирование течений газа во впускном канале ДВС / И. В. Лёвкин, А. В. Тюнин // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. – Новочеркасск: Изд-во ЮРГТУ, 2008. – №5. – С. 73-75.
4. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: в 2 т. / К. Флэтчер. – М.: Мир, 1991. – Т.1. – 504 с.; Т. 2. – 552 с.

5. Черный С. Г. Численное моделирование течений в турбомашинах. / Черный С. Г., Чирков Д. В., Лапин В. Н., Скороспелов В. А., Шаров С. В. – Новосибирск: Наука, 2006. – 202 с.

6. Шапошников Ю. А. Расчетная методика впускного канала двигателя внутреннего сгорания / Ю. А. Шапошников, А. В. Тюнин // Ползуновский вестник. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2009. – С. 44–50.

**Рецензенты:**

Перепелкин Е. А., д.т.н., проф., профессор кафедры «Прикладная математика», ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова», г. Барнаул.

Дробязко О. Н., д.т.н., проф., профессор кафедры «Системы автоматизированного проектирования», ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова», г. Барнаул.