

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.436

УЧЕТ НЕСТАЦИОНАРНОСТИ ПРОЦЕССОВ В ГАЗОВОЗДУШНЫХ ТРАКТАХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ПЛОТНИКОВ Л. В., ЖИЛКИН Б. П., БРОДОВ Ю. М.

Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н.Ельцина, г. Екатеринбург

Представлены результаты экспериментального исследования газодинамических и теплообменных параметров потока отработавших газов в выпускном трубопроводе поршневого двигателя при газодинамической нестационарности. Установлено, что в процессе выпуска в поршневом ДВС наблюдается термомеханическая нестационарность, которая оказывает влияние как на газодинамические параметры потока, так и на теплообменные. Показано, что существует два типа разрешения газодинамической нестационарности. Предлагается метод учета термомеханической нестационарности с помощью применения поправочного коэффициента мобильности теплоотдачи для классических уравнений расчета локального коэффициента теплоотдачи.

Ключевые слова: газодинамическая нестационарность, кризис нестационарности, локальная теплоотдача, коэффициент мобильности теплоотдачи, поршневые двигатели.

Во многих энергетических машинах, в частности поршневых двигателях внутреннего сгорания, рабочий процесс происходит в естественном пульсирующем режиме (в условиях газодинамической и тепловой нестационарности течения газов в их элементах). При этом нестационарность существенно влияет на механизм процессов переноса: чем глубже нестационарность, тем существеннее неравновесность [1]. Для того чтобы совершенствовать рабочие процессы таких энергоустановок и эффективно управлять ими необходимо четкое представление о физических механизмах влияния нестационарности. В данной статье рассматривается влияние газодинамической нестационарности на теплообменные процессы в газозвудушных трактах применительно к двигателям внутреннего сгорания.

В качестве объекта исследования был выбран процесс выпуска отработавших газов в поршневых ДВС. Экспериментальные исследования процесса выпуска проводились на установке, которая представляла собой натурную модель ДВС размерности 8,2/7,1. Коленчатый вал через упругую муфту приводился во вращение с помощью асинхронного двигателя, при этом частота его вращения регулировалась преобразователем частоты в диапазоне $n = 600-3000 \text{ мин}^{-1}$. Коленчатый вал вращался в

© Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин, Ю.М. Бродов

Проблемы энергетики, 2016, № 1-2

закрытых подшипниках качения, устанавливаемых в опоры. Механизм газораспределения установки заимствован у двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА (установлена головка блока с некоторыми изменениями). Подробней комплекс экспериментальных установок для исследования процессов газообмена в поршневых ДВС описан в работах [2-4]. Типичная конфигурация исследуемого выпускного трубопровода и места установки датчиков показаны на рис. 1.

Для осуществления необходимых замеров на базе аналого-цифрового преобразователя была создана автоматизированная система сбора и обработки экспериментальных данных. В ней для определения как скорости потока газа (w_x), так и локального коэффициента теплоотдачи (α_x) использовался термоанемометр постоянной температуры. Чувствительным элементом датчиков термоанемометра в обоих случаях была нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм. Отличие состояло в том, что для измерения скорости газового потока использовался датчик со свободной нитью, размещенной перпендикулярно оси выпускного канала, а при определении α_x применялся датчик с нитью, лежащей на фторопластовой подложке, который монтировался заподлицо со стенкой канала. Замер частоты вращения коленчатого вала и прохождение поршнем верхней и нижней мертвых точек производились оригинальным тахометром. Максимальная относительная среднеквадратичная погрешность измерения скорости w_x составляла $\pm 2,9 \%$, локального коэффициента теплоотдачи α_x – $\pm 5,8 \%$. Суммарная среднеквадратичная погрешность экспериментов составляла $\pm 4,45 \%$.

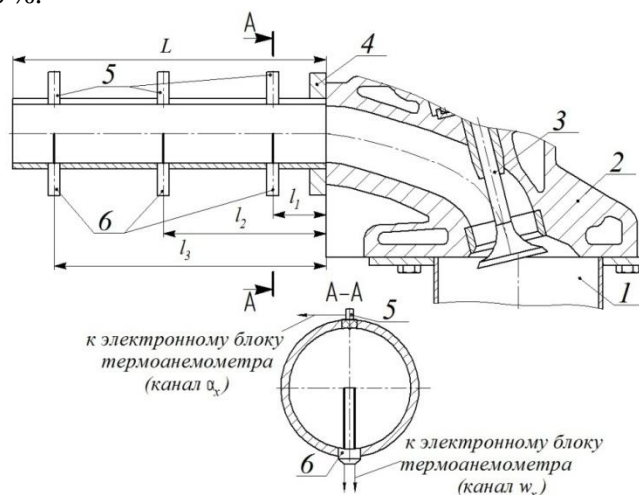


Рис. 1. Типичная конфигурация исследуемого трубопровода поршневого ДВС:
1 – цилиндр; 2 – головка цилиндра; 3 – выпускной клапан; 4 – опытный трубопровод;
5 – датчик термоанемометра для определения локального коэффициента теплоотдачи;
6 – датчик термоанемометра для определения местной скорости газового потока

Опыты проводились в статическом и динамическом режимах продувки выпускного трубопровода. При статическом режиме выпускной клапан двигателя фиксировался в крайнем верхнем (открытом) положении, а движение воздуха создавалось компрессором, нагнетающим воздух в дутьевую камеру-цилиндр и далее – в опытный выпускной трубопровод. В динамическом, реальном режиме, при вращении коленчатого вала электродвигателем, клапаны двигателя открывались и закрывались согласно штатным фазам газораспределения. Исследования проводились для разных частот вращения коленчатого вала (от 600 до 3000 мин⁻¹) при различных постоянных

избыточных давлениях на выпуске p_b (от 0,05 до 0,2 МПа) без использования глушителя шума. Температура воздуха в подающей магистрали составляла 35 – 40 °С.

Ранее [5–8] было установлено, что процесс выпуска в поршневых двигателях внутреннего сгорания протекает с высокой степенью газодинамической нестационарности. Вместе с тем, следует предположить, что нестационарность углубляется во времени, но она не может накапливаться бесконечно долго и должна как-то разрешаться, оказывая влияние на процессы в трубопроводах.

Выявлено, что для процесса выпуска в двигателе внутреннего сгорания существует два типа разрешения газодинамической нестационарности. Для описания и анализа первого из них обратимся к рис. 2, а, на котором показана зависимость местной скорости потока газа w_x от времени τ в выпускном трубопроводе при частоте вращения коленчатого вала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ для избыточного давления $p_b = 0,1 \text{ МПа}$. Применение неравномерной шкалы на рисунке обусловлено нелинейной тарировочной кривой термоанемометра.

Из рис. 2, а видно, что при низких значениях n разрешение нестационарности происходит кризисным образом, т. е. сначала происходят похожие циклы (процессы выпуска), а потом наблюдается критический цикл, для которого характерна особая осциллограмма, точнее осциллограмма с особым участком (на рисунке он обведен полужирным овалом).

На рис. 2, б представлена также зависимость местной скорости потока газа w_x от времени τ в выпускном трубопроводе, но уже при частоте вращения коленчатого вала 3000 мин^{-1} . Установлено, что при высоких значениях n механизм разрешения нестационарности меняется: выраженного кризиса нет. Осциллограммы процессов выпуска эволюционно деформируются, а именно: каждый последующий цикл существенно отличается от предыдущего. Постоянно деформирующиеся участки осциллограмм скорости потока газа выделены штрихпунктирными овалами (рис. 2, б).

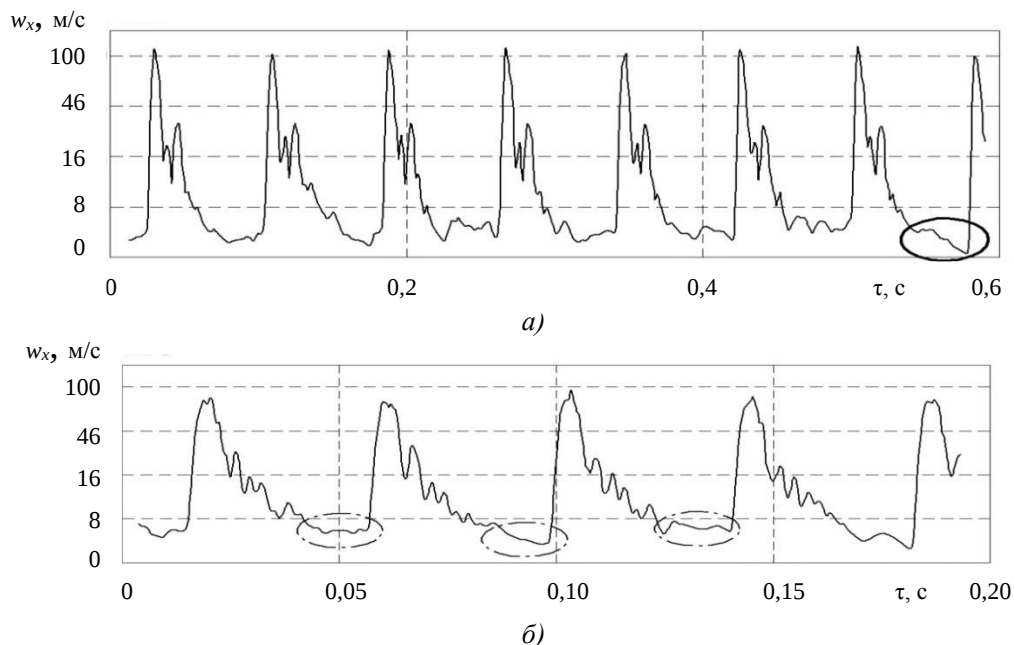


Рис. 2. Изменение местной ($l_x = 110 \text{ мм}$) скорости потока газа w_x в выпускном канале во времени τ при избыточном давлении на выпуске $p_b = 0,1 \text{ МПа}$ и разных частотах вращения коленчатого вала: а) $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; б) $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

По мнению авторов газодинамическая нестационарность процесса выпуска окажет влияние на теплообменные характеристики (в частности, на локальный коэффициент теплоотдачи) в выпускном трубопроводе. Для того чтобы это проанализировать, обратимся к рис. 3, на котором показаны зависимости локального коэффициента теплоотдачи α_x от времени τ при разных частотах вращения коленчатого вала n для избыточного давления $p_b = 0,1$ МПа.

Из рис. 3 видно, что при низких и средних значениях частот вращения коленчатого вала двигателя (рис. 3, а) происходит критическое разрешение тепловой нестационарности. На зависимостях $\alpha_x = f(\tau)$ осциллограммы, существенно отличающиеся от других, выделены полужирными овалами, как и в случае со скоростью потока газов. Однако для локального коэффициента теплоотдачи существует некая тепловая инерционность, что выражается в появлении сразу двух подряд осциллограмм, которые существенно отличаются от остальных.

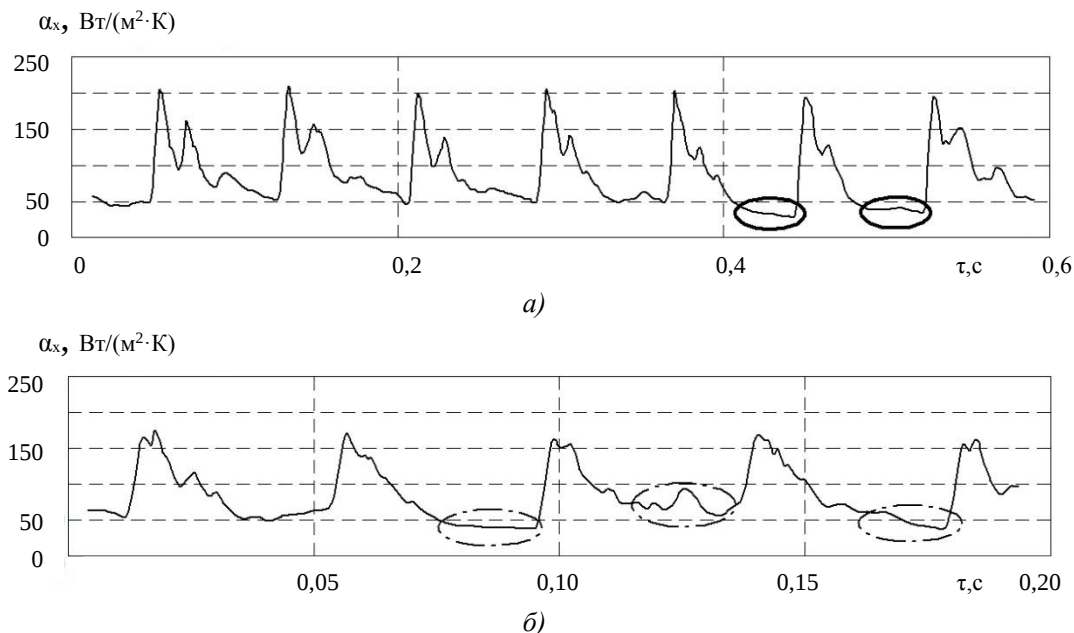


Рис. 3. Изменение локального ($l_x = 110$ мм) коэффициента теплоотдачи α_x в выпускном канале во времени τ при избыточном давлении на выпуске $p_b = 0,1$ МПа и разных частотах вращения коленчатого вала: а) $n = 1500$ мин⁻¹; б) $n = 3000$ мин⁻¹

При высоких значениях частоты вращения коленчатого вала двигателя (рис. 3, б) на зависимостях $\alpha_x = f(\tau)$, как и следовало ожидать, разрешение тепловой нестационарности происходит постепенно, без кризиса. Постоянно деформирующиеся участки осциллограмм локального коэффициента теплоотдачи выделены штрихпунктирными овалами (рис. 3, б).

Таким образом, можно сделать вывод, что в процессе выпуска в поршневом ДВС наблюдается термомеханическая нестационарность, которая сказывается как на газодинамических параметрах потока, так и на теплообменных. На основании этого актуальным становится вопрос о том, как учитывать термомеханическую нестационарность при расчете локального коэффициента теплоотдачи в выпускных трубопроводах поршневых ДВС.

На данный момент существует довольно большое количество уравнений для расчета теплоотдачи для длинных круглых труб при стационарном течении в них

[9–11]. Расчет коэффициента теплоотдачи с их помощью дает существенно различные результаты, поэтому обычно в инженерной практике специалист на основе РТМ и/или РД выбирает вид уравнения, которое является наиболее достоверным для его случая. Также следует подчеркнуть, что эти уравнения в чистом виде не применимы для пульсирующих течений, поскольку не учитывают влияния нестационарности. При этом известно, что коэффициент теплоотдачи потока в нестационарных условиях может отличаться от стационарного случая в 2–4 раза [12–14]. Соответственно, одним из способов расчета локального коэффициента теплоотдачи в выпускных трубопроводах поршневых ДВС в условиях нестационарности является получение эмпирических уравнений на основе экспериментальных данных [14]. Однако этот способ методически не проработан и представляется весьма трудоемким. Поэтому авторами предлагается ввести поправочный коэффициент K_{mh} – коэффициент мобильности теплоотдачи, который учитывает термомеханическую нестационарность и определяется как

$$K_{mh} = \alpha_{\text{хнест}} / \alpha_{\text{хстац}},$$

где $\alpha_{\text{хнест}}$ – значение локального коэффициента теплоотдачи при нестационарном (пульсирующем) течении газа, Вт/(м²·К); $\alpha_{\text{хстац}}$ – значение локального коэффициента теплоотдачи при стационарном течении газа, Вт/(м²·К).

В рамках данной работы были получены зависимости коэффициента мобильности K_{mh} от скорости потока газа в выпускном канале ($d = 30$ мм, $l = 110$ мм) поршневого двигателя размерности 8,2/7,1 для разных избыточных давлений на выпуске и частот вращения коленчатого вала (рис. 4).

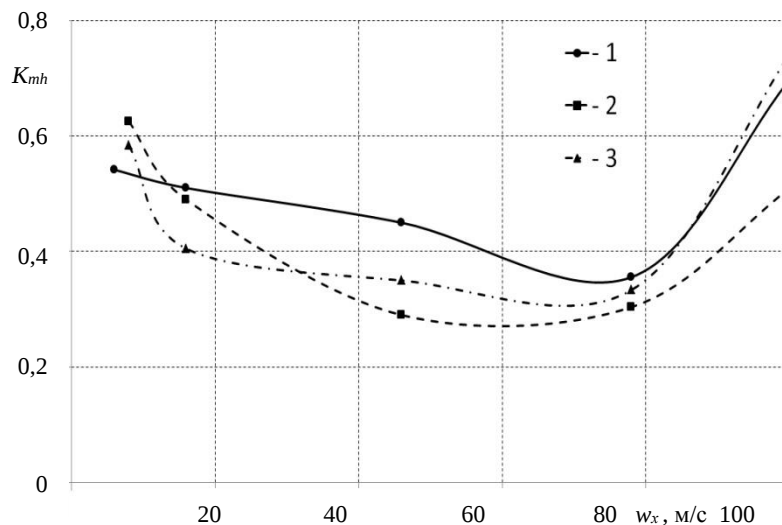


Рис. 4. Зависимость коэффициента мобильности теплоотдачи K_{mh} от скорости потока газа в выпускном канале поршневого ДВС размерности 8,2/7,1 при избыточном давлении на выпуске $p_b = 0,1$ МПа для разных частот вращения коленчатого вала:
1 – $n = 600$ мин⁻¹; 2 – $n = 1500$ мин⁻¹; 3 – $n = 3000$ мин⁻¹

Таким образом, предложенный авторами метод определения локального коэффициента теплоотдачи с учетом термомеханической нестационарности будет состоять в следующем:

– специалист на основе научно-технической литературы, РТМ и/или РД выбирает расчетное уравнение для расчета локального числа Нуссельта (локального коэффициента теплоотдачи) для стационарного случая, которое является наиболее подходящим для его случая, и выполняет расчет α_x ;

– затем, для учета влияния нестационарности, умножает найденное α_x на коэффициент мобильности теплоотдачи.

В целом, по результатам проведенных исследований и анализа можно сделать следующие выводы:

- процесс выпуска в поршневых двигателях происходит с высокой степенью термомеханической нестационарности;
- при изучении процесса выпуска в поршневых двигателях анализ одного отдельно взятого рабочего цикла является не вполне достоверным (необходим комплексный подход и определенная выборка исследуемых процессов выпуска);
- коэффициент мобильности теплоотдачи предлагается как поправочный коэффициент для классических уравнений расчета локального коэффициента теплоотдачи, который учитывает термомеханическую нестационарность.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (договор № 16-38-00004\16).

Summary

The results of an experimental study of the effect of the gas-dynamic non-stationarity on gas dynamics and the local heat in the exhaust pipe of a piston engine are presented in the article. Two types of resolution of the gas-dynamic non-stationarity exist for exhaust process in internal combustion engines. Thermomechanical non-stationarity is observed for exhaust process in engines. Thermomechanical non-stationarity influence both on the gas-dynamic, and the heat exchange flow parameters. The coefficient of heat transfer mobility takes into account thermo-mechanical non-stationarity when calculating local heat transfer coefficient.

Key words. Gas-dynamic non-stationarity, crisis of non-stationarity, local heat transfer, coefficient of heat transfer mobility, piston engines.

Литература

1. Пригожин И. Неравновесная статистическая механика. М.: Мир, 1964. 314 с.
2. Плотников Л.В. Динамические характеристики процесса впуска в поршневом ДВС / Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин // Журнал научных публикаций аспирантов и докторантов. 2009. № 1. С. 135–143.
3. Об изменении газодинамики процесса выпуска в поршневых ДВС при установке глушителя / Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин, А.В. Крестовских, Д.Л. Падалак // Вестник академии военных наук. 2011. № 2. С. 267–270.
4. Плотников Л.В. Экспериментальные определения показателей качества процессов газообмена поршневых ДВС: Учебное пособие / Л.В. Плотников. Екатеринбург: УрФУ, 2013. 76 с.
5. Вихерт М.М. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей / М.М. Вихерт, Ю.Г. Грудский. М.: Машиностроение, 1982. 151 с.
6. Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов: Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания» / Под ред. засл. деят. науки РФ Б.А. Шароглазова. Челябинск: ЮУрГУ, 2010. 382 с.
7. Кавтарадзе Р. З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 720 с.
8. Характерное время переходных процессов при нестационарном течении газов в круглых каналах / Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин, Ю.М. Бродов, Н.И. Григорьев // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2013. № 5-6. С. 39–45.
9. Михеев М.А. Теплопередача и тепловое моделирование. М.: Изд-во АН СССР, 1959. 344 с.
10. Исаченко В.П. Теплопередача: Учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. М.: Энергия, 1975. 488 с.
11. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.

12. Краев В.М. Теплообмен и гидродинамика турбулентных течений в условиях гидродинамической нестационарности / В.М. Краев // Известия вузов. Авиационная техника. 2005. №3. С. 39–42.

13. Турбулентный теплоперенос в условиях гидродинамической нестационарности / В.Е. Алемасов, Ф.С. Занько, Н.И. Михеев, В.М. Молочников, Г.В. Стинский // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Труды XV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева, 23-27 мая 2005 г., Калуга, Россия. М.: МЭИ, 2005. С.41–44.

14. Совершенствование процессов в газоздушных трактах поршневых двигателей внутреннего сгорания: монография / Б.П. Жилкин [и др.] / под общ. ред. Ю.М. Бродова. Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2015. 228 с.

Поступила в редакцию

03 февраля 2016 г.

Плотников Леонид Валерьевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (УрФУ). Тел.: 8(922)291-64-50. E-mail: plotnikovlv@mail.ru.

Жилкин Борис Прокопьевич – д-р физ.-мат. наук, профессор кафедры «Теоретическая теплотехника» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (УрФУ). Тел.: 8(912)22-40-402. E-mail: tot@ustu.ru.

Бродов Юрий Миронович – д-р техн. наук, директор Уральского энергетического института, заведующий кафедрой «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (УрФУ). Тел.: 8(343)375-48-51. E-mail: turbine66@mail.ru.