

УДК 621.43.519.8

Р. Д. ЕНИКЕЕВ, В. С. МИХАЙЛОВ

ГАЗООБМЕН И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВС С ДВУХКОНТУРНОЙ СИСТЕМОЙ ВПУСКА

Представлены результаты стендовых испытаний четырехтактного автомобильного ДВС с двухконтурной впускной системой, создающей закрутку заряда в рабочей камере. Потери момента количества движения в закрученном потоке во впускных каналах ДВС определены на безмоторном продувочном стенде. С применением этих данных по модели нестационарного закрученного течения газовой смеси в каналах численными расчетами определены значения вихревого отношения Ω для примененных регулировок двухконтурной впускной системы. Выявлено благоприятное влияние (оптимального) Ω заряда в рабочей камере на пределы обеднения смеси и на улучшение показателей экономичности и токсичности ДВС при работе на средних и малых нагрузках. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания; двухконтурная система впуска; прикладная газовая динамика

ВВЕДЕНИЕ

В ДВС с принудительным воспламенением реализуется в основном внешнее смесеобразование (С/О). В таких двигателях эффективное сгорание рабочих смесей обеспечивается в сравнительно узком диапазоне отношения воздух/топливо, что вынуждает использовать для них количественное регулирование мощности. Возможность работы с частичной нагрузкой при этом достигается уменьшением наполнения рабочей камеры (РК) свежим зарядом (СЗ) при дросселировании потока воздуха или СЗ на впуске, что также повышает долю остаточных газов в рабочей смеси. Эффективная работа цикла уменьшается (вплоть до нулевой — на режиме холостого хода) из-за уменьшения цикловой дозы топлива, скорости и полноты сгорания, повышения роли мощности механических, в том числе «насосных» потерь. Рабочая смесь в таких ДВС на режимах средней и малой нагрузки и холостого хода характеризуются составом, далеким от стехиометрии (сильное обогащение, реже — обеднение) и значительным разбавлением ее остаточными газами.

Автомобильные ДВС в городских условиях расходуют топливо в основном именно на частичных режимах [1], при том, что требования к их экономичности и концентрации токсичных компонентов в выхлопных газах неуклонно ужесточаются. Мероприятия, направленные на создание в РК ДВС оптимального газодинамического состояния заряда (ГДСЗ) способствуют интенсификации и

повышению полноты турбулентного выгорания смеси в отведенный период, и, как следствие, — улучшению показателей эксплуатационной экономичности и токсичности ДВС.

Известно, что придание направленного закрученного движения потоку воздуха или СЗ во впускной системе ДВС с внешним С/О способствует повышению его экономичности и снижению токсичности выхлопа в широком диапазоне оборотов на средних и малых нагрузках; на полных нагрузках повышается детонационная стойкость двигателя. Положительный эффект объясняется получаемыми при этом достаточно интенсивным средним вращательным движением заряда в РК и дополнительной турбулизацией заряда, которые интенсифицируют турбулентное выгорание. Поэтому имеющиеся возможности создания необходимой степени закрутки в потоке воздуха или СЗ на впуске без существенно го сопротивления потоку следует оптимально использовать при проектировании и модернизации ДВС.

В относительно высокооборотных четырехтактных ДВС оптимизация волновых явлений во впускном тракте способствует заметному повышению цикловой массы СЗ. Наиболее высокое наполнение обеспечивается конструкцией впускной системы с индивидуальными «настроенными» патрубками, создающими минимальное сопротивление потоку. Способы обеспечения требуемого ГДСЗ в РК также не должны препятствовать достижению высокого наполнения, что обуслав-

ливаает применение лишь некоторых из возможных схем конструктивного оформления впускных каналов ДВС. Перспективной в этом плане является система [2] с «настроенными» основным впускным каналом (по одному на цилиндр), в которой закрутка сообщается потоку посредством подачи части воздуха через дополнительный контур. Такой способ воздухообеспечения сочетает преимущества «настроенных» систем впуска с возможностью создания существенной и регулируемой закрутки воздушного потока на впуске с малыми затратами. Кроме того, дополнительный контур может служить испарителем подаваемого жидкого топлива, что позволяет избежать полнопоточного подогрева воздуха из смеси.

Для обоснованного выбора конструктивных параметров подобной двухконтурной впускной системы необходимо применение расчетных методик, построенных на основе математических моделей процессов газообмена в газозооушном тракте (ГВТ), учитывающих фактор закрутки. При этом очевидно, что для достоверной оценки заложенных в подобной системе впуска резервов необходимы данные моторных экспериментов. Проверенные на достоверность расчетные модели и методики позволяют связать конструктивное оформление впускной системы с (хотя бы интегральными) показателями ГДСЗ в РК, а те, в свою очередь, — с показателями процесса сгорания, что открывает возможность полного использования резервов двухконтурной впускной системы для достижения конкурентоспособных показателей ДВС.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ

В принципе с исчерпывающей полнотой течение рабочего тела в ГВТ ДВС может быть смоделировано на ЭВМ в детальной постановке как пространственное течение многокомпонентной реагирующей смеси. На практике такие модели пока требуют чрезмерных вычислительных ресурсов и первоклассного программного обеспечения. Более доступные для применения модели пониженной размерности способны дать в принципе лишь интегральные значения параметров, характеризующих ГДСЗ в РК. Так, «осредненную» (крупномасштабную) составляющую ГДСЗ в РК можно характеризовать осредненной по объему величиной момента количества движения (МКД), а «пульсационную» (мелкомасштабную) составляющую — величиной

среднеобъемной турбулентной кинетической энергии.

Модели пониженной размерности, заложенные в программы и методики расчета процессов газообмена как волновых явлений в квазиодномерном закрученном потоке газовой смеси, с учетом путевых и местных потерь полного давления и МКД, после проверки (точнее — калибровки) их по данным безмоторных и моторных экспериментов, также могут найти применение в инженерном анализе процессов в ГВТ.

Удобным для практики интегральным показателем интенсивности закрутки заряда в РК является вихревое отношение

$$\Omega = \frac{\omega_1}{\omega} = \frac{60u_R}{\pi n D} = \frac{120M_{\text{КД}}}{\pi n \rho D^2 V}$$

— угловая скорость вращения заряда в цилиндре ω_1 , отнесенная к угловой скорости ω коленчатого вала ДВС. Здесь $M_{\text{КД}}$ — интегральное значение МКД, u_R — условная скорость потока на периферии РК, вычисленная в предположении о вращении заряда с $\rho = \text{const}$ как твердого тела вокруг оси РК в форме кругового цилиндра. Параметр Ω является показателем, широко применяемым при оценке степени закрутки, особенно для дизельных ДВС.

Задача расчета интегральных параметров ГДСЗ решалась нами как задача определения Ω по моделям, обобщающим (на случай наличия закрутки в потоке) классические модели нестационарной газовой динамики [3]. Это класс моделей, выведенных из законов сохранения (ЗС ЗС) в квазиодномерной постановке, которыми течение смеси газов в ГВТ описывается как нестационарное течение в составном трубопроводе с местными сопротивлениями (МС). Приведенное ниже обобщение системы ЗС ЗС дополнительно содержит ЗС МКД и замыкается соотношениями для учета «путевых» и местных потерь, включая потери МКД, для случая потока с закруткой.

Применение модели и расчетной методики, позволяющих оценить лишь интегральное значение Ω для каждой изученной при стендовых испытаниях комплектации (регулировки) впускной системы полностью отвечает целям настоящей работы. Полученное расчетом значение Ω считалось показателем данной комплектации (регулировки) и режима работы ДВС. Подчеркнем, что термодинамическая модель процессов в РК не подвергалась какой-либо модификации, призванной

связать показатели процесса горения с Ω ; таким образом, расчеты велись в допущении о малости влияния особенностей сгорания в 4-тактном ДВС как на массовое наполнение РК, так и на параметр Ω , характеризующий закрутку рабочей смеси в РК; принято также, что на последнюю величину основное влияние оказывает именно течение во впускной системе.

Уравнения сохранения для нестационарного потока с закруткой

Выпишем законы сохранения для закрученного потока, принимая течение квазидномерным. При выводе сделаем ряд очевидных упрощающих предположений (допущений) относительно вида распределений параметров потока по сечениям. При этих допущениях искомые величины в уравнениях будут функциями продольной координаты и времени. Обозначим закон изменения площади сечения канала как $F(x)$, парциальную плотность газообразного компонента как $\rho_k = \rho_k(x, t)$ ($k = 1, \dots, K$) и скорость течения в осевом направлении как $u = u(x, t)$, считая параметры в потоке неизменными по сечению F для каждого x .

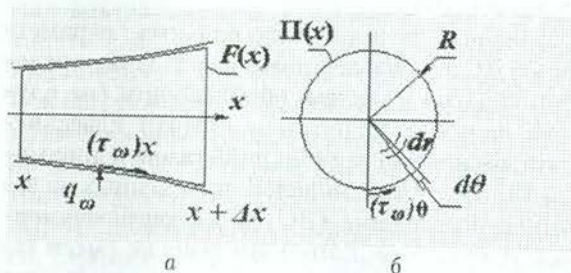


Рис. 1. К выводу квазидномерных законов сохранения

Интегральное уравнение сохранения масс компонентов в отсутствие химических реакций и диффузии в осевом направлении для контрольного объема (рис. 1,а) запишем, опуская аргументы искомых функций, в виде

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_x^{x+\Delta x} \rho_k F dx = (\rho_k u F)|_{x+\Delta x} \quad (1)$$

Уравнение сохранения количества движения в осевом направлении получим с учетом взаимодействия потока со стенкой канала. Проекцию касательного напряжения на стенке на направление движения обозначим

$(\tau_w)_x$, нормальное напряжение — p_w , текущий периметр сечения — $\Pi(x)$. Имеем

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_x^{x+\Delta x} \rho u F dx = [(\rho u^2 + p) F]|_{x+\Delta x}^x + S_m, \quad (2)$$

где $\rho = \sum_{k=1}^K \rho_k$ — плотность газовой смеси, а «источниковый» член уравнения S_m , учитывающий влияние трения о стенку канала и перемещенность поперечного сечения, принимает вид

$$S_m = \int_x^{x+\Delta x} \left[(\tau_w)_x \Pi + p_w \frac{dF}{dx} \right] dx.$$

Запишем теперь уравнение сохранения момента количества движения, описывающее вращательную составляющую потока в канале. Сделаем два допущения: во-первых, ограничимся рассмотрением каналов круглого сечения, во-вторых, примем, что вращение частиц происходит вокруг центра сечения по закону твердого тела, т.е. эпюра окружной скорости u_r имеет вид $u_r(r) = u_R r/R$, где u_R — окружная скорость на стенке трубы, R — ее радиус и $F = \pi R^2$. Величина момента количества движения на элементарном участке вдоль оси канала (рис. 1,б)

$$\begin{aligned} dM_{кд} &= dx \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^R \frac{r}{R} \rho u_R r^2 dr = \\ &= \frac{\rho u_R dx}{R} \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^R r^3 dr = \frac{2\pi \rho u_R dx}{R} \int_0^R r^3 dr = \\ &= \frac{\pi}{2} \rho u_R R^3 dx = \frac{R}{2} \rho u_R F dx. \end{aligned}$$

«Путевые» потери МКД на длине dx под действием торможения о стенку окружной проекцией касательного напряжения $(\tau_w)_\theta$ выражаются произведением силы на радиус; для элементарного участка канала выражается величиной $R dF_w = R \cdot (\tau_w)_\theta \Pi dx$.

После умножения на 2 ЗС МКД в интегральной форме примет вид

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_x^{x+\Delta x} \rho u_R R F dx = (\rho u_R u R F)|_{x+\Delta x}^x + \int_x^{x+\Delta x} S_{mR} dx, \quad (3)$$

где «источниковый» член торможения вращательного движения трением о стенку —

$$S_{mR} = 2R \cdot (\tau_w)_\theta \Pi dx.$$

Уравнение сохранения энергии получается с учетом того, что кинетическая энергия вращения массы газа должна быть также включена в определение полной энергии и полной энтальпии. Масса смеси на элементарном участке вдоль оси канала —

$$dm = 2\pi \rho dx \int_0^R r dr = \pi R^2 \rho dx.$$

Кинетическая энергия вращательного движения этой массы —

$$\begin{aligned} dE_R &= \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^R \rho r dr dx \cdot u_R^2 \frac{r^2}{R^2} = \\ &= \frac{\rho u_R^2 dx}{2R^2} \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^R r^3 dr = \frac{\pi}{4} \rho u_R^2 R^2 dx, \end{aligned}$$

а удельная кинетическая энергия ее вращательного движения —

$$e_R = \frac{dE_R}{dm} = \frac{u_R^2}{4}.$$

Включим ее в определение полной удельной внутренней энергии и полной удельной энтальпии:

$$\begin{aligned} E &= e(\rho, T, Y_1, \dots, Y_K) + \frac{u^2}{2} + \frac{u_R^2}{4}, \\ h^* &= h(\rho, T, Y_1, \dots, Y_K) + \frac{u^2}{2} + \frac{u_R^2}{4}, \end{aligned}$$

где $Y_k = \rho_k/\rho$ — массовые доли компонентов ($k = 1, \dots, K$). Для замыкания уравнений нужно, кроме одного из записанных выше калорических уравнений состояния, привлечь термическое уравнение состояния. Пусть смесь образована идеальными газами, тогда $p_k = \rho_k R_k T$ и $p = \sum_{k=1}^K p_k$ (закон Дальтона) и $p = \rho R T$, где $R = \sum_{k=1}^K R_k Y_k$ — удельная газовая постоянная смеси.

С учетом изложенного выше запишем интегральный ЗС энергии в потоке с закруткой в виде

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_x^{x+\Delta x} \rho E F dx = (\rho u h^* F)|_{x+\Delta x}^x + \int_x^{x+\Delta x} S_e dx, \quad (4)$$

где «источниковый» член, учитывающий внешний тепловой поток на стенке, равен $S_e = q_w \Pi$.

Переходя к пределу $\Delta x \rightarrow 0$, получим систему законов сохранения в дифференциальной форме, эквивалентных в подобластях гладкости искомым функциям ρ_k, u, u_R, p и E исходным интегральным законам (1)–(4) — в виде системы связанных уравнений в частных производных

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_k F) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_k u F) = 0, \quad k = 1, \dots, K, \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u F) + \frac{\partial}{\partial x} [(\rho u^2 + p) F] = S_m, \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_R R F) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u u_R R F) = S_{mR}, \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E F) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u h^* F) = S_e, \quad (8)$$

для замыкания которой привлекаются те же уравнения состояния. Используя для краткости символическую «векторную» форму записи, получаем

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{U} F) + \frac{\partial}{\partial x} (\bar{F}_x F) = \bar{S}, \quad (9)$$

где $\bar{U} = [\rho_1, \dots, \rho_K, \rho u, \rho u_R R, \rho E]^T$ — «вектор» консервативных переменных (объемных плотностей сохраняющихся величин), $\bar{F}_x = [\rho_1 u, \dots, \rho_K u, \rho u^2 + p, \rho u u_R R, \rho u h^*]^T$ — «вектор» плотностей их потоков в сечениях, $\bar{S} = [0, \dots, 0, S_m, S_{mR}, S_e]^T$ — «вектор» источников правых частей уравнений.

Уравнения сохранения в форме (5)–(8) и, особенно, в форме (9), удобны для записи соотношений численных методов их интегрирования для гладких участков канала.

Метод численного решения уравнений одномерного течения с закруткой

Расчет неустановившегося течения в каналах ДВС в нашем исследовании выполнялся по уравнениям (5)–(8) или (9), образующим систему квазилинейных гиперболических уравнений. Система уравнений записана в дивергентной форме, из которой естественно получают консервативные методы

ее численного интегрирования, для применения которых каждый канал представляется набором сечений, ограничивающих по x конечные объемы — расчетные ячейки. Повышенный порядок аппроксимации метода в наших расчетах достигнут применением двухэтапной схемы обновления решения в ячейках на расчетном шаге и параболической реконструкцией решения в ячейках по пространственной переменной x .

Применяемые соотношения для обновления сохраняющихся величин в ячейках по времени вида

$$\begin{aligned} \bar{U}_i^{n+1} &= \bar{U}_i^n + \Delta t L(\bar{U}_i^n), \\ \bar{U}_i^{n+1} &= \frac{1}{2} \bar{U}_i^n + \frac{1}{2} [\bar{U}_i^{n+1} + \Delta t L(\bar{U}_i^{n+1})], \end{aligned} \quad (10)$$

имеют смысл конечно-разностных аналогов законов сохранения, в которых учитываются газодинамические потоки и действие объемных «источников», вычисляемых на текущем временном слое. Здесь $L(\bar{U}_i^n)$ — разностный оператор правой части уравнений; применительно к их записи в форме (9) он имеет вид (рис. 2)

$$\begin{aligned} L(\bar{U}_i^n) &= \frac{1}{\Delta x \cdot F_i} \times \\ &\times \left[(\bar{F}_x F)_i^n - (\bar{F}_x F)_{i+\frac{1}{2}}^n \right] + \frac{1}{A_i} \bar{S}_i^n. \end{aligned}$$

Вычисление потоков на границах ячеек при решении уравнений данного класса должно опираться на расчет локального взаимодействия элементарных волн, для чего пригодны как процедуры отыскания точного решения задачи о распаде произвольного разрыва (РПР), так и линеаризованные процедуры, более экономичные в вычислительном плане.

При интерполяции зависимых переменных $\bar{U} = [\rho, \rho u, \rho E]^T$ на границу ячейки для решения локальной задачи о РПР используются соотношения для диагонализации матриц системы гиперболических уравнений, в приближении $\bar{S} = 0$, $F = \text{const}$. В нижеприведенных соотношениях применена ограничительная функция для сохранения монотонного характера численных решений при применении метода повышенной точности. Последовательность расчета \bar{U} по обе стороны, например, от $i + \frac{1}{2}$ -й границы, имеет вид

$$\bar{U}_{i+\frac{1}{2}}^n = \bar{U}_i^n + [S^{-1}]_i^n \left\{ \frac{1+\varphi}{4} \tilde{\Delta W}_i^n + \frac{1-\varphi}{4} \tilde{\nabla W}_i^n \right\},$$

$$\begin{aligned} \bar{U}_{i+\frac{1}{2}}^n &= \bar{U}_{i+1}^n - [S^{-1}]_{i+1}^n \times \\ &\times \left\{ \frac{1+\varphi}{4} \tilde{\nabla W}_{i+1}^n + \frac{1-\varphi}{4} \tilde{\Delta W}_{i+1}^n \right\}, \\ \tilde{\Delta W}_i^n &= \min\text{mod}(\Delta \bar{W}_i^n, b \nabla \bar{W}_i^n), \\ \tilde{\nabla W}_i^n &= \min\text{mod}(\nabla \bar{W}_i^n, b \Delta \bar{W}_i^n), \\ \Delta \bar{W}_i^n &= [S]_i^n \Delta \bar{U}_i^n = [S]_i^n (\bar{U}_{i+1}^n - \bar{U}_i^n), \\ \nabla \bar{W}_i^n &= [S]_i^n \nabla \bar{U}_i^n = [S]_i^n (\bar{U}_i^n - \bar{U}_{i-1}^n), \end{aligned}$$

где $1 \leq b \leq b_{\max}$, $b_{\max} = \frac{3-\varphi}{1-\varphi}$, $\varphi \leq 1$, а ограничительная функция $\min\text{mod}(\cdot, \cdot)$ определяется как

$$\min\text{mod}(x, y) = \begin{cases} 0, & xy \leq 0 \\ \text{sign}(x) \min(|x|, |y|), & xy > 0 \end{cases}$$

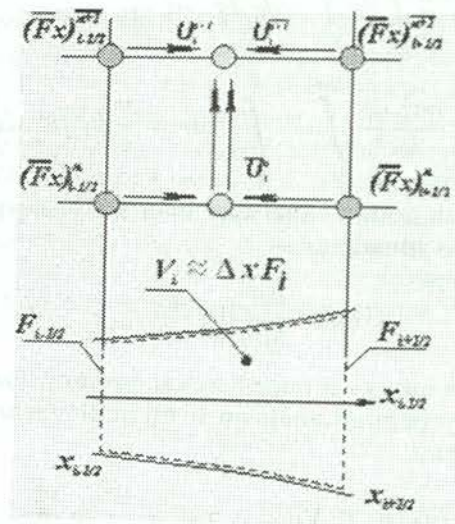


Рис. 2. Явная двухшаговая схема интегрирования уравнений одномерного потока в ячейке

В примененном методе использовались величины параметров процедуры, обеспечивающие третий порядок пространственной аппроксимации в аналогичной схеме для модельного линейного гиперболического уравнения: $\varphi = \frac{1}{3}$, $b = b_{\max} = 4$.

Матрица преобразования $[S]$ и обратная ей матрица $[S^{-1}]$ взяты для преобразования приращений вектора консервативных переменных в приращения вектора плотностей потоков, справедливого для системы уравнений

$$\frac{\partial \bar{U}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{F}_x}{\partial x} = 0 \quad (11)$$

для одномерного плоского движения однородного совершенного газа или смеси совершенных газов постоянного состава ($\bar{U} = [\rho, \rho u, \rho E]^T$, $\bar{F}_x = [\rho u, \rho u^2, \rho u(E+p)]^T$ и $\gamma = c_p/c_v = \text{const}$) — $\delta \bar{F}_x = [A] \delta \bar{U}$:

$$[A] = [S^{-1}] [A] [S], [A] = \text{diag}\{u, u+c, u-c\},$$

$$[S] = \begin{bmatrix} -c^2 + \frac{\gamma-1}{2}u^2 & (1-\gamma)u & \gamma-1 \\ -cu + \frac{\gamma-1}{2}u^2 & c + (1-\gamma)u & \gamma-1 \\ cu + \frac{\gamma-1}{2}u^2 & -c + (1-\gamma)u & \gamma-1 \end{bmatrix},$$

$$[S^{-1}] = \begin{bmatrix} -\frac{1}{c^2} & \frac{1}{2c^2} & \frac{1}{2c^2} \\ -\frac{u}{c^2} & \frac{u}{2c^2} + \frac{1}{2c} & -\frac{u}{2c^2} - \frac{1}{2c} \\ -\frac{u^2}{2c^2} & \frac{u^2}{4c^2} + \frac{u}{2c} + \frac{1}{2(\gamma-1)} & \frac{u^2}{4c^2} - \frac{u}{2c} + \frac{1}{2(\gamma-1)} \end{bmatrix}.$$

Для расчета потоков массы компонентов смеси на границе необходимо интерполировать на нее набор парциальных плотностей ρ_k . Это легко сделать, дополнительно применив процедуру вышеописанного вида для массовых долей Y_k ; для них, как для характеристических переменных системы (9), матричное преобразование в процедуре реконструкции не требуется. Аналогичным способом, с некоторым приближением, строилась реконструкция по x для зависимой переменной u_R .

В нашей модели применяется экономичная линейризованная процедура для приближенного решения задачи о РПР на границах ячеек. Она построена линейризацией полученной из (11) системы уравнений в характеристической форме (т. е. производные берутся вдоль характеристических направлений) $d^- I_- = 0$, $d^0 I_0 = 0$, $d^+ I_+ = 0$ для инвариантов $I_- = u + \alpha_- p$, $I_0 = p + \alpha_0 \rho$, $I_+ = u + \alpha_+ p$:

$$d^\pm u \pm \frac{1}{\rho c} d^\pm p = 0, \quad d^0 p - c^2 d^0 \rho = 0, \quad (12)$$

в которой $\alpha_- = -1/\rho c$, $\alpha_0 = -c^2$, $\alpha_+ = 1/\rho c$ — постоянные коэффициенты.

Способ вычисления параметров в некоторой точке D (например, на границе ячеек) по значениям инвариантов на прибывающих в точку характеристиках системы (12) следующий. Для простоты возьмем случай $(u-c) < 0$, $u > 0$, $(u+c) > 0$, показанный на рис. 3:

$$I_{-D} = u_B + \alpha_- p_B, \quad I_{0D} = p_C + \alpha_0 \rho_C, \\ I_{+D} = u_A + \alpha_+ p_A.$$

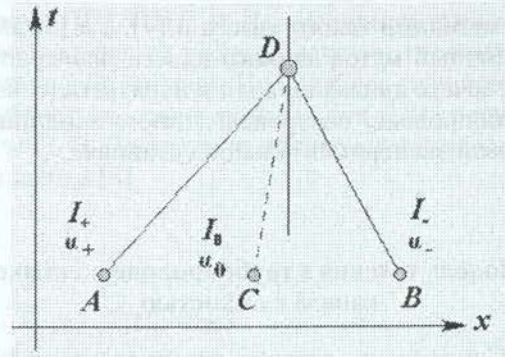


Рис. 3. Шаблон линейризованной локальной характеристической задачи при $(u-c) \leq 0$, $u \geq 0$, $(u+c) \geq 0$

Используется простейший (и предпочтительный для дозвуковых течений) способ расчета коэффициентов в инвариантах: $\alpha_- = \alpha_B$, $\alpha_0 = \alpha_C$, $\alpha_+ = \alpha_A$. По величинам инвариантов и коэффициентов вычисляются параметры в точке D (рис. 3)

$$p = \frac{I_+ - I_-}{\alpha_+ - \alpha_-}, \quad u = I_+ - \alpha_+ p, \quad \rho = \frac{I_0 - p}{\alpha_0},$$

после чего из термического уравнения состояния определяется температура $T = p/(R\rho)$, где постоянная R или массовые доли Y_1, \dots, Y_K для ее расчета берутся для той смеси, которая, согласно знаку скорости потока, течет через границу. Далее вычисляются потоки масс компонентов и поток МКД — по величинам Y_k и u_R для частиц газа, попадающих на границу (точка D) также по характеристике, выходящей из точки C .

После обновления по соотношениям (10) значений «вектора» консервативных переменных по ним вычисляются все необходимые зависимые переменные в ячейках. Так, после обновления на новый слой $n+1$ сумма парциальных плотностей даст плотность смеси: $\rho_i^{n+1} = \sum_{k=1}^K \rho_{ki}^{n+1}$, массовые доли получаются как $Y_{ki}^{n+1} = \rho_{ki}^{n+1}/\rho_i^{n+1}$, скорость — как $u_i^{n+1} = (\rho u)_i^{n+1}/\rho_i^{n+1}$, скорость на периферии (круглого) сечения канала — как $u_{Ri}^{n+1} = (\rho u_R R)_i^{n+1}/(\rho R)_i^{n+1}$, полная внутренняя энергия — $E_i^{n+1} = (\rho E)_i^{n+1}/\rho_i^{n+1}$, статическая — $e_i^{n+1} = E_i^{n+1} - (u_i^{n+1})^2/2 - (u_{Ri}^{n+1})^2/4$, после чего из калорического уравнения состояния (УС) определяется температура — $e(T_i^{n+1}, Y_{1i}^{n+1}, \dots, Y_{K-1i}^{n+1}) = e_i^{n+1}$, а из термического УС — давление, например $p_i^{n+1} = (\rho RT)_i^{n+1}$, где $R_i^{n+1} = \sum_{k=1}^K R_k Y_{ki}^{n+1}$.

Описанный метод протестирован (при $u_R \equiv 0$) на решении плоских газодинамических тестовых задач в сравнении с други-

ми методами такого класса в [4], а в [5] экономичный метод данного класса проверялся на расчете движения волн в неразветвленном трубопроводе, воспроизведенном в одноцикловой экспериментальной установке.

Модель течения в трубопроводе на стыке канала с емкостью

Сопряжения гладких участков каналов с емкостями (атмосфера, ресивер, рабочая камера) в ГВТ ДВС в рамках одномерного приближения трактуются как местные сопротивления. Течение через такие связующие элементы на расчетном шаге, в силу гиперболичности системы уравнений на участке канала, корректно рассматривать как течение при РПР на скачке сечения трубопровода. Сопряжения типа «емкость-канал» моделируются моделями-связями (МС) типа КЛАПАНА. Для расчета течения на «кланане» соотношения, замыкающие задачу для стационарных условий дополняются соотношениями вдоль характеристик или соотношениями на элементарных волнах, см. [3].

Используемая нами процедура решения задачи о РПР на «кланане» через соотношения на простых изоэнтропных волнах конечной амплитуды через газодинамические функции записывается следующим образом.

Возможны два направления течения при РПР на МС КЛАПАНА — режим истечения из емкости (рис. 4,а) и режим втекания в емкость (рис. 4,б).

При истечении из емкости (рис. 4,а) поступающий в канал газ отделяется от газа в трубопроводе контактной поверхностью (КП). Согласно модели МС, для него справедливы соотношения $T_3^* = T_0^* = T_0$ и $p_3^* = p_0^* \sigma_{03}(M_3) = p_0 \sigma_{03}(M_3)$. Система уравнений модели течения через МС типа КЛАПАНА на расчетном шаге связывает искомые числа M_3 и M_2 в зонах по обе стороны от КП через газодинамические функции стационарного и нестационарного торможения (см. [3]):

$$\frac{p_0}{p_1'} = \frac{\pi'(M_2)}{\sigma_{03}(M_3)\pi(M_3)}, \quad (13)$$

$$\frac{c_0}{c_1'} = \frac{M_2}{M_3} \cdot \frac{\alpha'(M_2)}{\alpha(M_3)}. \quad (14)$$

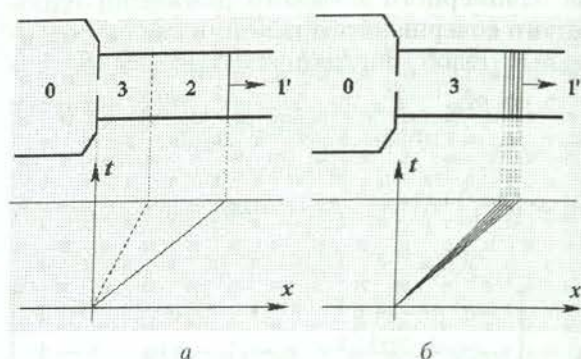


Рис. 4. Два режима течения при РПР на МС КЛАПАНА

Удобно решать эту задачу итерационным уточнением M_3 в интервале $(0, M_{3\max}]$, при $\frac{p_0}{p_1'} > 1$; в противном случае имеет место режим втекания в емкость. На этом режиме в канале формируется простая волна. Подлежит решению одиночное уравнение

$$\frac{p_0}{p_1'} = \frac{\sigma_{30}(M_3)\pi'(M_3)}{\pi(M_3)}. \quad (15)$$

По параметрам потока в зоне 3 определяются потоки массы компонентов смеси, импульса и энергии в граничном сечении канала. В численном расчете величины этих потоков используются для обновления параметров на расчетном шаге в граничной ячейке канала и в емкости.

Учет закрутки потока производится после расчета интересующих нас параметров в зоне 3 по описанной модели. Поток МКД вычисляется умножением расхода на удельное количество МКД в газе, пересекающем скачок сечения и на коэффициент сохранения МКД, определяемый эмпирически для данной геометрии сопротивления и режима течения на нем. Также на завершающей стадии расчета учитывается составляющая удельной кинетической энергии $u_R/4$ в газе, поступающем из соответствующей зоны.

Модели течения на стыке каналов разветвленного трубопровода

В ГВТ исследуемого двигателя имеются узлы стыка трех каналов, образующие разветвления. Во впускной системе это собственно сечения стыка контуров, в выпускной — стыки патрубков выпускного коллектора. Для численного расчета течения в таких узлах используется модель-связь типа ТРОЙНИК. Во всех случаях рациональной методикой определения газодинамиче-

ских потоков в граничных сечениях сходящихся к «тройнику» каналов является решенной задачей о РПР на такого рода связи, см. [3]. Метод же замыкания задачи индивидуальной характеристикой тройника может варьироваться.

Для наиболее ответственного с точки зрения моделирования подвода МКД сечения в потоке на стыке контуров в наших расчетах применена модель, использующая величину потерь полного давления на стыке каналов. Определение величины потерь для конкретного вида геометрии составило задачу специальной расчетно-экспериментальной работы, результаты которой, как и теория, приведены в [6, 7].

В менее ответственном случае течения на стыке каналов, использована модель, также основанная на расчете РПР, но использующая для замыкания задачи нехитрое допущение о равенстве давлений в сечениях каналов, сходящихся к «тройнику». Соответствующая теория и результаты сравнения расчетов с экспериментов приведены в [7].

Соотношения для исходной закрутки потока

Для вычисления номинальной величины потока МКД в сечении с закруткой (а) в расчетах в модели МС ТРОЙНИК, так и (б) при проведении безмоторных продувок, использовалась следующая расчетная схема — см. рис. 5. В модели слияния потоков принято допущение о том, что поперечник струи бокового (закручивающего) потока не играет роли и добавляемый этой струей МКД может быть с достаточной точностью оценен выражением $G_2 u_2 \Delta R \sin \beta$.

Тогда параметры закрученного потока в сечении 3 (после смешения) нетрудно определить из следующих интегральных уравнений сохранения, справедливых для идеального смешения:

$$\begin{aligned} G_3 &= G_1 + G_2, \\ G_3 u_3 + p_3 F_3 &= I_3 = I_1 + I_2 \cos \beta, \\ F_{кл3} &= \frac{1}{2} (Gu_R R)_3 = 0 + G_2 u_2 \Delta R \sin \beta, \\ G_3 h_3^* &= G_1 h_1^* + G_2 h_2^*. \end{aligned} \quad (16)$$

Модель процессов в рабочей камере ДВС

Моделирование процессов в РК (цилиндре ДВС) нами выполнялось по модели «термодинамического» уровня. Данная модель была реализована в специальном расчетном

модуле ЦИЛИНДР. При использовании этой модели в наших расчетах закон выгорания задавался уравнением И.И. Вибе со значениями параметров, характерными для ДВС с внешним С/О. Достаточно полное описание модели дано в [8].

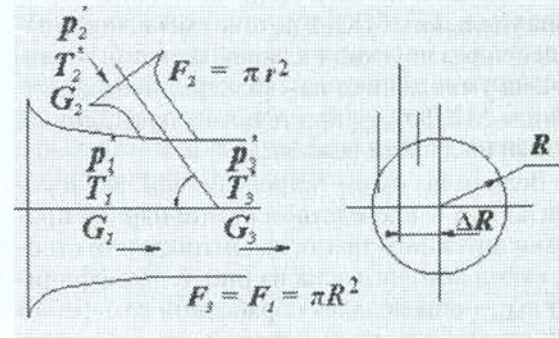


Рис. 5. К расчету исходной закрутки потока

Программная реализация моделей

Описанные выше модели процессов в элементах ГВТ реализованы в виде расчетных модулей программы для ЭВМ, с помощью которой проводилось численное (имитационное) моделирование течения газовой смеси в ГВТ исследуемого двигателя. Поэлементный состав использованной в расчетах модели ГВТ ДВС показан на рис. 6. Расчетами определялся показатель Ω , интегрально характеризующий степень закрутки рабочей смеси в РК моделируемого ДВС в момент, предшествующий сгоранию.

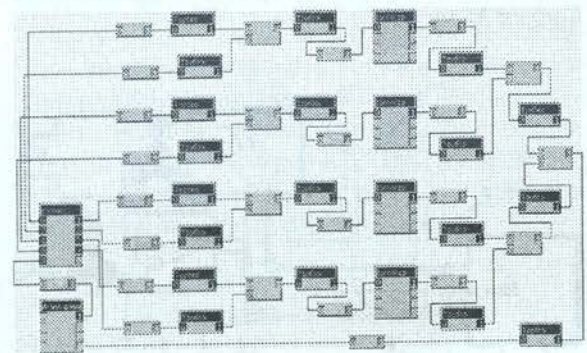


Рис. 6. Моделируемый ГВТ двигателя на поле сборки

ПРОДУВКА ВПУСКНЫХ КАНАЛОВ

Для расчетного определения интегральной закрутки заряда в рабочей камере необходимо использовать имитационную модель, которая дает реалистичные значения потока МКД,

поступающего в каждый момент времени через впускной клапан. «Номинальное» значение потока МКД в нашей модели вычислялось модулем ТРОЙНИК по формуле (16), в соответствии с расчетной схемой слияния осевого и тангенциального потоков (рис. 5) на входе во впускной канал головки цилиндров (длиной 80 мм). Действительная величина удельного МКД в потоке смеси, поступающей через впускной клапан, может быть получена умножением на «коэффициент сохранения» МКД $\sigma_{МКД}$ при течении через данный клапан на данном режиме.

Величина $\sigma_{МКД}$ определялась экспериментально — посредством стационарной продувки впускного тракта на специальном стенде, схема которого ясна из рис. 7. Коэффициент $\sigma_{МКД}$ определялся обработкой измерений для различных значений подъема клапана h (характеризующего геометрию канала) и относительного расхода через вторичный контур $G_2 = G_2/G$ (которым задается, при близости p^* и T^* в контурах, степень закрутки, выражаемая в угловой мере). В экспериментах не рассматривалось влияние на искомый показатель $\sigma_{МКД}$ таких определяющих параметров, как числа Re и M . Относительно Re принято обычное допущения об автомодельности течения на местных сопротивлениях в ГВТ ДВС по этому параметру; несущественность влияния на $\sigma_{МКД}$ (и, в конечном счете, на Ω) числа M можно обосновать тем, что основным режимом, который при такте впуска отвечает за поступление в рабочую камеру основной части МКД заряда, является, вероятно, течение при больших подъемах этого клапана и умеренных перепадах давлений и числах M на нем.

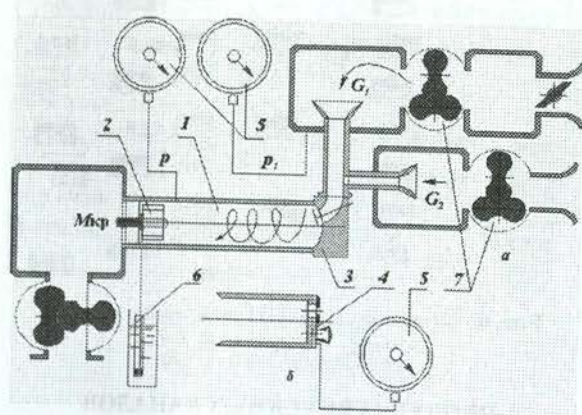


Рис. 7. Схема продувочного стенда: а — при измерении; б — при тарировке

Принцип измерения действительного потока МКД в контрольном сечении трубы 1 (с

внутренним диаметром, равным диаметру цилиндра испытуемого ДВС) основан на непосредственном измерении крутящего момента $M_{кр}$ на неподвижной спрямляющей крыльчатке 2 (рис. 7), установленной в этом сечении. Идеальная спрямляющая крыльчатка полностью отбирала бы у потока его $F_{кд} = M_{кр}$. Для используемой при измерениях конкретной крыльчатки необходима ее тарировочная зависимость $K_{МКД} = M_{кр}/F_{кд}$. Нами в качестве параметра этой зависимости учитывался лишь параметр закрутки потока в трубе, а именно — угол

$$\gamma = 90^\circ - \arctg \frac{u_R}{u}$$

Тем самым для условий обтекания крыльчатки измерителя потока МКД также были приняты допущения об автомодельности по M и Re , т. е. вместо критериального уравнения $K_{МКД} = K_{МКД}(M, Re, \gamma)$ обработка измерений при тарировке давала однопараметрическую характеристику $K_{МКД} = K_{МКД}(\gamma)$. Для ее получения на входной конец трубы диаметром 82 мм вместо головки цилиндров 3 устанавливался задатчик 4 «эталонного» потока МКД, оформленный в торцевой крышке трубы (рис. 9) с отверстием для сменных шайб, ограничивающих расход первичного, незакрученного потока воздуха, и с плавным сужающимся соплом, которое и сообщает закрутку потоку в трубе 1. При установке шайб различного диаметра (29,4 мм, 22 мм, 17,3 мм, 13 мм и 10 мм) получают потоки, различающиеся величиной параметра закрутки γ . Расход через шайбы и сопло при тарировке определяется по разрежению, измеряемому вакуумметром 5 со шкалой на 1 кгс/см² и классом точности 0,25.

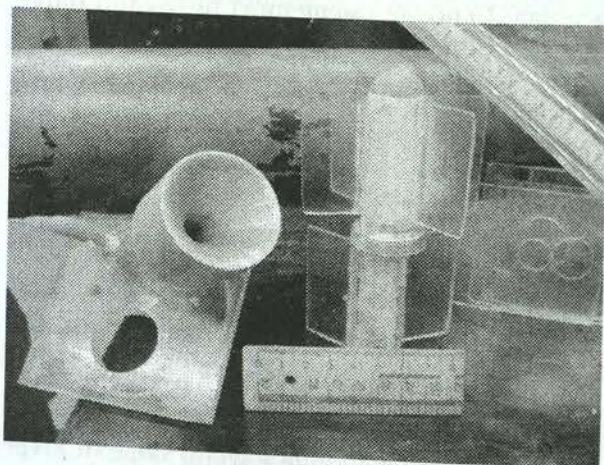


Рис. 8. Детали продувочного стенда — задатчик и измеритель потока МКД, колба и расходомерные шайбы

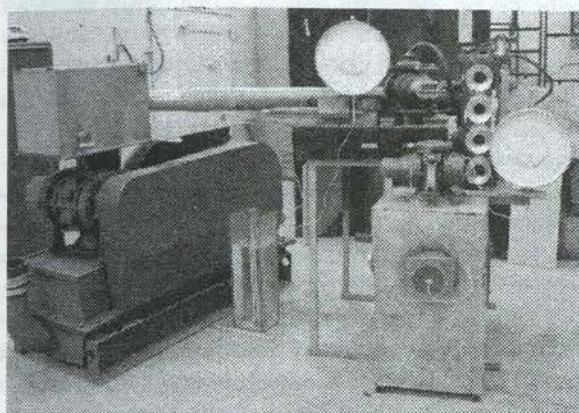
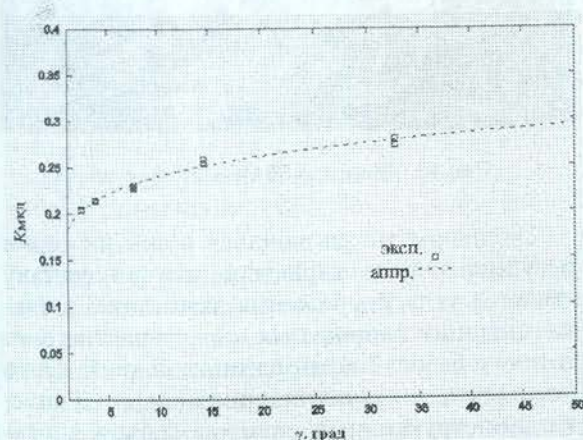


Рис. 9. Общий вид продувочного стенда

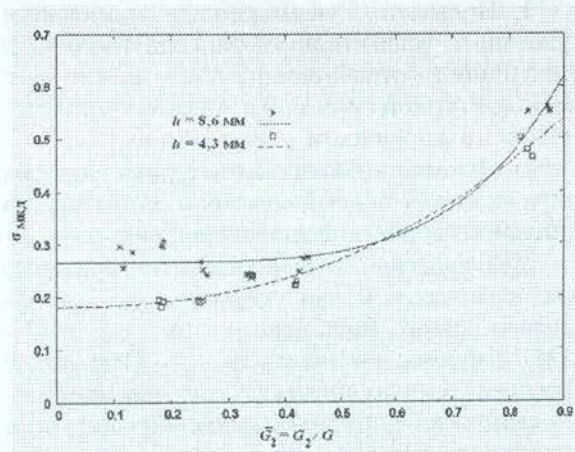
Потери МКД на участке от задатчика до измерителя, а также геометрические характеристики самого измерителя отражаются тарировочной зависимостью (в силу обоснованности допущения об автомодельности течения в ней по Re). Крутящий момент измеряется устройством, представляющим собой весы с цилиндрическим поплавком δ — стеклянной колбой, отградуированной в миллиметрах и служащей также гасителем колебаний. Нить, за которую подвешена колба (рис. 7 и 9), наматывается на барабан, установленный на оси крыльчатки 2, неподвижной при равновесии ее в потоке.

Экспериментальные точки, полученные при трехкратном измерении для каждого γ и график функции, аппроксимирующей искомую тарировочную зависимость вида $K_{МКД}(\gamma) = a + b\gamma^c$, показаны на рис. 10.

Рис. 10. Экспериментальные точки и график аппроксимирующей зависимости $K_{МКД}$

При использовании данного стенда для измерений, вместо задатчика на входной конец трубы устанавливалась головка цилиндров двигателя УЗАМ-3317 с двухконтурной

впускной системой (рис. 9). Расход через оба контура измерялся расходомерами 7 объемного типа РГ-40; расход через основной контур регулировался постановкой ограничивающих шайб диаметрами 29,4 мм, 22 мм, 17,3 мм, 13 мм, 10 мм и 0 мм. Коэффициент $\sigma_{МКД}$ определялся как частное от деления показания $M_{кр}$ измерителя потока МКД на «номинальное» значение потока МКД, вычисляемое по показаниям расходомера G_2 и величины приведенного эксцентриситета вторичного контура, с учетом коэффициента $K_{МКД}$ для крыльчатки при данной закрутке, согласно ее тарировочной зависимости.

Рис. 11. Экспериментальные точки и графики аппроксимирующей зависимости $\sigma_{МКД}$ для $h = 8,6$ мм и $h = 4,3$ мм

Измерения были выполнены для величин подъема впускного клапана $h = h_{max}/2 = 4,3$ мм и $h = h_{max} = 8,6$ мм. Их результаты — экспериментальные точки и графики аппроксимирующих зависимостей — показаны на рис. 11. Полученные данные интерполировались модулем-связью КЛАПАИ для вычисления $\sigma_{МКД}$ для любых промежуточных значений высоты его подъема h .

МОТОРНЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ

Ниже приводятся данные об экспериментальном двигателе, стендовом оборудовании и результаты экспериментального измерения показателей двигателя, оборудованного двухконтурной впускной системой. В широком диапазоне относительного расхода воздуха через контуры измерены эффективные параметры двигателя, показатели токсичности, построены регулировочные характеристики.

В качестве параметра, интегрально характеризующего ГДСЗ в РК в части закрутки, использовано расчетное значение вихревого отношения Ω , которое определялось имитационным моделированием газообмена по моделям, описанным ранее в данной статье.

Испытательный стенд, двигатель УЗАМ-3317 и порядок проведения испытаний

Для исследования влияния закрутки потока на впуске на эффективные показатели двигателя и токсичность отработавших газов проведены моторные эксперименты. Эксперименты имели целью:

1. Показать возможность снижения удельного эффективного расхода топлива и токсичности отработавших газов двигателя с двухконтурной системой впуска за счет изменения интенсивности закрутки заряда.

2. Показать, что двухконтурная система впуска не ухудшает показатели двигателя по внешней скоростной характеристике.

Для проведения экспериментов применена исследовательская установка на базе четырехтактного бензинового двигателя УЗАМ-3317 рабочим объемом $iV_h = 1700 \text{ см}^3$ с распределенным впрыском топлива, электро-механической динамометрической тормозной установки 1DS (ЧССР) и программно-аппаратного комплекса для проведения калибровок на базе процессора Микас 7.1 фирмы Элкар (Россия). Комплекс позволяет задавать значения цикловых расходов топлива и углов опережения зажигания двигателя, а также контролировать параметры двигателя при снятии соответствующих регулировочных характеристик.

Воздух попадает в ресивер двухконтурной системы впуска, проходя через расходомер и дроссельный патрубок, после чего по каналам основного и дополнительного контуров подводится к впускным клапанам двигателя. При работе двигателя в режиме холостого хода воздух поступает в ресивер через регулятор добавочного воздуха. Каналы дополнительного контура подводятся тангенциально к продольной оси основного канала. Соотношение расходов воздуха через контуры задается дросселированием соответствующих контуров. Двигатель на стенде показан на рис. 12.

Расход воздуха измеряется с помощью электронного расходомера термоанемометрического типа, данные которого обрабатываются блоком управления Микас 7.1 и выво-

дятся на дисплей ЭВМ в реальном времени. Расход топлива в процессе работы двигателя берется из расчетных значений программы управления топливоподачей Микас 7.1 и контролируется измерением объемным расходомером. Определение угла опережения зажигания, циклового расхода топлива, частоты вращения вала двигателя, температуры охлаждающей жидкости и воздуха, коэффициента избытка воздуха также производится средствами системы управления программно-аппаратного комплекса. Коэффициент избытка воздуха также измеряется по составу отработавших газов при помощи газоанализатора Horiba MEXA-554JE. Состав отработавших газов определяется газоанализаторами Horiba MEXA-554JE и Horiba EKSA-240. Крутящий момент двигателя определяется динамометром VSETIN тормозной установки 1DS. Поддержание и контроль скоростного режима двигателя осуществляется средствами системы управления тормозного стенда. Все измерения соответствуют требованиям ГОСТ 14846.

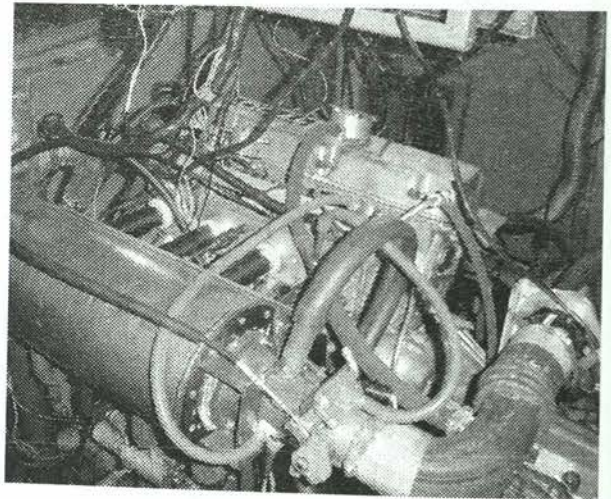


Рис. 12. Двигатель УЗАМ-3317 на стенде

Эксперимент заключался в снятии серии регулировочных характеристик по составу смеси и углу опережения зажигания, а также внешних скоростных характеристик двигателя в базовой комплектации и двигателя в комплектации двухконтурной системой впуска. Конструктивные размеры (объем впускного ресивера, длина и сечение впускных патрубков) системы впуска базового двигателя и основного контура двухконтурной системы впуска выполнены оптимальными по критерию наполнения. Параметры системы впуска рассчитаны с помощью системы имитационного моделирования «Альбея».

Двигатель для испытаний в базовой комплектации соответствует двигателю с двухконтурной системой впуска с нулевой степенью закрутки (основной контур открыт, малый контур закрыт полностью). Изменение степени закрутки в двигателе с двухконтурной системой впуска обеспечивалось изменением соотношения расходов воздуха через контуры при неизменном суммарном расходе воздуха через двигатель. Двигатель в комплектации с двухконтурной системой впуска испытывался с максимальной степенью закрутки при подаче воздуха только через малый контур (основной контур закрыт, малый контур открыт полностью) и с промежуточными степенями закрутки при подаче воздуха через оба контура. Максимальная и промежуточные степени закрутки достигались дросселированием основного контура диафрагмами различного диаметра (0 мм, 8 мм, 10 мм и 34 мм) при полностью открытом дополнительном контуре. Диафрагма диаметром 34 мм соответствует полностью открытому основному контуру.

Результаты испытаний двигателя

Регулировочные характеристики по составу смеси и углу опережения зажигания снимались на различных режимах от глубокого дросселирования до полного открытия дроссельной заслонки. Регулировочные характеристики по составу смеси на различных режимах работы двигателя приведены на рис. 13–16. Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания снимались при составах смеси, соответствующих минимальным удельным эффективным расходам топлива $g_e \text{ min}$. Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания приведены на рис. 17 и 18.

Внешние скоростные характеристики снимались при оптимальных регулировках состава смеси и угла опережения зажигания на каждой точке характеристики. Двигатель в комплектации двухконтурной системой впуска испытывался в условиях подачи воздуха через оба контура (основной и малый контуры открыты полностью). Внешние скоростные характеристики приведены на рис. 19. Здесь же для сравнения приведены внешние скоростные характеристики испытуемого двигателя при комплектации его серийной карбюраторной системой впуска.

Анализ результатов

Анализ полученных характеристик показывает следующее:

1. Наибольший эффект от применения двухконтурной системы впуска наблюдается на режимах глубокого дросселирования и низких частотах вращения вала двигателя при максимальной, или близкой к максимальной, закрутке заряда в цилиндре. На этих режимах вялая внутрицилиндровая газодинамика базового двигателя компенсируется интенсивным вихреобразованием в двухконтурной системе.

2. На каждом режиме может быть найдено соотношение расходов воздуха через контуры, и, соответственно, степень закрутки свежего заряда, дающие наибольший эффект по расходу топлива и токсичности отработавших газов.

3. Диапазон устойчивой работы двигателя на режимах глубокого дросселирования при применении двухконтурной системы впуска расширяется в зону бедных смесей на 20 ... 30%.

4. Минимальные удельные эффективные расходы топлива по регулировочным характеристикам по составу смеси при применении двухконтурной системы впуска снижаются на 11 ... 22% на режимах глубокого дросселирования и на 0 ... 5% на частичных режимах. Минимумы удельных эффективных расходов топлива при применении двухконтурной системы впуска смещаются в сторону обеднения на 7 ... 10% на режимах глубокого дросселирования и на 5 ... 7% на частичных режимах.

5. При работе двигателя с коэффициентами избытка воздуха, соответствующими минимальным значениям удельных эффективных расходов топлива, выбросы оксида углерода при применении двухконтурной системы впуска снижаются на 60 ... 70% на режимах глубокого дросселирования и частичных режимах.

6. При работе двигателя с коэффициентами избытка воздуха, соответствующими минимальным значениям удельных эффективных расходов топлива, выбросы углеводородов при применении двухконтурной системы впуска снижаются на 2 ... 8% на режимах глубокого дросселирования и частичных режимах.

7. Минимальные значения выбросов оксида углерода и углеводородов по регули-

ровочным характеристикам по составу смеси при применении двухконтурной системы впуска меняются несущественно. Однако минимумы выбросов углеводородов при применении двухконтурной системы впуска смещаются в сторону обеднения на 6... 10% на режимах глубокого дросселирования.

8. Минимальные удельные эффективные расходы топлива по регулировочным характеристикам по углу опережения зажигания при применении двухконтурной системы впуска меняются мало. Минимумы удельных эффективных расходов топлива при применении двухконтурной системы впуска смещаются в сторону меньших углов опережения зажигания на 20... 48%, что свидетельствует об увеличении скоростей горения.

9. Эффективные показатели двигателя и токсичность отработавших газов на режимах внешней скоростной характеристики при применении двухконтурной системы впуска не ухудшаются. Максимальный крутящий момент двигателя возрастает на 1,5%. Коэффициент наполнения, минимальный удельный эффективный расход топлива и токсичность отработавших газов меняются мало.

10. Вид регулировочных характеристик $M_e(\alpha)$ и $g_e(\alpha)$ при различных комплектациях впускной системы (рис. 15) показывает, что для смесей примерно стехиометрического и особенно бедного состава фактор закрутки (на выбранном скоростном режиме $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и для выбранного расхода воздуха $G_b = 54 \text{ кг/час}$) монотонно и отрицательно влияет на эффективные показатели двигателя. Предположительно это говорит как об увеличении роли теплоотдачи в стенке рабочей камеры, так и (при неплохой «базовой» скорости турбулентного горения в КС) об отрицательном воздействии закрутки рабочей смеси в КС на скорость выгорания смеси. При обеднении же смеси закрутка способствует улучшению показателей и вообще становится фактором, обеспечивающим саму возможность работы при существенном обеднении, положительно влияя на скорость и полноту выгорания обедненных смесей. Так, при максимальной закрутке, обеспечиваемой при подаче воздуха только через дополнительный контур, удается работать на смеси состава $\alpha = 1,5 \dots 1,6$ при g_e около 250 г/(кВт·ч) , что примерно соответствует

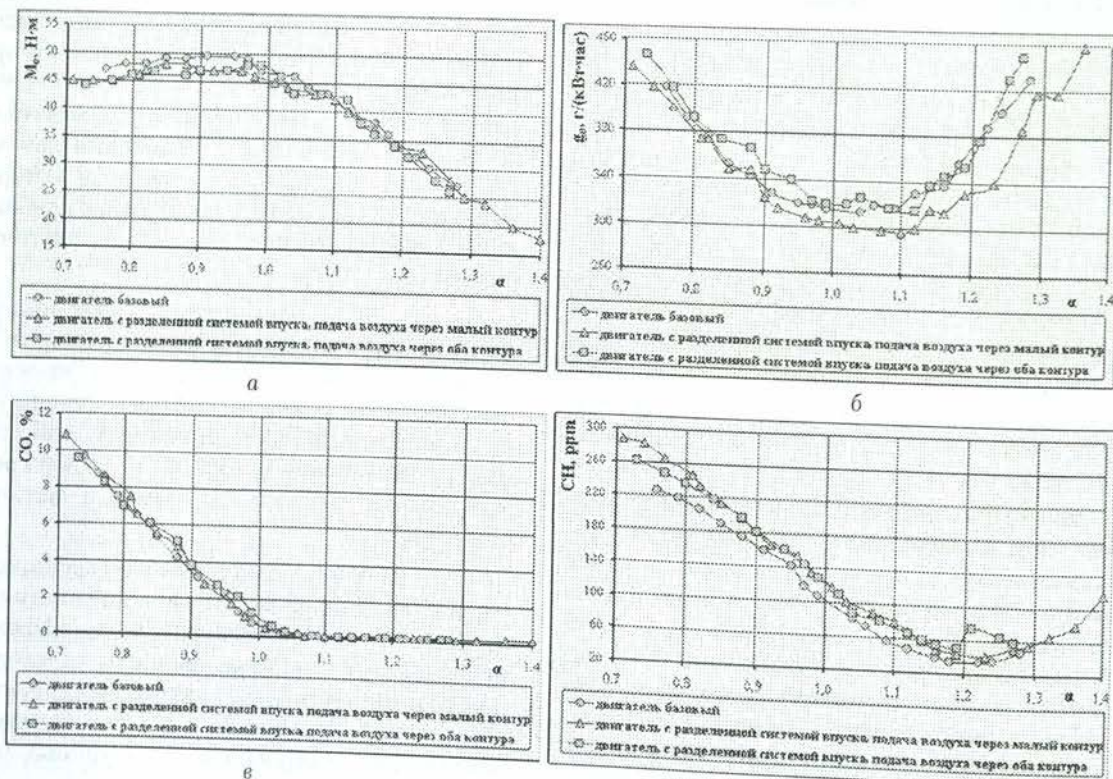


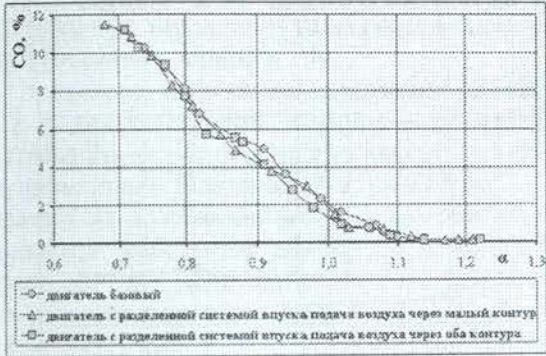
Рис. 13. Регулировочные характеристики по составу смеси; $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$, $G_b = 40 \text{ кг/час}$; вихревые отношения $\Omega = 0,15$ (базовый), $\Omega = 5,56$ (малый контур), $\Omega = 0,02$ (оба контура) рассчитаны для $\alpha = 1,0$



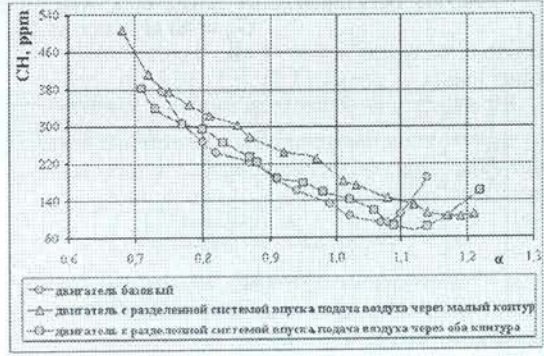
а



б

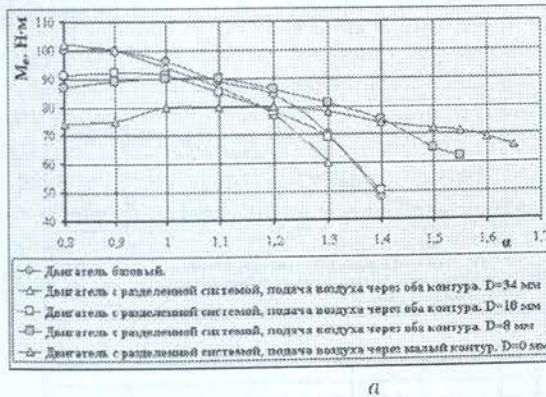


в

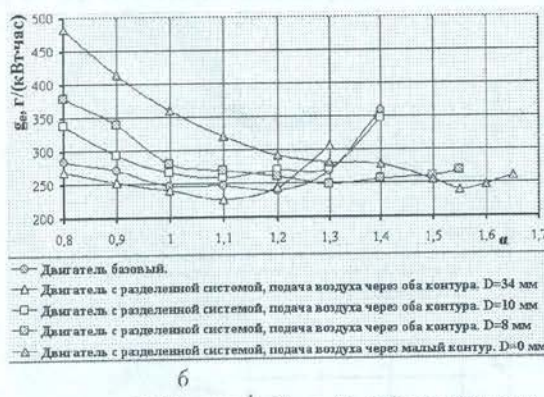


з

Рис. 14. Регулировочные характеристики по составу смеси; $n = 1240 \text{ мин}^{-1}$, $G_b = 13 \text{ кг/час}$; вихревые отношения $\Omega = 0,18$ (базовый), $\Omega = 10,9$ (малый контур), $\Omega = 0,01$ (оба конура) рассчитаны для $\alpha = 1,0$



а



б

Рис. 15. Регулировочные характеристики по составу смеси; $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $G_b = 54 \text{ кг/час}$; вихревые отношения $\Omega = 0,17$ (базовый), $\Omega = 0,01$ (оба конура, $D = 34 \text{ мм}$), $\Omega = 1,2$ ($D = 10 \text{ мм}$), $\Omega = 2,1$ ($D = 8 \text{ мм}$), $\Omega = 6,8$ (малый контур) рассчитаны для $\alpha = 1,1$

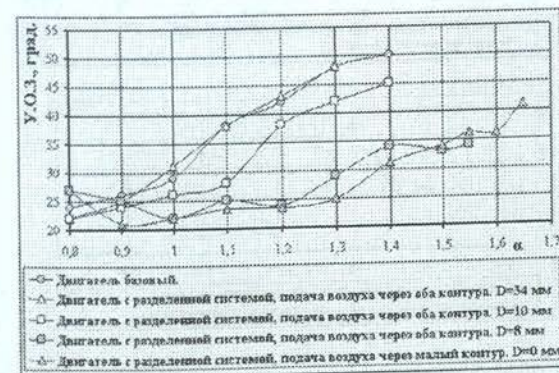


Рис. 16. Зависимости углов опережения зажигания, соответствующих минимальным удельным эффективным расходам топлива, от состава смеси; $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $G_b = 54 \text{ кг/час}$; характерные значения вихревых отношений Ω — те же, что для рис. 15

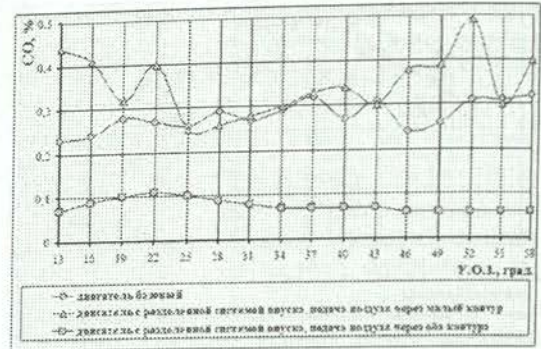
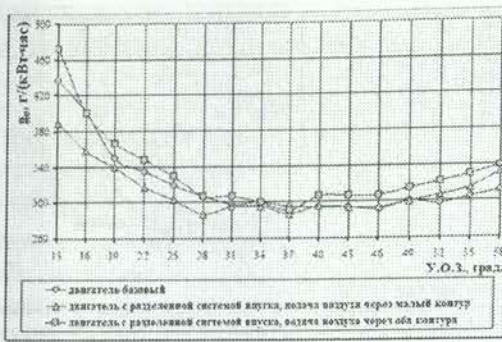


Рис. 17. Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания; $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$, $G_B = 40 \text{ кг/час}$, $\alpha = 1,1$; Ω — те же, что для рис. 13

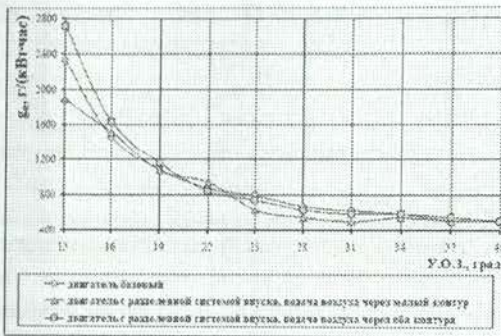


Рис. 18. Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания; $n = 1240 \text{ мин}^{-1}$, $G_B = 13 \text{ кг/час}$, $\alpha = 1,01$; Ω — те же, что для рис. 14

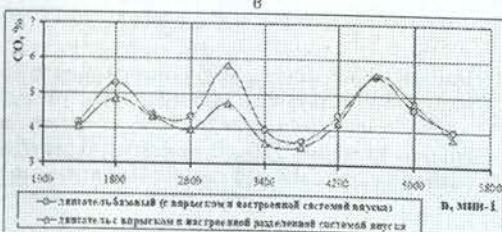


Рис. 19. Внешние скоростные характеристики

экономичной работе при $\alpha = 0,9 \dots 1,2$ при несущественной закрутке, и несколько большими значениями M_e (85 ... 100 Н·м против около 70 Н·м для бедной смеси).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Создана и реализована в виде расчетных модулей математическая модель, позволяющая рассчитывать на ЭВМ процессы в ГВТ ДВС как нестационарные волновые течения с закруткой и определять некоторые интегральные характеристики газодинамического состояния заряда в РК.

Стендовые испытания двигателя УЗАМ-3317 с двухконтурной впускной системой подтвердили исходные предположения о том, что применение указанной системы мало сказывается на эффективных показателях двигателя при работе по внешней скоростной характеристике. При работе же на частичных режимах придание закрученного движения заряду указанным способом в ряде случаев улучшает экономические и токсические показатели ДВС, способствует существенному расширению диапазона устойчивой работы двигателя на частичных режимах в направлении обедненных смесей.

Представляется, что на каждом режиме для данного двигателя может быть найдено оптимальное соотношение расходов воздуха через контуры, определяющее степень закрутки рабочей смеси, дающее наибольший эффект по расходу топлива и токсичности отработавших газов, что открывает возможность совершенствования существующих двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рудой, Б. П. Топливная экономичность ДВС: учеб. пособие / Б. П. Рудой. Уфа: УАИ, 1985. 80 с.
2. Патент № 2148178 РФ. Способ питания двигателя внутреннего сгорания и устройство для его осуществления / Р. Д. Еникеев, Р. И. Садыков, Б. П. Рудой, А. О. Борисов // Бюл. изобр. 2000, № 12.

3. Рудой, Б. П. Прикладная нестационарная гидрогазодинамика / Б. П. Рудой. Уфа: УАИ, 1988. 184 с.
4. Черноусов, А. А. К выбору метода численного интегрирования уравнений одномерного движения газов в каналах ДВС / А. А. Черноусов // Известия вузов. Машиностроение. 2007. № 6. С. 43–46.
5. Черноусов, А. А. Консервативная сеточно-характеристическая схема для расчета нестационарных течений в трубопроводах / А. А. Черноусов // Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей: межвуз. науч. сб. Уфа: УГАТУ, 2006. Вып. 21. С. 246–254.
6. Еникеев, Р. Д. Течение газа в зоне стыка контуров ДВС / Р. Д. Еникеев // Известия вузов. Машиностроение. 2007. № 2. С. 20–28.
7. Еникеев, Р. Д. Моделирование и экспериментальное исследование нестационарного течения газа в разветвленном трубопроводе / Р. Д. Еникеев, А. А. Черноусов // Вестник УГАТУ. 2007. Т. 9, № 6 (24). С. 99–107.
8. Гарипов, М. Д. Прогнозирование влияния обводненности спиртоводной смеси на индикаторную эффективность цикла ДВС / М. Д. Гарипов, А. А. Черноусов // Вестник УГАТУ. 2007. Т. 9, № 6 (24). С. 108–114.

ОБ АВТОРАХ



Еникеев Рустэм Далилович, доц., зав. каф. двиг. внутр. сгорания. Дипл. инж. по двиг. внутр. сгорания (УАИ, 1981). Канд. техн. наук по тепл. двиг. (УАИ, 1987). Иссл. в обл. систем газообмена, персп. раб. процессов ДВС.



Михайлов Владимир Сергеевич, асп. той же каф. Магистр техн. и технол. по энергомашиностроению (УГАТУ, 2007). Готовит дис. в обл. газообмена двухтактных ДВС.