

неравномерность распределения скорости впускаемого воздуха по окружности щели клапана также увеличивается, в результате чего газ в цилиндре приобретает вращательное движение (рис.4). На рис. 5 а представлена эпюра распределения давления газа внутри цилиндра вокруг щели впускного клапана, а на рис. 5 б – относительной интенсивности турбулентности, определяемой как отношение локальных осредненных значений суммарных скоростей турбулентных пульсаций к средней за цикл скорости поршня. На рис. 5 б заметно поле турбулентности отрывного течения из щели клапана. Модель позволяет также строить поля распределения температур газа, путей перемешивания турбулентности и др. параметров в цилиндре и вести обширные численные исследования по оптимизации газодинамической ситуации в цилиндре двигателя.

#### Заключение

1. Разработана методика математического моделирования потока в щели впускного клапана поршневого двигателя и ее стыковки с уравнениями трехмерного потока в цилиндре.

2. Результаты численного моделирования процессов впуска и сжатия в цилиндре дизельного двига-

теля показали, что представленная методика обладает достаточной адекватностью и может быть применена для проведения численного эксперимента.

3. Подобным методом возможно моделирование потока и в щели выпускного клапана поршневого двигателя.

#### Список литературы

1. Naifoh Ken, Fujii Hiroyuki, Urushihara Tomonori. *Numerical simulation of the detailed flow in engine ports and cylinders* // SAE Techn.Pap.Ser. – 1990. – № 900256. – P. 1 – 18. (Англ.).
2. Галышев Ю.В., Магидович Л.Е., Чернышев В.С. Численное моделирование процессов смесеобразования в газовом двигателе с расслоением заряда // Двигателестроение. – 2003. – № 1. – С. 8 – 11. (С.-Пб.).
3. Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я. Численное решение многомерных задач газовой динамики. – М.: Наука, 1976. – 400 с.
4. Керимов З.Х. Определение показателей турбулентности при математическом моделировании трехмерного потока газа в цилиндре поршневого двигателя // Двигатели внутреннего сгорания. – 2002. – № 1. – С. 13 – 18. (НТУ «ХПИ»).
5. Glover A.R., Hundleby G.E., Hadded O. *An Investigation into Turbulence in Engines Using Scanning LDA* // SAE Techn. Pap. Ser. – 1988. – № 880378. – 19 p. (Англ.)

УДК 62.135

**В.Г. Солодов, д-р техн. наук, Ю.В. Стародубцев, инж., А.А. Хандримайлов, инж.**

### ЧИСЛЕННАЯ МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ ВБЛИЗИ ВПУСКНОГО КЛАПАНА ДВС

#### Введение

В данной работе численно исследуется трехмерное стационарное течение газовой смеси в окрестности впускного клапана ДВС. Течение газовой смеси через проходное сечение впускного клапана определяет внутрицилиндровое течение в ДВС, на-

полнение цилиндра свежим зарядом, эффективность сгорания. Обоснование квази-стационарности течения дано в работе [1] при помощи лазерной анемометрии (ЛДА) вблизи впускного клапана.

#### Задачи работы и численная модель

Задачами исследования являются: тестирование

версии солвера *MTFS*[2] для расчета низкоскоростных течений путем сопоставления с опытными данными; изучение расходной характеристики и структуры течения вблизи впускного клапана в зависимости от особенностей подводящего тракта.

Первой задаче исследования соответствует модель осесимметричного течения в подводящем тракте с клапаном и цилиндром (рис.1). Геометрические параметры модели и конфигурация клапана соответствуют параметрам опытной модели[1] при различных величинах поднятия клапана. Сеточная модель имеет сгущения к твердым стенкам для обеспечения адекватного описания параметров пограничного слоя. Размер минимальной ячейки пограничного слоя составляет 0,001 мм, мощность сетки около 300 тыс. ячеек,  $y^+ < 2$ . Использовались модели турбулентности Спаларта-Алмараса (S-A), SST модель Ментера [2,3].

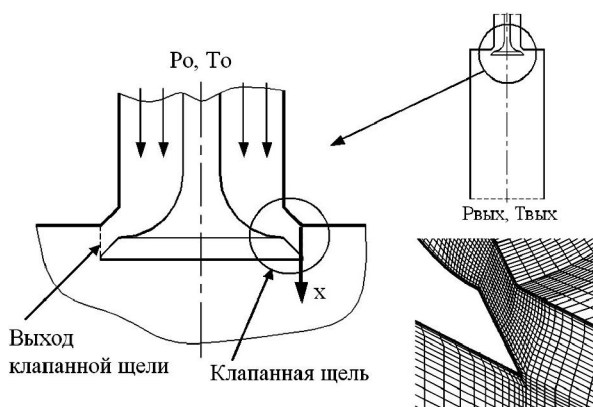


Рис.1. Геометрическая и сеточная модель

Второй задаче исследования соответствуют 5 вариантов модели, представленных на рис.2.

В варианте (А) подводящий канал расположен под углом  $30^\circ$  к оси цилиндра с вертикальной проставкой 30% от диаметра цилиндра. Радиус скругления между проставкой и наклонным участком канала составляет 30% от диаметра цилиндра. В варианте (В) параметры аналогичны (А), но подводящий канал расположен под углом  $60^\circ$  к оси цилиндра. Вариант (С) отличается от (В) отсутствием проставки. В ва-

рианте (D) клапан смещен от оси цилиндра на величину, составляющую 24% от диаметра цилиндра. В варианте (Е) подводящий канал является частью впускного тракта двигателя ЯМЗ-236.

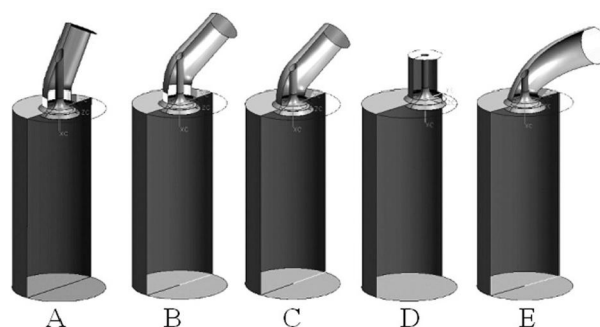


Рис.2. Конфигурации впускного канала

Описание геометрии, численный анализ и обработка данных выполнены с использованием программного комплекса *MTFS*<sup>®</sup> [2].

### Результаты расчетов и обсуждение

На первом этапе исследовалась структура течения на выходе клапанной щели в зависимости от величины подъема клапана  $h$ . Условия на входе соответствовали данным работы [1], с результатами которой проводились сравнения.

На рис.3 представлены поля радиальной компоненты скорости для различных значений подъема клапана (а) – 4,25 мм; (б) – 6 мм; (в) – 8 мм.

На рис.4 представлены результаты сопоставления расчетных и опытных данных по радиальной составляющей скорости для подъема клапана  $h=4,25$  мм. Зарегистрирован отрыв потока от поверхности клапана.

Расчетная кривая на рис.5 для поднятия  $h=6$  мм смещена вверх относительно экспериментальных значений, что может объясняться неточностью привязки опытных и расчетных данных. Наблюдается отрыв потока от поверхности клапана и седла клапана.

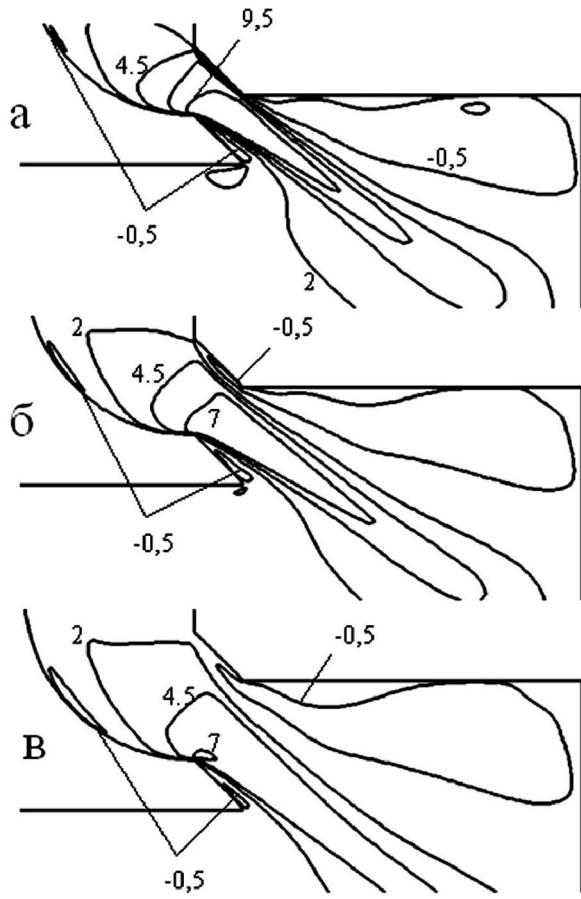
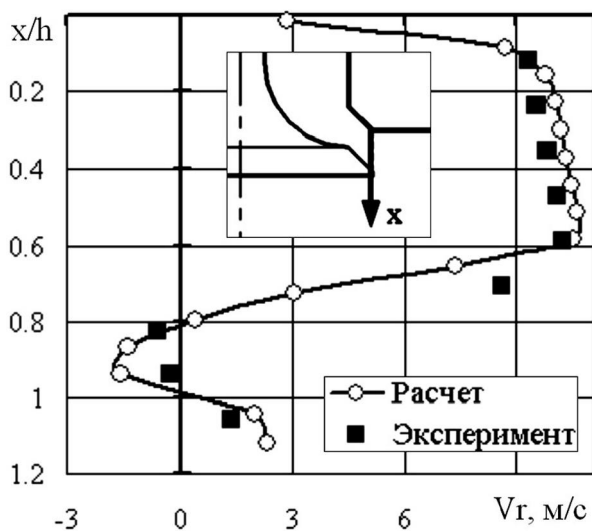
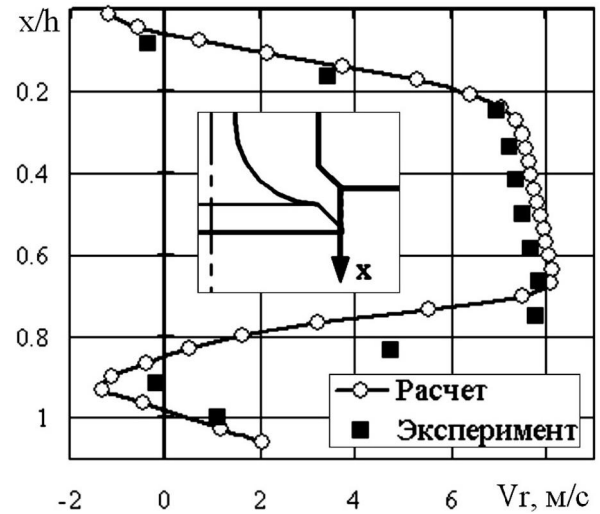
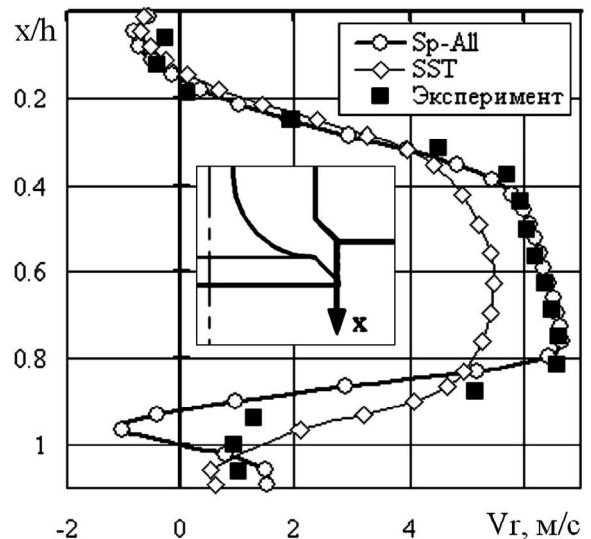


Рис.3. Радиальная компонента скорости (м/с)

Рис.4. Профиль скорости для  $h = 4,25$  ммРис.5. Профиль скорости  $h = 6$  мм

Для подъема клапана  $h = 8$  мм (рис.6) согласно расчетной кривой наблюдается отрыв потока от поверхности клапана, который не отмечен в эксперименте. Модель турбулентности SST недопредсказывает величину скорости в ядре струи, поэтому основная часть результатов представлена с применением модели S-A.

Рис. 6. Профиль скорости для  $h = 8$  мм

В целом сравнительный анализ указывает на количественное совпадение экспериментальных и численных результатов.

Второй этап исследования – определение зависимости массового расхода ( $G$ , кг/ч) от величины

подъема клапана при фиксированном перепаде давления. Авторы [1] для данного типа клапана классифицируют четыре режима течения, характеризующиеся изменением наклона кривой (рис.7). При малых подъемах клапана поток первоначально касается стенок клапанной щели, что соответствует режиму течения 1. Для подъема клапана более 3 мм происходит отрыв от поверхности клапана, фактически уменьшая эффективную площадь потока и, следовательно, наклон кривой, что соответствует режиму течения 2. Увеличение подъема клапана до значений более 5,5 мм приводит к отрыву потока не только от поверхности клапана, но и от седла клапана. Устанавливается режим течения 3. При подъеме клапана более чем на 6.5 мм поток присоединяется к поверхности клапана, но отрыв от седла клапана сохраняется.

Расчеты проводились для различных значений перепада давления [3]. На рис.7 представлен сравнительный график для перепада давления 1500 Па.

На участках 2, 3 расчетная кривая отклоняется от экспериментальной, однако исследование полей скорости для различных подъемов клапана показывает наличие всех четырех режимов течения и совпадение их с соответствующими участками. Лишь для малых перепадов давления исключение составляет участок 4, на котором наблюдается незначительный отрыв от поверхности клапана (см. рис.7).

Влияние геометрических параметров впускного тракта на течение вблизи клапана исследовалось при одинаковом поднятии клапана в моделях. Установлено, что структуры течения в клапанной щели для каналов, расположенных под углом к оси цилиндра и вдоль нее, различаются слабо; массовые расходы при одинаковом перепаде давления на клапанный зазор для рассмотренных моделей также отличаются слабо. На рис.8 представлена окружная неравномерность статического давления, отнесенная к перепаду давлений на тракте.

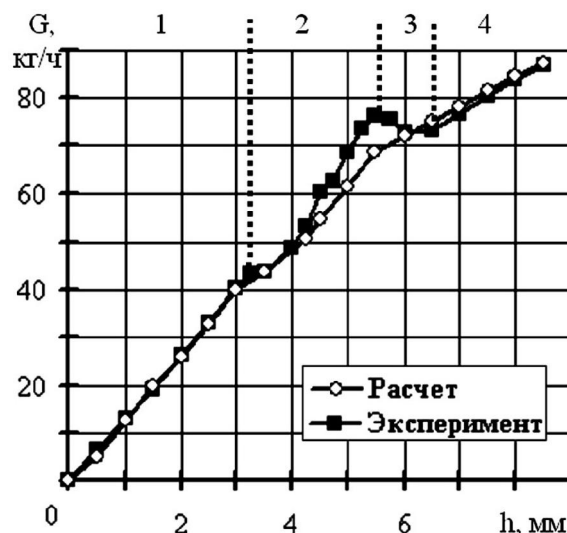


Рис. 7. Зависимость массового расхода от величины поднятия клапана

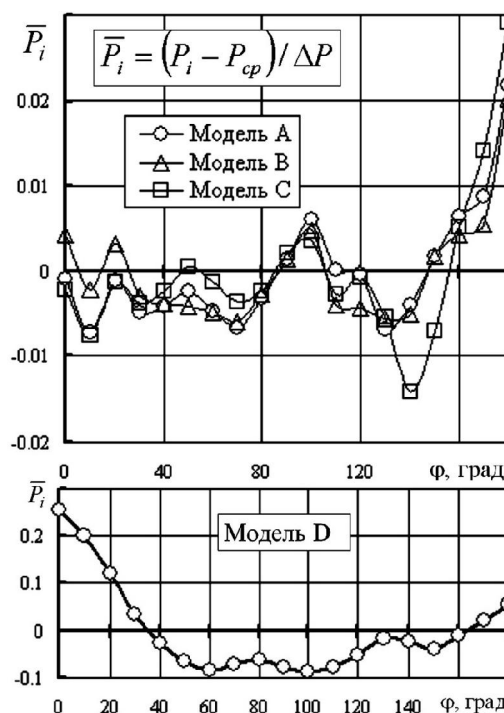


Рис. 8. Окружная неравномерность давления в щели клапана для различных моделей впуска

Таким образом, наклон канала слабо влияет на окружную неравномерность на выходе клапанной щели. Существенное влияние оказывает смещение клапана относительно оси цилиндра (Модель D, рис.8), причем с увеличением перепада давления окружная неравномерность снижается (рис.9).

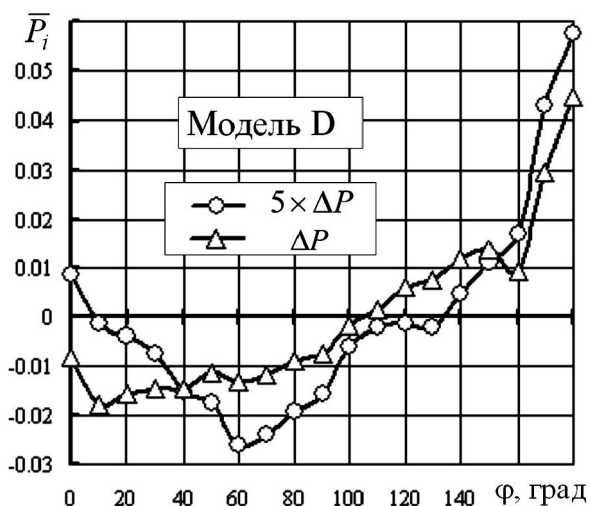


Рис. 9. Окружная неравномерность статического давления в щели при различных перепадах давления

### Заключение

Тестирование численной модели вязкого турбулентного стационарного течения в щели впускного клапана на основе данных ЛДА показывает удовлетворительное количественное совпадение опытных и расчетных данных. Обсуждается влияние геометри-

ческих параметров впускного тракта на характеристики газового потока в щели.

Работа выполнена в рамках гранта МОН Украины № 105303. Авторы признательны проф. J.H. Whitelaw за полезные обсуждения.

### Список литературы:

1. Bicen A.F., Vafidis C., Whitelaw J.H. Steady and unsteady air flow through an intake valve of a reciprocating engine // 2nd Winter Annual Meeting ASME, New Orleans, La, (Dec. 9 – 14, 1984). – N.Y. – 1984. – Vol. VI. – P. 47 – 55.
2. Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В. Научно-прикладной программный комплекс MTFS® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. Сертификат гос. регистрации авт. прав, УГААСП, № 5921, 16.07.2002.
3. Хандримайлов А.А. Исследование структуры газового потока в щели впускного клапана ДВС // Вестник ХНАДУ. – 2004. – Вып. 26.

УДК 621.51.001.4

**И.И. Петухов, канд. техн. наук, А.В. Минячихин, асп., В.П. Парафейник, канд. техн. наук**

## ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ РЕАЛЬНОГО ГАЗА В НЕОХЛАЖДАЕМОМ КОМПРЕССОРЕ

Компрессоры являются наиболее распространёнными устройствами для повышения давления. Вне зависимости от их типа и конструкции все они для реализации рабочего процесса потребляют техническую (связанную с наличием в потоке газа подвижных элементов) работу [1, 2], подводимую от внешнего источника. Её величина зависит от вида процесса сжатия и уровня диссипаций при его реализации. Для расчёта технической работы можно использовать уравнения первого начала термодинамики, которые, следуя [1, 2] и пренебрегая изменением потенциальной энергии, запишем в виде

$$\delta q = di - vdp - \delta \ell_{\text{дисс}}, \quad (1)$$

$$\delta q = di + d \frac{w^2}{2} + \delta \ell_{\text{техн}}, \quad (2)$$

где  $\delta q$  – подведенная извне теплота;

$-vdp$  – располагаемая (или полезная внешняя [1, 3]) работа;

$\delta \ell_{\text{дисс}}$  – работа диссипативных сил;

$\delta \ell_{\text{техн}}$  – техническая работа.

Из (1) и (2) непосредственно следует

$$-vdp = d \frac{w^2}{2} + \delta \ell_{\text{техн}} + \delta \ell_{\text{дисс}}, \quad (3)$$