

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА В ВЫПУСКНОМ ТРАКТЕ ДВЗ

С.М. Дюндик , А.А. Кучава, канд. техн. наук, доценты
Национальная академия Национальной гвардии Украины

М.Л. Шуляк, канд. техн. наук, доцент,
*Харьковский Национальный технический университет
сельского хозяйства им. Петра Василенко*

Предложена методика расчета изменения давления газов у выпускных органов в течение процесса свободного выпуска в зависимости от угла поворота коленчатого вала на примере двухтактного двигателя с объемом цилиндра 350 см^3 и выпускной системой диффузорно-конфузорной формы. Обоснована возможность проведения расчета изменение давления газа в выпускной трубе с учетом геометрических параметров выпускной системы.

Постановка проблемы. Определение параметров газа при газообмене обычно сопровождается допущениями: движение газа по тракту одномерное, без теплообмена, а газ - идеальным. Благодаря этому, представляется возможным для определения параметров газа в выпускному тракте одноцилиндрового ДВЗ применить теорию прямого прыжка уплотнения [1]. По этой теории, искомая скорость распространения ударной волны может быть определена сравнением баланса потерь, составленного для момента времени, соответствующему завершению надкритической фазы свободного выпуска. А именно, когда отношение давления возмущенных газов P_2 (рис. 1) в выпускной трубе (в зоне выпускных органов) к давлению газов P_1 в цилиндре ДВЗ достигает критического значения $P_2/P_1 \approx 0,52$.

Анализ исследований и публикаций. При истечении газа из цилиндра наблюдается значительное снижение давления за выпускными органами в выпускной трубе[2]. Снижаются также температура и состав газов, что приводит к значительным потерям располагаемой энергии газов в момент открытия выпускных органов. В самом начале их открытия происходит полное дросселирование газа, которое быстро переходит в вихревое истечение с резким расширением. Эти явления оказывают существенное влияние на формирование импульса давления. Сложность аналитического учета потерь при истечении газов через выпускные органы привело к созданию различных методик [3...5], решающих эту задачу сопоставлением располагаемой энергии газов в цилиндре и за турбиной. При этом считается, что потери на участке от выпускной трубы до турбины не превышают 4 %. Однако, сопоставление волновых процессов за выпускными органами и перед турбиной показывает их существенные отличия. Поэтому, известные методы определения параметров газа в импульсе давления являются весьма приближенными.

Формулировка цели статьи. Разработка методики расчета импульса давления в выпускной трубе с использованием экспериментальных данных продолжительности свободного выпуска газов из цилиндра. В основу расчета положен баланс истечения газов из цилиндра во время свободного выпуска и течения спутного потока газа за ударной волной.

Изложение основного материала исследований. Ниже излагается последовательность расчета изменения давления газов у выпускных органов в течение процесса свободного выпуска в зависимости от угла поворота коленчатого вала на примере двухтактного двигателя с объемом цилиндра 350 см^3 и выпускной системой диффузорно-конфузорной формы, имеющей следующие размеры сечений: диаметр выпускной трубы у выпускных органов, равный диаметру меньшего основания конуса $d_{\text{тр}}=36 \text{ мм}$; диаметр большего основания конуса $d_p=80 \text{ мм}$. При этом температура остаточных газов при установившемся тепловом режиме $T_o=873 \text{ К}$, а давление $P_o=10^5 \text{ Па}$.

Из уравнения баланса расходов [6] следует, что $M_1=1,256$, а местная скорость звука в среде остаточных газов у выпускных органов равна $C = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}$.

Приняв, что показатель адиабаты $\kappa=1,35$, получим $C=586 \text{ м/с}$, откуда скорость распространения ударной волны $D = M_1 \cdot C = 1,256 \cdot 586 = 736 \text{ м/с}$.

Из теории газовой динамики известно, что при прохождении ударной волны, плотность газа спутного потока в каждом сечении диффузора изменяется пропорционально изменению площади поперечного сечения, т.е.:

$$\frac{\rho_{\text{тр}}}{\rho_p} = \frac{d_{\text{тр}}^2}{d_p^2}, \quad (1)$$

откуда

$$T_p = T_o \left(\frac{d_{\text{тр}}^2}{d_p^2} \right), \quad (2)$$

где индексом “тр” обозначены параметры газов в сечении I-I и II-II, а “р” – в сечении III-III (рис. 1).

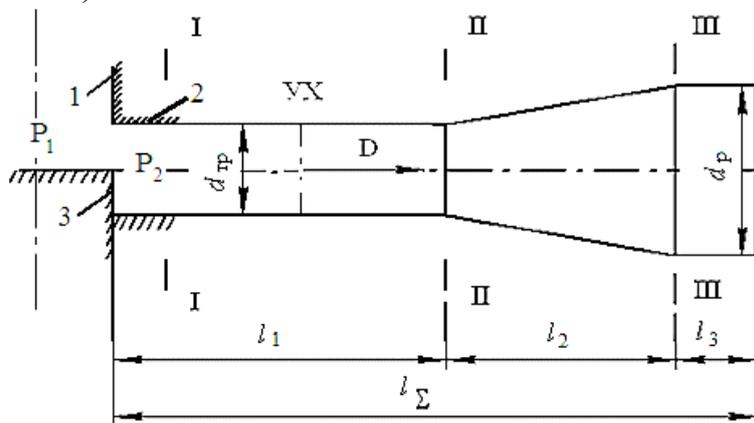


Рис. 1. Выпускная система диффузорно-конфузорной формы: 1 – цилиндр; 2 – выпускная труба; 3 – поршень УХ – ударная волна

Следовательно, скорость звука в сечении III-III определится из выражения:

$$C_p = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_p}. \quad (3)$$

Скорость спутного потока возбужденного газа определяется по известной зависимости [6]:

$$V_{\text{сп}} = \frac{2D}{1+\kappa} \left(1 - \frac{1}{M_1^2} \right). \quad (4)$$

Для определения амплитудных значений давления газа в выпускной трубе в зоне выпускных органов необходимо также вычислить числа Маха для волны разряжения в различных сечениях выпускного тракта M^p и числа Маха для отраженной волны M^o .

Числа Маха для волны разряжения для сечений I-I и II-II соответственно будут равны:

$$M_1^p = \frac{D + V_{\text{сп}}}{C}; \quad (5)$$

$$M_{\text{II}}^p = \frac{D + V_{\text{сп}}}{C_p}, \quad (6)$$

а для волны отражения в сечении III-III будет равно:

$$M_{\text{III}}^o = \frac{D - V_{\text{сп}}}{C_p}. \quad (7)$$

Амплитудное значение давления газа за фронтом ударной волны равно:

$$P_I = P_o \left[1 + \frac{2\kappa}{1+\kappa} (M_1^2 - 1) \right]. \quad (8)$$

Амплитудное значение давления газа в зоне выпускных органов в момент времени, когда ударная волна достигла сечения II-II определится из выражения:

$$P_{\text{II}}^p = P_I \left[1 - \frac{(\kappa - 1)^2}{2(\kappa + 1)} M_1^p \right]^{\frac{2\kappa}{\kappa - 1}}. \quad (9)$$

Амплитудное значение давления газа в зоне выпускных органов в момент времени, когда ударная волна достигла сечения III-III будет равно:

$$P_{\text{III}}^p = P_{\text{II}}^p \left[1 - \frac{(\kappa - 1)^2}{2(\kappa + 1)} M_{\text{III}}^p \right]^{\frac{2\kappa}{\kappa - 1}}. \quad (10)$$

Амплитудное значение давления газа в зоне выпускных органов в момент времени, когда волна отражения достигла выпускных органов можно определить из выражения:

$$P^0 = P_{III}^p \left[1 + \frac{4\kappa}{\kappa + 1} (M_{III}^{o2} - 1) \right]. \quad (11)$$

Таким образом, приведенная выше методика вычисления импульса давления, отраженных волн сжатия и разряжения, позволяет рассчитать изменение давления газа в выпускной трубе в зоне выпускных органов с учетом геометрических параметров выпускной системы.

Для сравнения результатов расчета с данными экспериментальных исследований газодинамики выпускной системы на примере двухтактного бензинового двигателя был построен график (рис. 2) изменения давления газа в зоне выпускных органов в зависимости от угла поворота коленчатого вала, связанного с временной координатой известной зависимостью [6]:

$$\alpha_{ПКВ} = 6 \cdot n \cdot t, \quad (12)$$

где n - частота вращения коленчатого вала в мин^{-1} .

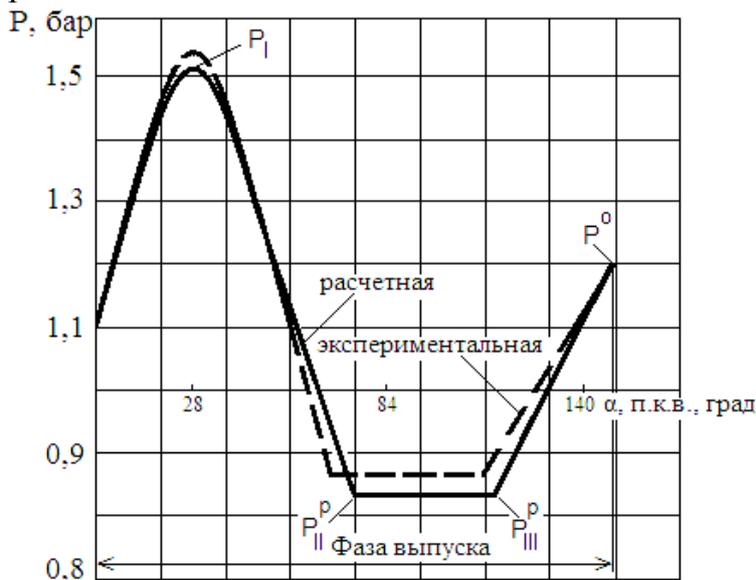


Рис. 2 - Графіки зміни тиску газів в області випускного вікна

График строился по характерным точкам, представляющим амплитудные значения давления газа в зоне выпускных органов, а их координаты по оси абсцисс определялись следующим образом.

Координата точки “0”, характеризующая окончание фазы надкритического выпуска определялась экспериментально и составила 28 град. п.к.в., а вся кривая изменения давления в зоне выпускных органов укладывается в угол 148 град. п.к.в., т.е. равна фазе выпуска.

Координата точки “1”, характеризующая величину давления газа в момент времени, когда ударная волна достает сечения II-II определялась по выражению:

$$\alpha_1 = 6 \cdot n \cdot l_1 \left(\frac{1}{D} + \frac{1}{C} \right), \quad (13)$$

а координата точки "2" (сечение III-III) соответственно:

$$\alpha_2 = 6 \cdot n \cdot (l_1 + l_2) \cdot \left(\frac{1}{D} + \frac{1}{C} \right). \quad (14)$$

Другими словами, координаты α_1 и α_2 характеризуют момент времени, когда голова волны разряжения достигает выпускных органов.

Момент времени, когда хвост волны разряжения достигает выпускных органов и давление газов начинает расти за счет подхода волны отражения, определялся двумя путями:

$$\alpha_3 = \alpha_2 + 6 \cdot n \cdot \left(\frac{l_3}{D} + \frac{l_1 + l_2 + l_3}{C - \frac{\kappa - 1}{2} D} \right); \quad (15)$$

$$\alpha_3 = 6 \cdot n \cdot \left(\frac{l_\Sigma}{D} + \frac{l_\Sigma}{D - V_{\text{сп}}} \right). \quad (16)$$

Выводы по данному исследованию. Сравнение результатов, полученных по предлагаемой методике с экспериментальными данными, показывает допустимые расхождения. Так, по осциллограмме давления газов в сечении I-давление $P_1=0,154$ МПа, тогда как расчетное значение составляет $P_1=0,151$ МПа.

При расчетах параметров газа на участке от выпускной трубы до турбины, то выпускная система будет ограничена сечением II-II (см. рис. 1).

Достаточная близость результатов расчета к экспериментальным данным показывает правомерность принятой модели газодинамических явлений в выпускной системе при динамическом наддуве и справедливость сделанных допущений при разработке соответствующей математической модели.

Список литературы:

1. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа [Текст]: учеб. пособие для студ. вузов, обуч. по спец. "Механика" / Л. Г. Лойцянский. - 5-е изд., перераб. - М.: Наука, 1978. - 736 с.
2. Камкин С. В. Газообмен и наддув судовых дизелей (исследования и пути совершенствования) [Текст] / С. В. Камкин. - Л.: Судостроение, 1972. - 200 с.
3. Орлин А. С. Двухтактные двигатели внутреннего сгорания [Текст] / А. С. Орлин, М. Г. Круглов. - М.: Машгиз, 1960. - 556 с.

4. *Круглов М. Г.* Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей внутреннего сгорания. (Процессы газообмена) [Текст] / М. Г. Круглов. - М.: Машгиз, 1963. - 272 с.

5. *Симсон, А. Э.* Газотурбинный наддув дизелей [Текст] / А. Э. Симсон. - 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1964. - 248 с.

6. *Кучава О.О., Дюндик С.М.* Визначення швидкості поширення ударної хвилі у випускному тракті двигуна внутрішнього згорання [Текст] / О.О. Кучава, С.М. Дюндик // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Вип. 40 "Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні", Харків, 2005. - С. 41-44.

Анотація

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГАЗУ У ВИПУСКНОМУ ТРАКТІ ДВЗ

С.М. Дюндик, О.О. Кучава, М.Л. Шуляк

Запропонована методика розрахунку зміни тиску газів біля випускних органів протягом процесу вільного випуску залежно від кута повороту колінчатого валу на прикладі двотактного двигуна з об'ємом циліндра 350 см³ і випускною системою дифузорно-конфузорної форми. Обґрунтована можливість проведення розрахунку зміни тиску газу у випускній трубі з урахуванням геометричних параметрів випускної системи.

Abstract

DETERMINATION OF PARAMETERS OF THE GAS IN THE EXHAUST TRACT FEP

S. Dyundik, A. Kuchava, M. Shulyak

The method of calculating the change in pressure in the exhaust gases during the process of free outlet depending on the angle of rotation of the crankshaft on the example of two-stroke engine with a cylinder capacity of 350 cm³ and exhaust system diffuser-convergent shape. The possibility of calculating the change in gas pressure in the exhaust pipe based on the geometrical parameters of the exhaust system.