

УДК 621.43:533.6

## МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ ЧЕРЕЗ ТАРЕЛЬЧАТЫЙ КЛАПАН ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ И ПОДХОД К ИДЕНТИФИКАЦИИ ЕЕ ПАРАМЕТРОВ

Ю. А. Гришин<sup>1</sup>, А. А. Черноусов<sup>2</sup>

<sup>1</sup>grishin.bmstu@mail.ru, <sup>2</sup>andrei.chernousov@mail.ru

<sup>1</sup>ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана» (МГТУ)

<sup>2</sup>ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 25.02.2019

**Аннотация.** Представлена полуэмпирическая модель течения через тарельчатый клапан поршневого двигателя. В основе модели – гипотетическая схема стационарного отрывного течения в клапанной щели. Модель замкнута уравнениями регрессии для величин, характеризующих в ней сужение струи и гипотетические потери полного давления до сужения. Для уточнения модели (на разных режимах течения и для разных подъемов клапана) предлагается автоматически подбирать параметры встроенных уравнений регрессии по результатам подробных расчетов течения в 2D. Показан подход к уточнению характеристики клапана по данным продувок или расчетов в 3D. Показано приложение модели к задачам расчета по одномерным моделям.

**Ключевые слова:** поршневой двигатель; тарельчатый клапан; квазистационарная модель; отрывное течение; уравнения регрессии; идентификация параметров.

### ВВЕДЕНИЕ

Рабочие процессы тепловых двигателей рассчитывают на ЭВМ в том числе и по экономичным прикладным моделям. В такие модели включены подмодели узлов и агрегатов проточной части, представляющие течение рабочего тела в них как стационарное. Такими («квазистационарными») моделями описывают входные и выходные устройства, местные сопротивления и запорные органы, ступени турбомашин, разветвления и др.

Требуется адекватность этих моделей в широких диапазонах конструктивных, режимных и регулировочных параметров моделируемых агрегатов. Это в принципе достижимо путем идентификации моделей по данным соответствующих стационарных продувок.

Для расчета рабочего процесса поршневого двигателя важна адекватность модели течения через клапанный узел с тарельчатым клапаном или парой клапанов. В статье рассмотрена возможность построить модель

течения через клапанный узел, отвечающую следующим требованиям:

– модель должна в базовом состоянии (т.е. без привлечения данных продувок для ее уточнения) удовлетворительно точно определять искомые величины в потоке через клапан с учетом основных конструктивных размеров узла и режима течения (определяемого подъемом клапана  $h$  и, здесь: числом  $M$  в примыкающем сечении канала);

– модель должна надежно и равномерно уточняться («калиброваться») в поле указанных режимных параметров по достоверным (и, как правило, неполным) данным продувок конкретного узла в натурном или вычислительном (в 3D) эксперименте;

– модель (уточненная) должна сохранять адекватность при изменении основных размеров клапанного узла (что и имеет место в процессе проектирования, и важно для проектировочных расчетов).

Известно, например, что коэффициент расхода клапанного узла [1, 2] (или другого

местного сопротивления) может быть представлен в модели течения формальной аппроксимацией или интерполяцией обработанных результатов продувок [3]. Однако при таком (чисто эмпирическом) представлении характеристики узла изменение его размеров (с нарушением геометрического подобия) ведет к неадекватности модели.

Поэтому, по мнению авторов статьи, удовлетворяющая всем трем перечисленным требованиям модель должна строиться на гипотетической схеме струйного отрывного течения. Подобные модели предлагались, например, для решетки профилей [4] и для клапанной щели [5]. Однако, по видимому, исключено, что требуемая модель будет «аналитической», т.е. не содержащей внутренних параметров, значения которых должны подбираться по результатам продувок.

**Ключевые идеи.** Предлагаемый авторами подход – развитие полуэмпирической модели клапана (на основе расчетной схемы отрывного течения). Базовый вариант модели, наряду с уравнениями, определяющими аналитические функциональные связи, включает уравнения регрессии для замыкающих модель величин (коэффициент сужения струи и др.). Параметры уравнений регрессии предлагается автоматизированно подбирать по соответствию результатам расчетов (в 3D или даже в 2D) течений через клапан с выбранной (типичной) геометрией. Такие расчеты массово проводятся при всех возможных величинах подъемов  $h$  и расходов газа при заданном подъеме.

Идея получения уточненной – на основе базовой, полученной, как описано выше, модели – идентификация параметров дополнительных уравнений регрессии, корректирующих собственно характеристику клапанного узла. Важно, что определяемая характеристикой величина ( $\sigma$  или  $\zeta = \zeta(\sigma, \dots)$ ) и определяющие величины ( $\bar{h}$ ,  $M_1$  или  $M_2$ ) – числа подобия, и что предлагаемая уточняющая идентификация не затрагивает уравнений, составляющих базовую модель.

В итоге процедуры, реализующие решение задачи идентификации и вычисления по модели, реализуются модульно, а процедура вычисления встраивается корректно в расчет газодинамических потоков через клапаны на шаге расчета нестационарного течения в газоздушном тракте (как показано, например, в [6, 7]).

В статье представлены: модель, подход и собственно метод идентификации параметров базовой модели и результаты идентификации по данным расчетов в 2D течения через клапанную щель. Предложен также подход к уточнению модели по данным натурных продувок клапанного узла.

### МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ ЧЕРЕЗ КЛАПАН

Математическая модель (далее – модель КЛАПАН) описывает течение газа с потерями полного давления через орган газообмена ДВС в виде тарельчатого клапана (или группы идентичных клапанов).

В основе модели КЛАПАН – расчетная схема стационарного течения с отрывом в клапанной щели и сужением струи (рис. 1).

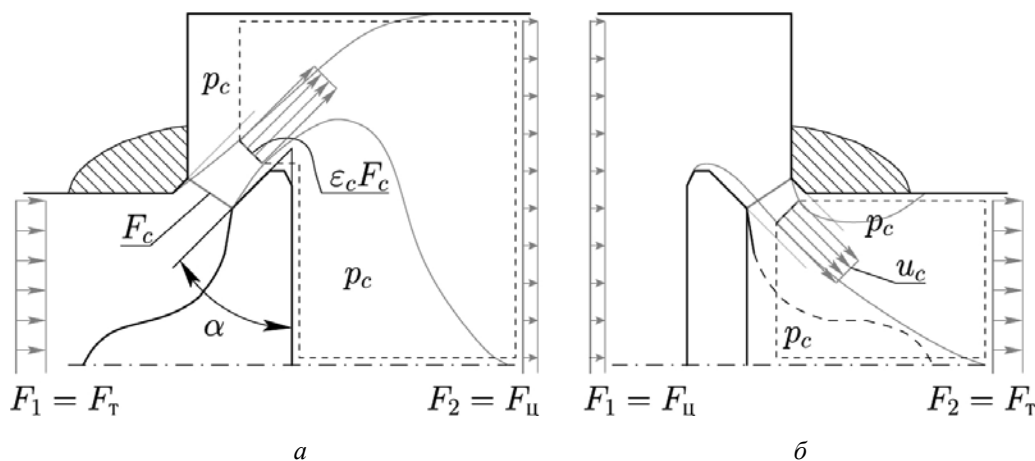


Рис. 1. Расчетные схемы струйного отрывного течения:  
а – из трубы в цилиндр; б – из цилиндра в трубу

Кроме показанной на рис. 1 структуры течения, в модели принят ряд гипотез (допущений) и соглашений.

1. Площади сечений  $F_1$  и  $F_2$  (рис. 1) – величины, принятые здесь равными площадям примыкающих сечений каналов натурной или расчетной модели узла, примененной при продувке. Площадь  $F_c$  – номинальное сечение, определяемое некоторой правдоподобной моделью (напр., [1, с. 40]).

2. Протекающий газ – совершенный с заданными постоянными параметрами уравнений состояния  $p = \rho RT$  и  $h = c_p T$  (например, удельной газовой постоянной  $R$  и отношением теплоемкостей  $\gamma = c_p/c_v$ ).

3. Течение – стационарное и адиабатное:

$$G = G_2 = G_c = G_1, \quad (1)$$

$$G_2 i_2^* = G_c i_c^* = G_1 i_1^*, \quad (2)$$

откуда при  $i^* = c_p T^*$  следует  $T_2^* = T_c^* = T_1^*$ .

4. Течение в суженном сечении струи – дозвуковое и однородное:  $M_c = u_c/c_c$ , где  $u_c$  – модуль вектора скорости потока, направленного (гипотетически) параллельно образующей фаски клапана (см. рис. 1).

5. Давление  $p_c$  и в отрывной и в «застойной» зонах принимается равным статическому давлению в сечении сужения струи. Площадь этого сечения определяется как  $\varepsilon_c F_c$ , где  $\varepsilon_c$  – коэффициент сужения струи. Давление  $p_c$  связывается с числом  $M_c$  в этом сечении:  $p_c = p_c^* \pi(M_c, \gamma)$ , где  $p_c^* = \sigma_c p_1^*$  – полное давление в этом же сечении струи,  $\sigma_c$  – коэффициент сохранения полного давления до этого сечения.

6. Величины коэффициентов  $\varepsilon_c$  и  $\sigma_c$  определяются уравнениями регрессии вида

$$[\varepsilon_c, \sigma_c]^T = \bar{f}_r(M_c, \bar{h}), \quad (3)$$

где  $M_c \in [0, M_{c \max} = 1]$ ,  $\bar{h} = h/d_T$  – относительный текущий подъем клапана,  $d_T$  – диаметр канала  $d_T = d_1$  (см. рис. 1, а) или  $d_T = d_2$  (см. рис. 1, б). Конкретные виды уравнений регрессии и способ идентификации их внутренних параметров определяются конкретной моделью и методом идентификации модели. Метод идентификации изложен

в следующем разделе. Ниже изложена сама модель, следующая из данных гипотез.

**Модель КЛАПАН.** В рамках принятых допущений и исходя из уравнений модели (1–3), расход  $G_c$  связан с  $M_c$  и полными давлением  $p_1^*$  и температурой  $T_1^*$ :

$$G_c = m(\gamma, R) \cdot \frac{q(M_c, \gamma) \varepsilon_c F_c \sigma_c p_1^*}{\sqrt{T_1^*}}.$$

На участке от «с» до выходного сечения 2:  $G_2 = G_c = G_1$ ,  $T_2^* = T_c^* = T_1^*$ , и привлекается уравнение импульса потока:

$$I_2 = G_2 u_2 + p_2 F_2 = \frac{\gamma + 1}{2\gamma} \cdot G_2 c_{кр} z(\lambda_2) = I_c,$$

где  $u_2 = \lambda_2 c_{кр}$ ,  $c_{кр} = \sqrt{2\gamma RT_2^*/(\gamma + 1)}$ ,  $z(\lambda) = \lambda + 1/\lambda$ ,  $p_2 = \rho_2 RT_2$ ,  $\rho_2 = G_2/(u_2 F_2)$  и  $I_c$  – импульс потока на входе в рассматриваемый участок. Уравнение для  $I_c$  следует из гипотез модели и идентично для обоих направлений течения (см. рис. 1):

$$I_c = p_c F_2 \cdot (1 + \varepsilon_c \bar{f}_{c2} \gamma M_c^2 \sin \alpha), \quad (4)$$

где  $\bar{f}_{c2} = F_c/F_2$ .

Уравнения модели КЛАПАН (1–4) и другие – нелинейные; расчет по ним требует итерационных методов для уточнения величины  $M_c$  в интервале  $[0, M_{c \max} = 1]$ .

Для корректного применения квазистационарной модели КЛАПАН в численном расчете нестационарного течения вычисления по ней необходимо построить в итерационные процедуры расчета мгновенных значений потоков на границах элементов тракта (например, в процедуры решения обобщенных задач о распаде разрыва [6]).

**Модель КЛАПАН: безразмерная форма уравнений.** Уравнения модели приведены выше в размерных величинах. Приведя их к безразмерной форме, можно показать, что модель КЛАПАН связывает коэффициент сохранения полного давления  $\sigma = p_2^*/p_1^*$  с параметром режима (числом  $M_1$  в канале, рис. 1, а), относительным подъемом клапана  $\bar{h}$  и площадями  $\bar{f}_{c1} = F_c/F_1$ ,  $\bar{f}_{c2} = F_c/F_2$ , углом фаски  $\alpha$  и другими параметрами, определяющими  $F_c(h, \dots)$ :

$$\sigma = \sigma(M_1, \bar{h}, \gamma, \bar{f}_{c1}, \bar{f}_{c2}, \alpha, \dots). \quad (5)$$

Связь (5) определяет универсальную газодинамическую характеристику клапана.

В данной модели справедливо (4), и связь (5) определяется уравнением

$$\sigma = \varepsilon_c \bar{f}_{c2} \sigma_c q(M_c, \gamma) / q(M_2, \gamma),$$

где  $M_2$  – корень уравнения

$$y(M_2, \gamma) = \frac{y(M_c, \gamma) \cdot \varepsilon_c \bar{f}_{c2} \cdot (1 + \gamma M_2^2)}{1 + \varepsilon_c \bar{f}_{c2} \gamma M_c^2 \sin \alpha}.$$

Допустимые значения  $M_1$  в (5) – в интервале  $[0, M_{1\max} < 1]$ . Модель КЛАПАН определяет  $M_{1\max}$  уравнением

$$M_{1\max} = M_{1\max}(\bar{h}, \gamma, \bar{f}_{c1}, \dots), \quad (6)$$

согласно которому  $M_{1\max}$  – корень уравнения  $q(M_{1\max}, \gamma) = \varepsilon_{c1} f_{c1} \sigma_{c1}$ , где  $\varepsilon_{c1}$  и  $\sigma_{c1}$  – коэффициенты, определенные из (3) при  $M_c = M_{c\max} = 1$ .

Использование (5) и (6) позволяет применить надежный итерационный алгоритм метода хорд для решения задачи о распаде разрыва на границе емкости и канала [6]. В принятых в [6] обозначениях характеристика клапана (5) определяется как связь  $\sigma_{03}$  или  $\sigma_{30}$  с  $M_3$ .

#### ПОДХОД К ИДЕНТИФИКАЦИИ ПАРАМЕТРОВ

Представляется рациональным двухэтапный подход к параметрической идентификации (ПИ).

На первом этапе ПИ автоматизированно подбираются коэффициенты в регрессионных уравнениях для коэффициента сужения струи и др. величин (3), замыкающих базовую модель. Данными для ПИ здесь могут служить результаты массовых расчетов для всех возможных величин подъема  $h$  и расходов газа для каждого значения  $h$ . Предполагается, что такая модель удовлетворительно опишет характеристики клапанных узлов с учетом определяющих параметров: основных конструктивных размеров узла и параметров режима течения, здесь:  $\bar{h}$  и числа  $M$  в примыкающем сечении канала.

Второй этап ПИ модели КЛАПАН имеет целью «калибровку» базовой модели в поле указанных параметров режима. Для такого уточнения модели привлекаются достоверные (и, возможно, неполные) данные продувок клапанного узла в натурном или вычислительном (в 3D) эксперименте. Предлагаемое уточнение (на 2-м этапе ПИ) не затрагивает уравнений, составляющих базовую модель: характеристика клапанного узла, определяемая базовой моделью, корректируется дополнительными уравнениями регрессии. Последние связывают определяемое число подобия  $\sigma$  (или  $\zeta$ ) с определяющими ( $\bar{h}$ ,  $M_1$  или  $M_2$ ), т.е. корректируют именно универсальную характеристику модели КЛАПАН. Предлагаемый подход к такой «калибровке» пояснен (без проверки результатов) в конце данного раздела.

**Метод ПИ базовой модели.** Итак, структура и параметры (3) должны позволить достаточно точно «аппроксимировать» базовую моделью в  $(M_1, \bar{h})$  или в  $(M_2, \bar{h})$  результаты вычислительных экспериментов для капанного узла с выбранными типичными размерами.

В частности, в показанном ниже примере идентификация проведена по данным расчетов в 2D при  $\bar{h} = \text{idem}$ ; данные расчетов содержали величины  $G$ ,  $p_1$ ,  $T_1^*$ ,  $p_2$  для каждой режимной точки. Принята следующая простая структура уравнений (3)

$$\varepsilon_c = \varepsilon_{c0} + M_c^{2.7} \cdot (\varepsilon_{c1} - \varepsilon_{c0}), \quad (7)$$

$$\sigma_c = [1 + \zeta_{c1} \gamma M_c^2 \pi(M_c, \gamma) / 2]^{-1},$$

где коэффициент потерь полного давления в струе  $\zeta_{c1}$  (при  $M_c = M_{c\max} = 1$ ) связан с  $\sigma_{c1}$ :

$$\zeta_{c1} = (2/\sigma_{c1} - 2) / [\gamma \pi(M_c, \gamma)]. \quad (8)$$

Постоянные параметры  $\varepsilon_{c0}$ ,  $\varepsilon_{c1}$ ,  $\sigma_{c1}$  в (7) и (8) определялись из условия минимума целевой функции

$$f(\varepsilon_{c0}, \varepsilon_{c1}, \sigma_{c1}) = f_1 + k \cdot f_2, \quad (9)$$

где  $f_1 = \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{n=1}^N \left[ \frac{\zeta_{1\text{расч}} - \zeta_{1\text{эксп}}}{\zeta_{1\text{эксп}}} \right]^2}$  – среднее квадратическое относительное отклонение коэффициента потерь,

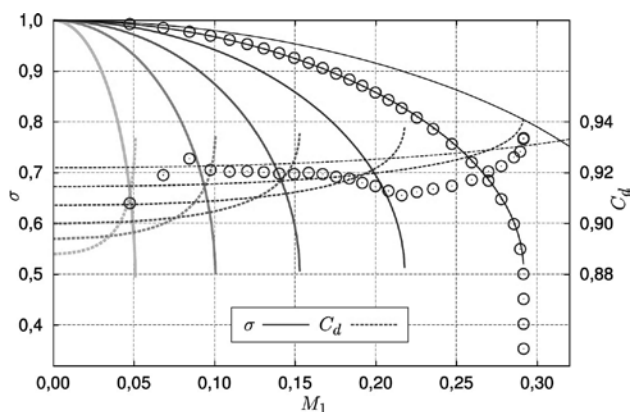
$$f_2 = \frac{|M_{1 \max \text{ расч}} - M_{1 \max \text{ эксп}}|}{M_{1 \max \text{ эксп}}},$$

и где  $k=2,0$  – весовой коэффициент; индекс «эксп» относится к вычислительному эксперименту (в 2D).

Расчеты течения газа с  $\gamma=1,40$  через конфигурацию, показанную на рис. 1, а, выполнены по модели осредненного турбулентного течения для  $h=5$  мм и  $d_1=33$  мм. Результаты этих расчетов (кружки на рис. 2) использованы для базовой идентификации модели КЛАПАН.

Минимум (9), равный 1,39 %, найден итерационным методом Нелдера–Мида:  $\varepsilon_{c0}=0,9758$ ;  $\varepsilon_{c1}=1,0107$ ;  $\sigma_{c1}=0,9234$ .

После ПИ по модели КЛАПАН рассчитаны: коэффициент сохранения полного давления (5) и коэффициент расхода  $C_d$  для нескольких величин подъема клапана  $h$  (графики на рис. 2).



**Рис. 2.** Протекание  $\sigma(M_1)=p_2^*/p_1^*$  и  $C_d(M_1)$  (рис. 1, а) по данным 2D-расчета (кружки: для  $h=5$  мм) и по базовой модели после идентификации по этим данным (линии: для  $h=1, 2, 3, 4, 5$  и  $6$  мм)

Определение  $C_d = G/G_{\text{теор}}^{\text{def}}$  соответствует приведенному в [2, с. 196], т.е.

$$G_{\text{теор}} = F_c \sqrt{\frac{2\gamma p_1^* \rho_1^*}{\gamma-1} \left[ \left( \frac{\tilde{p}_2}{p_1^*} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{\tilde{p}_2}{p_1^*} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]},$$

где  $p_1^*$  и  $\rho_1^*$  – полные параметры во входном сечении;  $\tilde{p}_2$  – статическое давление в выходном сечении, ограниченное снизу величиной критического давления:  $\tilde{p}_2 = \max [p_2, (p_2)_{\text{кр}} = p_1^* \pi(1, \gamma)]$ .

Из рис. 2 видно, что модель КЛАПАН, идентифицированная по массиву расчетов в 2D, хорошо воспроизводит зависимость

$$\sigma = \sigma(M_1, \bar{h} = 5/33);$$

отклонение по коэффициенту расхода в обе стороны не превышает 1,5 %.

**Метод ПИ для «калибровки».** Уточнить дополнительно базовую модель КЛАПАН предлагается уравнениями регрессии для коэффициентов, корректирующих, например, определяемую  $\sigma$  и определяющую  $M_1$  величины в (5). Разумнее, однако, имея в виду (6) и зависимость

$$\sigma = \left[ 1 + \zeta_1 \gamma M_1^2 \pi(M_1, \gamma) / 2 \right]^{-1}, \quad (10)$$

корректировать величины  $\zeta_1$  и  $M_1$ :

$$k_{\zeta_1} = \zeta_1' / \zeta_1, \quad k_{M_1} = M_1' / M_1,$$

где  $k_{\zeta_1}$  и  $k_{M_1}$  – «калибровочные» коэффициенты, которые можно подобрать как параметры модели или же задать их уравнениями регрессии от  $M_1$  и  $\bar{h}$  (см. рис. 1, а). Сам вид этих уравнений регрессии предполагается выбрать, «калибруя» базовую модель КЛАПАН (полученную на основе 2D-расчетов) по полным в областях  $(\bar{h}, M_1)$  или  $(\bar{h}, M_2)$  данным 3D-расчетов.

При такой корректировке «клиентский» модуль прикладной программы вызовет процедуру расчета связи вида (5). Реально процедура вычислит (для случая рис. 1, а) не (5), а  $\sigma' = \sigma(M_1', \bar{h}, \gamma, \bar{f}_{c1}, \bar{f}_{c2}, \alpha, \dots)$ . Для этого «оберточная» процедура вначале вычислит  $M_1 = M_1' / k_{M_1}$ , затем –  $\sigma$ , вызвав для этого процедуру, реализующую (5). После чего будет вычислено  $\sigma'$  – по выражению (10), с подстановкой в него  $M_1'$  и  $\zeta_1' = k_{\zeta_1} \zeta_1$ , где  $\zeta_1$  – из (10), т.е.

$$\zeta_1 = (2/\sigma - 2) \cdot [\gamma M_1^2 \pi(M_1, \gamma)]^{-1}.$$

Аналогично корректируется  $\sigma$  по универсальной характеристике для случая истечения через клапан (рис. 1, б).

Предложенная двухэтапная идентификация (включая «калибровку» по данным продувок канала при конечных значениях площадей сечений «трубы» и «цилиндра», (рис. 1) определяет значения параметров модели:  $\varepsilon_{c0}$ ,  $\varepsilon_{c1}$ ,  $\sigma_{c1}$ ,  $k_{\zeta_1}$  и  $k_{M_1}$ .

### ПРИКЛАДНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ

Назначение модели КЛАПАН – представление действительных характеристик клапанных узлов в расчетах процессов газообмена поршневых ДВС по нестационарной одномерной модели течения.

Предполагается, что такая модель сохранит адекватность, во-первых, при иных, чем при продувке, значениях  $R$  и  $\gamma$  протекающего газа. Также не должно заметно снижать точность расчета изменение диаметрального размера примыкающего к цилиндру сечения канала (относительно имевшего место при идентификации) – если использовать в модели корректировку по уравнению  $q(M, \gamma) \cdot F = \text{const}$ . Тривиально учитывается и формально бесконечная площадь канала, принятая для элементов типа емкостей (в частности, цилиндров ДВС), в которых поэтому  $p^* = p$ .

Тогда уравнения модели вида (5) и (6) применимы в процедурах расчета распада разрыва (РР) на границах цилиндров ДВС и каналов газоздушного тракта. Процедуры расчета РР корректно встраивают универсальные характеристики устройств на границах в алгоритм расчета по нестационарной одномерной модели течения.

Так, модель для определения величин газодинамических потоков в примыкающем сечении канала из задачи о РР (рис. 3) с втеканием в цилиндр имеет (и для однородного совершенного газа) общий вид

$$\left[ G_1, I_1, G_1 i_1^* \right]^T = \bar{f}_{\text{вт}}(p_0, T_0, u_0, p_2, h, F_1, \dots).$$

Процедурой расчета потоков должна итерационно решаться нелинейная система уравнений, описывающих РР. Пусть задано  $M_1^{(i)}$  из интервала  $[0, M_{1\text{max}} < 1]$ . Тогда

$$p_1^{(i)} = p_0 \cdot \pi''(M_1^{(i)}, \gamma) / \pi''(M_0, \gamma),$$

$$p_2^{(i)} = p_2^{*(i)} = p_1^{(i)} \cdot \sigma(M_1^{(i)}, \dots) / \pi(M_1^{(i)}, \gamma).$$

Итерации (например, по методу хорд) прекращаются по достижению условия

$$\left| p_2^{(i)} - p_2 \right| < \varepsilon.$$

Параметры в сечении с последней итерации берутся в качестве решения:

$$p_1^{(i)} = p_1^{(i)} / (RT_1^{(i)}), \quad T_1^{(i)} = T_0 (p_1^{(i)} / p_0)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}},$$

$$u_1^{(i)} = M_1^{(i)} \sqrt{\gamma RT_1^{(i)}};$$

по ним вычисляются потоки:

$$G_1 = \rho_1^{(i)} u_1^{(i)} F_1, \quad I_1 = G_1 u_1^{(i)} + p_1^{(i)} F_1,$$

$$G_1 i_1^* = G_1 c_p \cdot \left[ T_1^{(i)} + (u_1^{(i)})^2 / (2c_p) \right].$$

Расчет для случая истечения сложнее – из-за того, что учитывается контактная поверхность, отделяющая истекающий газ от газа в трубопроводе [6, 8]. Как предложено в [8], изменение параметров газа как в волнах разрежения, так и в волнах сжатия выражены газодинамическими функциями нестационарного торможения:  $\pi''(M, \gamma)$  и др.

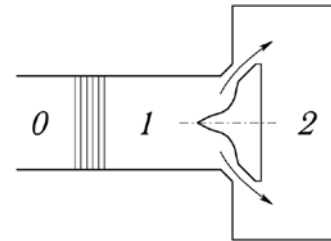


Рис. 3. Схема течения при распаде разрыва с втеканием в цилиндр

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной статье представлены результаты разработки математической модели течения через тарельчатый впускной или выпускной клапан поршневого двигателя. Изложена модель, основанная на гипотетической расчетной схеме струйного отрывного стационарного течения газа в клапанной щели. Рассмотрены также подходы к идентификации параметров уравнений регрессии для величин, замыкающих аналитические уравнения модели. Предложена двухэтапная идентификация модели; базовый этап – подбор внутренних параметров регрессионных уравнений в составе модели по соответствию результатам двумерного расчета течения через типичный тарельчатый клапан (во всем диапазоне возможных значений подъема  $h$  и расхода).

Модель в базовом варианте – основа для уточнения по данным продувок (когда они имеются). В случае когда достоверных данных продувок нет, для расчетов может использоваться базовая модель.

Предполагается, что именно данная модель и «двухэтапный» подход к ее идентификации обеспечат в итоге универсальность модели по параметрам режима течения и основным размерам проточной части клапанного узла (а именно: угла фаски клапана, диаметральных размеров канала и тарелки).

Процедуры, реализующие базовый этап идентификации модели и вычисления по ней (а также процедуры тестирования), реализованы на языке С в модулях библиотеки моделей *gasdyn*, интегрируемой с пакетом программ ALLBEA [9] для расчетов рабочих процессов двигателей на ЭВМ.

Продолжить исследование планируется в направлении реализации (в *gasdyn*) процедур 2-го этапа идентификации модели – ее «калибровки» по результатам продувок клапанных узлов ряда четырехтактных двигателей (включая продувки расчетами в 3D).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вихерт М. М., Грудский В. Г. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей. М.: Машиностроение, 1982. 151 с. [M. M. Vikhert, V. G. Grudskii, *Designing of intake systems of high-speed diesel engines*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1982. ]
2. Круглов М. Г., Меднов А. А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1988. 360 с. [M. G. Kruglov, A. A. Mednov, *Gas dynamics of combined internal combustion engines*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1988. ]
3. Blair G. P., Callender E., Mackey D. Maps of discharge coefficients for valves, ports and throttles / G. Blair, E. Callender and D. Mackey // SAE Paper 2001-01-1798. 14 p. [G. Blair, E. Callender and D. Mackey, "Maps of discharge coefficients for valves, ports and throttles," in *SAE Paper 2001-01-1798*, 2001. ]
4. Гришин Ю. А., Круглов М. Г. Влияние угла атаки и радиуса скругления передней кромки на потери в решетке профилей // Энергомашиностроение. 1976. № 12. С. 30–32. [Yu. A. Grishin, M. G. Kruglov, "Effect of angle of attack and the leading edge rounding radius on losses in profile lattice," (in Russian), in *Energomashinostroenie*, no. 12, pp. 30-32, 1976. ]
5. Расчет отрывного течения через щель тарельчатого впускного клапана / Ю. А. Гришин и др. // Двигателестроение. 1982. № 3. С. 24–30. [Yu. A. Grishin, et. al., "Calculation of the separated flow through the slit of the poppet exhaust valve," (in Russian), in *Dvigatelistroenie*, no. 3, pp. 24-30, 1982. ]
6. Черноусов А. А. Основы моделирования рабочих процессов тепловых двигателей: учеб. пособие. Уфа: УГАТУ, 2008. 264 с. [A. A. Chernousov, *Fundamentals of numerical modeling of operation processes of heat engines*, (in Russian). Ufa: USATU, 2008. ]
7. Черноусов А. А. О достоверности результатов моделирования движения волн конечной амплитуды в длинном неразветвленном трубопроводе с местными сопротивлениями в одномерном приближении // Вестник УГАТУ. 2009. Т. 12, № 1 (30). С. 197–210. [A. A. Chernousov, "On adequacy of the results of modeling the motion of waves of finite amplitude in a long pipeline with local resistances using one-dimensional approximation," (in Russian), in *Vestnik UGATU*, vol. 12, no. 1 (30), pp. 197-210, 2009. ]
8. Рудой Б. П. Прикладная нестационарная гидрогазодинамика: учеб. пособие. Уфа: УАИ, 1988. 184 с. [B. P. Rudoi, *Applied unsteady hydro- and gas dynamics*, (in Russian). Ufa: UAI publ., 1988. ]
9. Еникеев Р. Д., Черноусов А. А. Проектирование и реализация пакета прикладных программ для расчетного анализа и синтеза сложных технических объектов // Вестник УГАТУ. 2012. Т. 16, № 5 (50). С. 60–68. [R. D. Enikeev and A. A. Chernousov, "Design and development of a software package for computational analysis and synthesis engineering of complex technical objects," (in Russian), in *Vestnik UGATU*, vol. 16, no. 5 (50), pp. 60-68, 2012. ]

#### ОБ АВТОРАХ

**ГРИШИН Юрий Аркадьевич**, проф. каф. «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н. Э. Баумана. Дипл. инженер-механик (УАИ, 1971). Д-р техн. наук по тепл. двигателям (МГТУ, 2000). Иссл. в обл. моделирования нестационарных течений в проточных частях ДВС.

**ЧЕРНОУСОВ Андрей Александрович**, доц. каф. ДВС. Дипл. инж.-мех. по ДВС (УГАТУ, 1994). Канд. техн. наук по тепл. двигателям (УГАТУ, 1998). Иссл. в области числ. моделирования рабочих процессов ДВС.

#### METADATA

**Title:** Model of flow through a poppet valve of piston engine and an approach to parameter identification.

**Authors:** Yu. A. Grishin<sup>1</sup>, A. A. Chernousov<sup>2</sup>

**Affiliation:**

<sup>1</sup> Bauman Moscow State Technical University (BMSTU), Russia.

<sup>2</sup> Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

**Email:** <sup>1</sup>grishin.bmstu@mail.ru, <sup>2</sup>andrei.chernousov@mail.ru.

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 23, no. 2 (84), pp. 90-97, 2019. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** A semi-empirical model of flow through a poppet valve of a piston engine is presented. The model is based on a hypothetical stationary separated flow in the valve gap. The model is closed by regression equations for the quantities characterizing the jet contraction and the losses of the total pressure prior to the contraction. To evenly refine the model (for different flow conditions and for different valve lifts), it is proposed to automatically adjust the parameters of the built-in regression equations on the

basis of the detailed flow simulations in 2D. The approach to calibration the model using data obtained by blow-downs or 3D simulations is also shown. Applicability of the model to unsteady problems solved in 1-D is discussed.

**Key words:** piston engine; poppet valve; quasi-stationary flow model; separated flow; regression equation; parameter identification.

**About authors:**

**GRISHIN, Yuriy Arkadievich**, Prof., Dept. of. Piston Engines. Dipl. Mech. Engineer (UAI, 1971). Dr. of Tech. Sci. (BMSTU, 2000).

**CHERNOUSOV, Andrei Aleksandrovich**, Assoc. Prof., Dept. of Internal Combustion Engines. Dipl. Mech. Engineer (UGATU, 1994). Cand. of Tech. Sci. (UGATU, 1998).