

РАСЧЕТНАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВПУСКНОГО КАНАЛА ДВС

Ю.А. Шапошников, А.В. Тюнин

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.

Numerical modeling of gas current in internal-combustion engine's inlet canal is presented in article. It allows to investigate stream's characteristics in any point, and also to define sizes of hydrodynamic losses. Stream modeling in the channel is based mainly on the decision mid. Reynolds equations of Nave-Stoksa. The executed calculations have shown comprehensible accuracy of offered a method.

Эффективность работы ДВС существенно зависит от совершенства процессов, протекающих в их проточных частях и, прежде всего, от конструкции впускных и выпускных каналов. Удачно спрофилированные впускные каналы ДВС позволяют добиться увеличения мощности до 15 % и улучшить экологические показатели [1], что в связи с введением в России норм «Евро-3», а затем «Евро-4» становится особенно актуальным.

При проектировании впускных каналов основной задачей является получение газодинамических характеристик потока газа, обеспечивающих удовлетворительную наполняемость цилиндров двигателя во всем рабочем диапазоне. Это достигается соответствующим выбором геометрии элементов проточной части канала. Известно, что процессы в проточных частях двигателя характеризуются трехмерным турбулентным, а во многих случаях и отрывным течением газа, связанным как с геометрией проточной части, так и с особенностями компоновки и особенностями рабочего процесса двигателя.

Проектирование впускных каналов в основном базируется на общих машиностроительных методиках расчета и на огромном систематизированном опыте практической эксплуатации этих объектов. В традиционной методике проектирования значительное место (от 30 до 50 % общих затрат), составляют затраты на экспериментально-доводочные исследования и испытания, а также на доработку по выявленным в результате испытаний дефектам.

Анализ литературы показал, что аналитическое исследование данной задачи в общем виде в настоящее время не представляется возможным, а экспериментальное изучение газодинамических процессов во впускном канале затруднено ввиду их нестационарности и быстротечности.

В связи с этим, при решении указанных задач, в настоящее время в инженерной практике возрастает роль численного моделирования. Связано это с совершенствованием компьютерной техники, которая позволяет на современном этапе рассматривать проектные задачи большей размерности, более сложные математические модели, наиболее полно описывающие реальные объекты и процессы.

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 экспери-

РАСЧЕТНАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВПУСКНОГО КАНАЛА ДВС

мент и не должно ему противопоставляться. В конечном итоге лишь сопоставление результатов расчета с данными физического эксперимента свидетельствует об адекватности численного моделирования.

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.

Проведение вычислительного эксперимента в данной работе базируется на использовании программного пакета гидродинамического анализа (CFD-пакета) STAR-CD.

Стоит заметить, что процесс гидродинамического анализа обычно не начинается с прямого использования CFD-пакета. Важно понимать, что CFD-пакет следует рассматривать как инструмент, который позволяет инженеру лучше понимать и представлять физические явления.

Успех или неудача гидродинамического моделирования зависит не только от возможностей CFD-пакета, но и от входных данных (геометрии области моделирования, физических свойств газа, граничных условий, и т.д.)

Чтобы процесс гидродинамического моделирования был успешным, входные данные должны быть физически корректны и правильно представлены.

Важнейшие этапы процесса гидродинамического моделирования представлены на рисунке 1.

Для построения расчетной модели впускного канала двигателя внутреннего сгорания используется геометрическая модель представленная на рисунке 2.

Модель состоит из четырех основных элементов: патрубков, впускной канал, впускной клапан и камера сгорания. Данная модель полностью соответствует реальной установке, используемой в экспериментальной методике.

Граничные условия следующие:

1) граница 1 (входное окно патрубка) – граничное условие входа с нормальной скоростью;

2) граница 2 (все стенки) – граничное условие твердой гладкой стенки;

3) граница 3 (нижняя плоскость камеры сгорания) – граничное условие свободного выхода.

В расчете используется тетраэдрическая локально измельченная конечно-объемная сетка (рисунок 2).

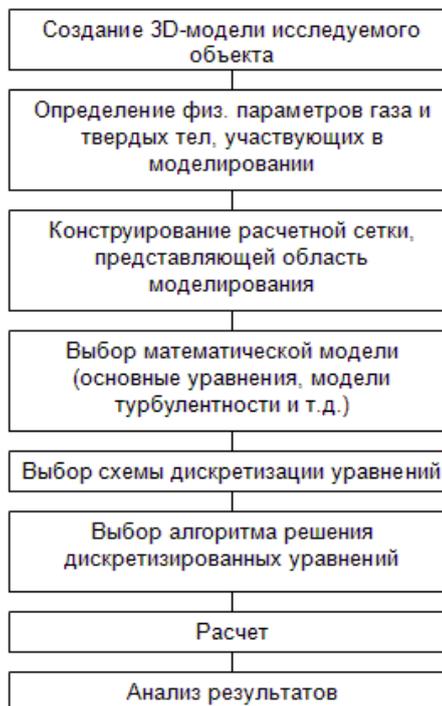


Рисунок 1 – Схема процесса гидродинамического моделирования

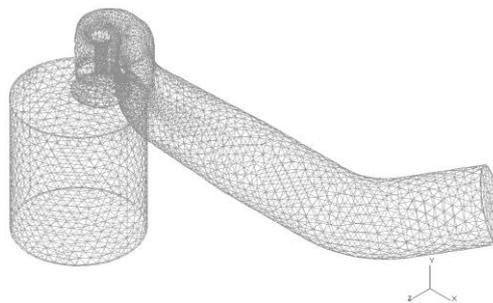


Рисунок 2 – Геометрическая модель объекта исследования и расчетная сетка

Отметим, что проблема построения расчетных сеток является ключевой с точки зрения практического применения методов численного расчета течений жидкости и газа. В настоящее время проблема генерации сетки образует самостоятельный раздел вычислительной гидродинамики. Можно утверждать [2], что точность и скорость сходимости численного метода определяется не только по-

рядком аппроксимации исходных дифференциальных уравнений и эффективностью алгоритма решения их разностного аналога, но в значительной степени – способом построения разностной сетки. Эта сетка должна иметь достаточные сгущения в областях с наибольшими градиентами искомых функций, прежде всего, в области динамических и температурных пограничных слоев. Другим весьма желательным качеством сетки является ее близость к ортогональной. Существенное нарушение этого условия обычно ведет к ухудшению аппроксимации исходных уравнений и уменьшению скорости сходимости вычислительного процесса.

Приведем некоторые общие рекомендации по построению сеток, описанные в литературе. На точность расчета существенно влияет вытянутость ячеек (т.е. соотношение между длинами сторон), особенно в области высоких градиентов параметров: в пограничном слое, зонах сильных и слабых разрывов. В этих областях следует избегать ячеек, вытянутых в направлении градиента параметра. Не следует допускать также сильной скошенности ячеек. К. Флетчер [2] рекомендует использовать для расчетов сетки с ячейками, у которых углы, образованные сеточными линиями, отличаются от прямых не более чем на 45° . Для уменьшения вычислительной погрешности он же предлагает заполнять расчетную область узлами так, чтобы разница между длинами сторон соседних ячеек не превышала 25 %.

В дополнение к известным рекомендациям по построению сеток, сформулируем также некоторые результаты нашего расчетного опыта:

- необходимо сгущение сетки в области клапана и клапанной щели, в наших расчетах сетка сгущается с коэффициентом 1/4.

- для корректного описания пристенных слоев необходимо существенное сгущение узлов расчетной сетки к поверхности. Чтобы снизить погрешность вычислений в этой области, необходимо строить сетку с ячейками, максимально приближающимися к прямоугольникам.

По результатам серии тестовых расчетов можно сделать следующие выводы:

- на сетках малой размерности (менее 20000 ячеек) значения коэффициента потерь давления в канале сильно завышены. Это связано, скорее всего, с недостаточной точностью расчета пограничного слоя и участка течения в клапанной щели.

- при использовании сеток большой размерности (более 250000 ячеек) в рамках стационарной постановки не удалось свести итерационный процесс к решению.

Следует заметить, что увеличение количества ячеек (более мелкая сетка), как правило, обеспечивает более точное решение, но приводит к возрастанию времени счета. Поэтому при переходе к новому классу задач необходимо каждый раз ставить численный эксперимент по исследованию сеточного влияния и опытным путем находить компромисс между временем счета и требуемой точностью.

STAR-CD позволяет решать задачи на так называемых усеченных элементах. На рисунке 3 представлены стандартные элементы, такие как шестигранники, тетраэдры, призмы, пирамиды, параллелепипеды, а также усеченные ячейки.

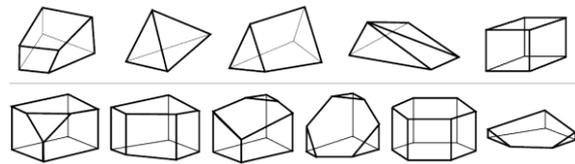


Рисунок 3 – Элементы, из которых может состоять расчетная сетка в STAR-CD

Суть технологии использования усеченных ячеек заключается в следующем:

- на основе импортированной геометрии строится качественная поверхностная сетка;
- строится базовая объемная сетка, тип этой сетки – декартовая;
- строится подповерхность на некотором расстоянии от базовой поверхности;
- строится обрезанная объемная сетка путем обрезания базовой сетки подповерхностью. В результате этой операции на границе подповерхности возникают усеченные элементы;

- внешние грани элементов обрезанной сетки выдавливаются до исходной на указанное количество слоев с заданным соотношением сторон.

Базовая сетка строится на основе декартовой сетки, измельченной в пограничных и ответственных областях. Измельчение происходит на основе сопряжения разного количества граней соседних элементов, в дальнейшем имеется возможность создания интегрального сопряжения между этими ячейками.

При построении подповерхности указываются участки, на которых не следует вы-

РАСЧЕТНАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВПУСКНОГО КАНАЛА ДВС

полнять эту операцию – это поверхности входа и выхода потока.

Характеристики расчетной сетки в данной работе следующие:

- поверхностная сетка состоит из 23872 ячеек, характерный размер которых 5 мм.
- подповерхность построена на расстоянии 0,5 мм от базовой поверхности;
- в области клапана и клапанной щели размер ячейки – 1,25 мм;
- общее количество ячеек: 155996.

Далее рассмотрим математическую модель объекта исследования.

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.

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.

Уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу для несжимаемого газа при статической температуре имеют вид:

- 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:

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

где диссипативная функция Φ выражается как:

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

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

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

- дополнительное условие в уравнении скорости турбулентной диссипации ϵ 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 - ϵ модели данный параметр является константой.

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

Турбулентная кинетическая энергия k , и скорость диссипации ϵ , представлены следующими уравнениями переноса:

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

$$\rho \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right]. \quad (7)$$

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

$$C_{e1} = 1,44; C_{e2} = 1,92; C_{\mu} = 0,09; \sigma_k = 1,0; \sigma_{\epsilon} = 1,3.$$

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) [2].

Решение системы алгебраических уравнений, полученных в результате дискретизации исходной системы, производится с использованием алгоритма SIMPLE [2].

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 (таблица 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.).

На рисунке 4 приведено поле давления при высоте поднятия клапана 12 мм (ноль на шкале давлений соответствует 101000 Па).

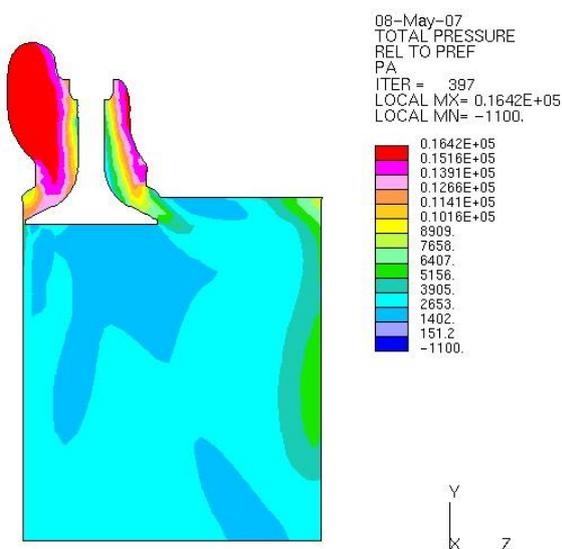


Рисунок 4 – Распределение давления в сечении по оси клапана

Проводилось сравнение расчетного перепада давления в канале со значениями, полученными на реальной установке (таблица 2 и рисунок 5).

Погрешность рассчитывалась по формуле (8):

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

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

Таблица 1 – Исходные данные

Высота поднятия клапана, Н, мм	Расход воздуха, Q, кг/с	Давление на входе, P _{вх} , 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

Таблица 2 – Результаты расчетов

Давление на выходе, P _{вых} , Па	Перепад давления эксп., ΔP _{экс} , Па	Перепад давления расч., ΔP _{расч} , Па	Погрешность, ΔP*
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 %

РАСЧЕТНАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВПУСКНОГО КАНАЛА ДВС

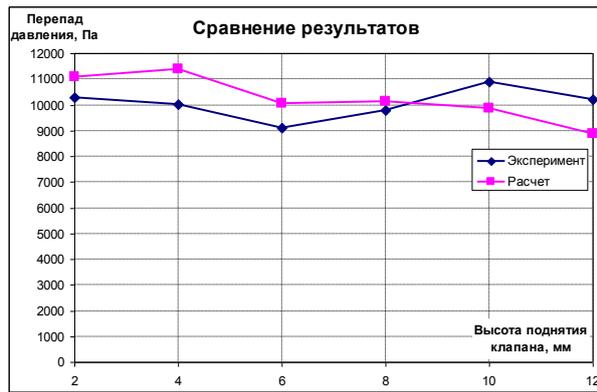


Рисунок 5 – Сравнение экспериментальных и расчетных результатов

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 дизелей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Драганов, Б. Х. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания / Б. Х. Драганов, М. Г. Круглов, В. С. Обухова. – Киев: Высшая школа, 1987. – 175 с.
2. Флетчер, К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: В 2-х т. / К. Флетчер. - М.: Мир, 1991.