

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ВПУСКНОЙ СИСТЕМЫ ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ОБРАТНЫМ ПЛАСТИНЧАТЫМ КЛАПАНОМ

© 2004 А.И. Кох, С.П. Прохоров

Самарский государственный аэрокосмический университет

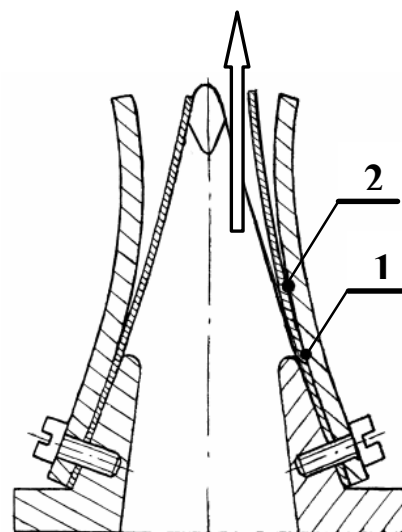
Разработана математическая модель впускной системы двухтактного двигателя, учитывающая инерционность потока рабочей среды и лепестков клапана. Модель позволяет оптимизировать расходные характеристики впускного тракта.

Для подачи рабочей смеси во впускных системах двухтактных двигателей летательных аппаратов и других транспортных средств используются обратные пластинчатые клапаны (ОПК). Их применение объясняется простотой конструкции и способностью к саморегулированию. С изменением режима работы изменяются фаза и степень открытия лепестков клапана. Исследования свидетельствуют, что его установка улучшает мощностные и экологические показатели двигателя, повышает экономичность [1].

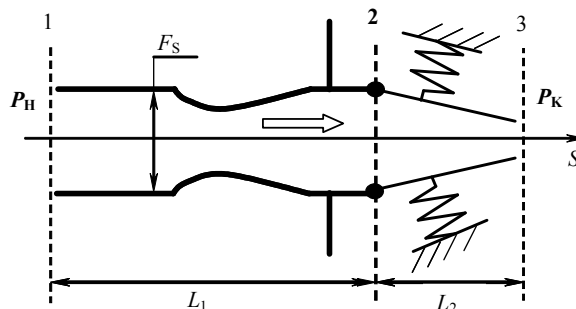
В тоже время экспериментальные работы показали, что движение лепестков клапана может иметь сложный колебательный характер, за один цикл возможно прикрытие проходного сечения ОПК с последующим повторным открытием клапана [2]. Это приводит к увеличению гидравлического сопротивления клапана. Известные методы расчета не позволяют объяснить наблюдаемые процессы, прогнозировать характеристики и совершенствовать впускную систему с ОПК [1, 3]. Предложенная в работе [4] модель требует численного решения системы нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных. Она учитывает основные факторы, определяющие рабочий процесс, но является достаточно сложной в решении.

В настоящей работе предлагается инженерная методика расчета характеристик впускной системы, учитывающая ограничения на перемещения лепестков в ОПК, инерционность потока рабочей смеси и их взаимовлияние. Схема ОПК с ограничивающими перемещение лепестков пластинами, приведена

на рис. 1. Левая часть клапана показана в закрытом состоянии. Предлагаемая схема модели впускной системы приведена на рис. 2.



**Рис. 1.** Проточный канал ОПК:  
1-2 – зона переменного контакта лепестка с ограничительной пластиной



**Рис. 2.** Схема впускной системы  
двухтактного ДВС с ОПК:

$P_H$ ,  $P_K$  – давления на входе во всасывающий патрубок и в кривошипно-шатунной камере;  
 $F_s$  – текущая площадь поперечного сечения канала впускной системы вдоль оси  $S$

Предполагается, что всасывающий патрубок длиной  $L_1$  является каналом с плавно изменяющимся поперечным сечением вдоль оси  $S$ . Лепестки клапана на схеме представлены как прямолинейные жесткие пластины, шарнирно закрепленные в сечении 2, которые могут перемещаться под действием перепада давления в кривошипно-шатунной камере  $P_K$  и давления в канале клапана.

Анализ параметров впускной системы реальных двигателей позволяет принять следующие предположения и допущения.

1. Движение потока происходит со скоростями  $M < 0,3$ . Расчет параметров воздуха без учета его сжимаемости в этом случае не приводит к существенным погрешностям.

2. Время прохождения прямой и обратной акустических волн существенно меньше минимального периода рабочего цикла двигателя и их влияние на рабочий процесс во впускном тракте незначительно.

3. Максимальная скорость перемещения элементов лепестка на порядок меньше максимальной скорости движения потока и не оказывает существенного влияния на его величину.

В этом случае удовлетворительная точность расчета потока может быть получена при использовании инерционной теории на основе уравнения Бернулли для нестационарного движения несжимаемой среды, которое имеет вид [5]:

$$p_1 + \rho \frac{\beta_1 v_1^2}{2} = p_s + \rho \frac{\beta_s v_s^2}{2} + p_C + p_{и}, \quad (1)$$

где  $p_1, p_s$  – давления среды в сечениях 1,  $S$ ;  $v_1, v_s$  – средние скорости, определяемые как отношение объемного расхода среды к площади живого сечения;

$$p_C = \sum p_{CN} + \sum p_{CD}$$

– необратимая потеря полного давления на местных сопротивлениях  $p_{CN}$  и по длине участков  $p_{CD}$ ;

$$p_{и} = \rho \int_{s_1}^s \frac{\partial v}{\partial t} dS$$

– давление инерционного напора на участке 1- $S$ ;

$\beta_1, \beta_s$  – коэффициенты кинетической энергии, учитывающие неравномерность скоростей по сечению.

Величины  $p_{CD}$  в нашем случае существенно меньше потерь на местных сопротивлениях  $p_{CN}$  и ими можно пренебречь. Местные потери в сечении  $N$  определяются по формуле Вейсбаха. Величина  $p_{и}$  в уравнении определяет обратимые преобразования энергии потока. Инерционный напор положителен при ускорении движущейся среды и отрицателен при замедленном движении.

С учетом [4] и принятых допущений из (1) получим:

$$\frac{dQ}{dt} = \text{sign}(Q)Q^2 P(\alpha) + R(\alpha)\Delta p(t); \quad (2)$$

$$P(\alpha) = - \frac{\left( \frac{\xi_1 \beta_1}{\sin^2 \alpha_0} + \frac{\xi_3 \beta_3}{(\sin \alpha_0 - \sin(\alpha_0 - \alpha))^2} \right)}{4bl^2 \left( \frac{KL_1}{l \sin \alpha_0} - \text{ctg}(\alpha_0 - \alpha) \ln|1 - s| \right)};$$

$$K = \int_{s_1}^{s_2} \frac{ds}{F_S};$$

где

$$s = \frac{\sin(\alpha_0 - \alpha)}{\sin \alpha_0};$$

$$R(\alpha) = \frac{2b}{\rho \left( \frac{KL_1}{l \sin \alpha_0} - \text{ctg}(\alpha_0 - \alpha) \ln|1 - s| \right)};$$

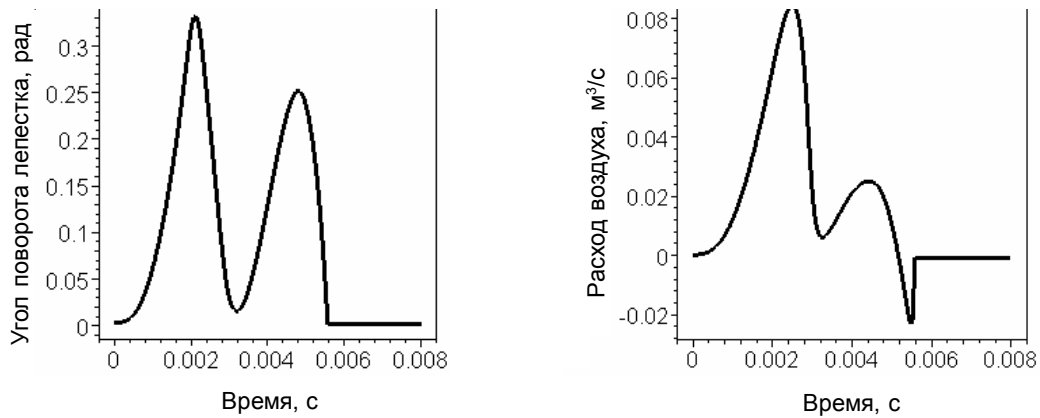
$$\Delta p(t) = P_H - P_K;$$

$l$  – длина лепестка;  $b$  – ширина канала;

$K$  – коэффициент, учитывающий изменение площади канала на участке 1-2;

$\alpha$  – угол поворота лепестка относительно закрытого состояния;

$\alpha_0$  – угол между лепестком и осью канала в закрытом состоянии клапана;



**Рис. 3.** Зависимость поворота лепестка и расхода воздуха от времени по результатам моделирования впускной системы с ОПК при  $\Delta p(t) = A \sin(2\pi f t)$ : длина лепестка  $l = 30$  мм, толщина  $0,18$  мм,  $\alpha_0 = 25^\circ$ , длина канала  $L_1 = 0,2$  м,  $K = 1$ ,  $A = 20$  кПа,  $f = 110$  Гц

$\xi_1, \xi_3$  – коэффициенты местного сопротивления в сечениях 1 и 3.

Уравнение движения лепестков получим, предполагая, что на них действуют силы давления, силы упругости и инерции, которые в общем случае имеют нелинейную зависимость от угла поворота.

$$\left. \begin{aligned} J(\alpha) \frac{d^2\alpha}{dt^2} + C(\alpha)\alpha &= M(Q, \alpha, t), \\ M(Q, \alpha, t) &= b \int_0^l (p_{2-3} - p_K) x dx. \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где  $J(\alpha)$  – момент инерции лепестка относительно оси шарнира;

$C(\alpha)$  – коэффициент жесткости при повороте;

$x$  – координата вдоль оси лепестка;

$p_{2-3}$  – давление среды в канале на лепесток на участке 2–3;

$M(Q, \alpha, t)$  – момент от сил давления на лепесток относительно оси шарнира.

Используя (2), (3) и введя дополнительную переменную  $y$ , получим систему нелинейных дифференциальных уравнений первого порядка, описывающих рабочий процесс впускной системы:

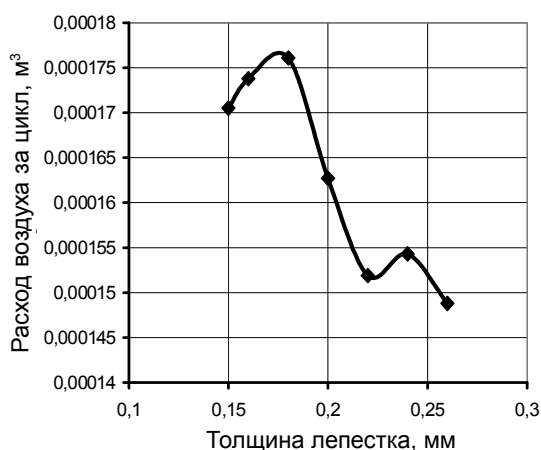
$$\left. \begin{aligned} \frac{dQ}{dt} &= \text{sign}(Q)Q^2 P(\alpha) + R(\alpha)\Delta p(t), \\ \frac{dy}{dt} &= \frac{1}{J(\alpha)} (M(Q, \alpha, \Delta p(t)) - \alpha C(\alpha)), \\ \frac{d\alpha}{dt} &= y. \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

Система (4) решается численным методом при заданных начальных условиях и функции перепада давления  $\Delta p(t)$ . Для реализации ограничений на угол поворота лепестков модели с одной стороны ограничительными пластинами и с другой – корпусом ОПК жесткость  $C(\alpha)$  аппроксимируется кусочно - непрерывной функцией. При приближении  $\alpha$  к  $\alpha_0$  жесткость задается в виде линейной резко возрастающей функции. При углах поворота, соответствующих касанию лепестков ограничительной пластины жесткость рассчитывается по теории изгиба балки с длиной вылета, зависящей от зоны контакта с пластиной. Момент инерции  $J(\alpha)$  также задается кусочной функцией, величина которой рассчитывается по динамической жесткости балки при ее колебаниях по первой изгибной форме с длиной выше зоны контакта.

Разработана программа решения с использованием системы аналитических и численных расчетов *Maple*. На рис.3 приведены результаты расчета колебаний лепестка и расхода воздуха на одном режиме работы.

По результатам серии расчетов могут быть получены характеристики впускной системы в зависимости от изменения различных параметров. Один из примеров расчета характеристики приведен на рис. 4.

Разработанная математическая модель может использоваться в инженерной практике для расчета характеристик впускной системы и выбора её рациональных параметров.



**Рис. 4.** Зависимость расхода воздуха за рабочий цикл от толщины лепестка при  $\Delta p(t) = A \sin(2\pi f t)$ : длина лепестка  $l = 30$  мм,  $\alpha_0 = 25^\circ$ , длина канала  $L_1 = 0,2$  м,  $K = 1$ ,  $A = 20$  кПа,  $f = 100$  Гц

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пудовеев В.И., Гололобов Е.И., Плешанов А.А. и др. Экономичность двигателей мотороллеров и мотоциклов. Тула: Приокское кн. изд-во, 1990.
2. Кох А.И., Письменов В.А. Исследование газодинамических характеристик и надежности обратных пластинчатых клапанов двухтактных ДВС // Доклады международной научно-технической конференции, часть 2. Самара: СГАУ, 2001.
3. Кондрашов В.М., Григорьев Ю.С., Тупов В.В. и др. Двухтактные карбюраторные двигатели внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1990.
4. Чегодаев Д.Е., Кох А.И. Математическая модель впускной системы двухтактного ДВС с обратным пластинчатым клапаном // Доклады международной научно-технической конференции, посвященной памяти академика Н.Д. Кузнецова. Часть 2. Самара: СГАУ, 2001.
5. Аметистов Е.В., Григорьев В.А., Емцев Б.Т. и др. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент. Справочник. М.: Энергоиздат, 1982.

#### DESIGN PROCEDURE OF PERFORMANCES OF INLET SYSTEM THE TWO-CYCLE ENGINE WITH REED INDUCTION VALVE

© 2004 A.I. Kokh, S.P. Prokhorov

Samara State Aerospace University

The mathematical model of inlet system of the two-cycle engine, taking into account time lag of a stream of actuating medium and reed of the valve is developed. The model allows to optimize metering characteristics of an inlet section.