

ЛИТЕРАТУРА

1. Топливная аппаратура и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов др. – М.: Машиностроение, 1990. -288с.
2. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион-Ав-тодата, 2004. – 344 с.
3. Хартман, К. Планирование эксперимента в исследовании техно-логических процессов [Текст] / К. Хартман, Э. Лецкий, В. Шефер и др. – Москва: Мир, 1977. – 552 с.

Представлено 17.05.2019

УДК 621.43

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗООБМЕНА В МАЛОЛИТРАЖНЫХ  
ДВИГАТЕЛЯХ ПРОИЗВОДСТВА ММЗ  
MODELING OF GAS EXCHANGE IN SMALL ENGINES  
PRODUCED BY MMP

А.В. Предко, ст. преп.,  
Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск, Беларусь  
A. Predko, Senior lecturer,  
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

*Аннотация. В работе рассмотрены общие подходы к построению математической модели газообмена на основании первого закона термодинамики для открытых систем. Приведены исходные данные и результаты моделирования.*

*Abstract. The paper deals with General approaches to the construction of a mathematical model of gas exchange on the basis of the first law of thermodynamics for open systems. The initial data and simulation results are presented.*

*Ключевые слова: газообмен, рабочий процесс, двигатель внутреннего сгорания.*

*Key words: gas exchange, workflow, internal combustion engine.*

## ВВЕДЕНИЕ

Параметры рабочего процесса и двигателя в целом во многом зависят от параметров процесса газообмена: очистки цилиндра от отработавших газов, наполнения цилиндра свежим зарядом, организации воздушного вихря требуемой интенсивности. Для доводки процессов газообмена и проверки конструктивных решений по совершенствованию впускных, выпускных каналов и механизма газораспределения на начальных этапах разработки целесообразно использовать методы математического моделирования.

## ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГАЗООБМЕНА

Уравнение энергетического баланса незамкнутой термодинамической системы на малом расчетном участке можно представить в виде [2, 3]:

$$\Delta L + \Delta U + \Delta Q_w + \Delta E = 0, \quad (1)$$

где  $\Delta L$ - работа газов;  $\Delta U$ - изменение внутренней энергии рабочего тела, находящегося в цилиндре;  $\Delta Q_w$  - потери тепла через теплопередающие поверхности;  $\Delta E$ - изменение полной энергии системы, вызванное изменением массы газов в цилиндре.

Работу газа на расчетном участке определяем методом трапеций,

$$\Delta L = \left( \frac{P_{i-1} + P_i}{2} \right) (V_i - V_{i-1}), \quad (2)$$

где  $P_{i-1}$  и  $V_{i-1}$  - давление и объем газа в цилиндре в начале расчетного участка, а  $P_i$  и  $V_i$  - в конце расчетного участка.

Изменение внутренней энергии определяем по следующей формуле,

$$\Delta U = \frac{1}{k-1} (P_i V_i - P_{i-1} V_{i-1}), \quad (3)$$

где  $k$  - показатель адиабаты для смеси газов, находящихся в цилиндре дизеля.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

Потерю теплоты газа можно выразить следующей зависимостью,

$$\Delta Q_w = dt \left[ \alpha (T - T_2) F_2 + \sum (\alpha (T - T_i) F_i) \right], \quad (4)$$

где  $T_r, F_r$  – температура и площадь поверхности зеркала цилиндра на расчетном участке;  $T_i, F_i$  – температура и площадь поверхностей деталей, ограничивающих камеру сгорания;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи газа стенкам камеры сгорания и зеркала цилиндра.

Оценку суммарных коэффициентов теплоотдачи выполняют по эмпирическим формулам [1].

Изменение полной энергии системы, вызванное изменением массы газов в цилиндре рассчитывается как сумма произведений энтальпий на изменение масс:

$$\Delta E = \sum i \cdot \Delta m = i_{en} \Delta m_{en} - (i \Delta m_{out} + i \Delta m_e), \quad (5)$$

где  $\Delta m_{вп}$ ,  $\Delta m_{ввп}$  и  $\Delta m_{в}$  – изменение массы газов на расчетном участке при впуске, забросе во впускной трубопровод и выпуске. Определяемые как

$$\Delta m = \sqrt{RT} \cdot \psi \cdot \mu f \cdot \Delta t, \quad (6)$$

где  $\psi$  – функция скорости,  $\mu f$  – эффективное проходное сечение клапана,  $\Delta t$  – шаг времени.

Для замыкания системы уравнений используются уравнение состояния газа и другие уравнения газовой и термодинамик.

Решения математической модели ведется методом конечных разностей.

Временной шаг счета удобно задавать через угол поворота коленчатого вала  $\Delta\varphi$ , из условия постоянства частоты вращения  $n$ :

$$\Delta\varphi = 6\Delta t \cdot n \text{ (град. п.к.в.)}$$

Минимальный шаг счета  $\Delta t_{\min}$  должен быть больше времени необходимого для преодоления максимального характерного размера  $L$  звуковой волной

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

$$\Delta t_{\min} = L/a ,$$

где  $L$  – максимальный характерный размер внутрицилиндрового пространства;  $a = \sqrt{kRT}$  – скорость звука.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

В качестве исходных и начальных данных использовались характеристики деталей и механизмов двигателя 3LD и данные полученные при виртуальной продувке каналов газообмена двигателя: зависимости эффективного проходного сечения впускного и выпускного каналов, момента количества движения воздушного заряда (вихря) от расхода воздуха для различных величин подъема клапанов. Зависимость эффективного проходного сечения впускного клапана представлена на рисунке 1.

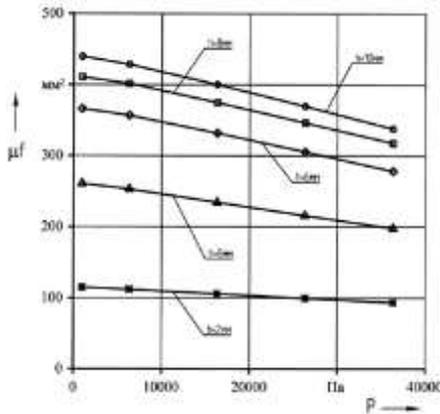


Рисунок 1 – Зависимость эффективного проходного сечения впускного канала  $\mu f$  от перепада давления  $P$

В результате моделирования получены зависимости изменения давления  $P$ , температуры  $T$ , массы  $m$  рабочего газа находящегося в цилиндре двигателя (рисунок 2). Определены характеристики:

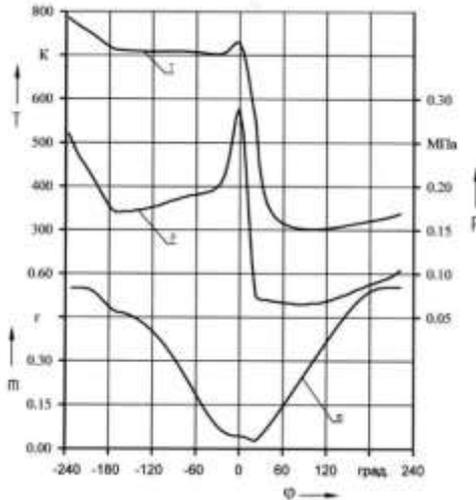
- коэффициент наполнения  $\eta_v=0,82$ ;
- коэффициент остаточных газов  $\gamma_r=0,06$ ;
- среднее давление насосных ходов  $P_{нх}=0,09$  МПа;
- угловая скорость воздушного вихря  $\omega_{вз}=505$  с<sup>-1</sup>;

## Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

- отношение энергии вихря к потерям энергии на впуске 5%.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенный метод моделирования газообмена показал хорошую сходимость с данными полученными при стендовых испытаниях двигателя 3LD производства Минского моторного завода и может применяться при проверке конструктивных решений по совершенствованию впускных и выпускных каналов и механизма газораспределения.



$T$  – температура,  $P$  – давление,  $m$  – масса рабочего тела в цилиндре двигателя.

Рисунок 2 – Результаты моделирования газообмена

### ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Крулова – 4-е издание – М. Машиностроение, 1983, – 372с.

2. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. – М. "Энергия", 1974, – 592 с.

3. Дьяченко В.Г. Дифференциальные уравнения процесса газообмена двигателей внутреннего сгорания. – В кн.: Двигатели внутреннего сгорания, ХГУ им. А.М. Горького, 1970, вып.11, с. 17– 24.

Представлено 15.05.2019