

## ГАЗОДИНАМИКА И ЛОКАЛЬНАЯ ТЕПЛОТДАЧА ПОТОКА ВО ВПУСКНОМ КАНАЛЕ С РАЗНОЙ ФОРМОЙ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПОРШНЕВОГО ДВС РАЗМЕРНОСТИ 8,2/7,1

Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин

*Представлены результаты экспериментального исследования газодинамических и теплообменных характеристик процесса впуска в поршневом ДВС размерности 8,2/7,1. Рассматриваются осциллограммы изменения скорости воздуха и локального коэффициента теплоотдачи во впускном канале двигателя. Приводятся данные по коэффициенту наполнения для впускных каналов разного поперечного сечения. Показаны существенные отличия в интенсивности локальной теплоотдачи при стационарном и нестационарном режимах течения.*

*Ключевые слова: поршневой двигатель внутреннего сгорания, процесс впуска, поперечное профилирование, газодинамика, локальная теплоотдача.*

### Введение

Эффективность работы двигателей внутреннего сгорания в значительной степени зависит от совершенства процессов, протекающих в их газоздушных трактах. Исследованию и оптимизации впускных систем двигателей внутреннего сгорания посвящены труды многих авторов и получены они в основном путем стационарных продувок. Сведения же о динамике процесса впуска очень ограничены, весьма противоречивы. Таким образом, получение экспериментальных данных (в нестационарных условиях) по газодинамике и локальной теплоотдаче в процессе впуска поршневого ДВС является одной из актуальных задач в развитии теории двигателестроения.

Примечательно, что для обеспечения равномерного поля скоростей во впускной системе двигателей внутреннего сгорания, применяют каналы, как правило, с круглой или слегка овальной формой поперечного сечения. Вместе с тем известно, что в каналах лишенных полной симметрии (несимметричные каналы) возникают сложные, устойчивые вихревые течения [1], которые могут повлиять на газодинамику впускного тракта двигателя внутреннего сгорания и, как следствие, на наполнение цилиндра.

Следует отметить, что такт впуска в поршневом ДВС является скоростным, высокочастотным процессом. Поэтому для расчета величины подогрева свежего заряда и определения температурных напряжений во впускном коллекторе (трубе) необходимы данные о мгновенной локальной теплоотдаче в этом канале. Однако они практически от-

сутствуют, что заставляет производить проектные расчеты в виде оценок по показателям стационарных продувок. Вместе с тем известно, что коэффициент теплоотдачи в нестационарных условиях может отличаться от стационарного случая в 3-4 раза [2, 3]. Это различие объясняется динамической перестройкой структуры течения в пограничном слое.

### Экспериментальная установка

С целью определения динамических характеристик газодинамики и теплоотдачи во впускном тракте ДВС проводились исследования на натурной модели одноцилиндрового двигателя внутреннего сгорания размерности 8,2/7,1, приводимой во вращение асинхронным двигателем, частота вращения которого регулировалась с помощью преобразователя частоты *Altivar 31* фирмы *Schneider Electric* в диапазоне  $n=600 - 3000$  об/мин с точностью  $\pm 0,1\%$ . Более подробно экспериментальная установка описана в [4].

Предваряя рассмотрение проблемы, следует отметить, что в условиях ограниченности данных по динамическим характеристикам процесса впуска, методически было целесообразно начать изучение вопроса с наиболее простого входного (до головки цилиндра) канала – прямой трубы, не содержащий воздушного фильтра. Конфигурация рабочего участка впускного тракта и места установки датчиков термоанемометра представлены на рисунке 1.

В ходе исследования применялись сменные вставки 3 с поперечным сечением в форме круга, квадрата и равностороннего треугольника. Во всех случаях эквивалент-

ный (гидравлический) диаметр  $d_3$  равнялся 32 мм, а длина профилированного участка составляла приблизительно 30 % от общей длины впускного тракта, равной 540 мм.

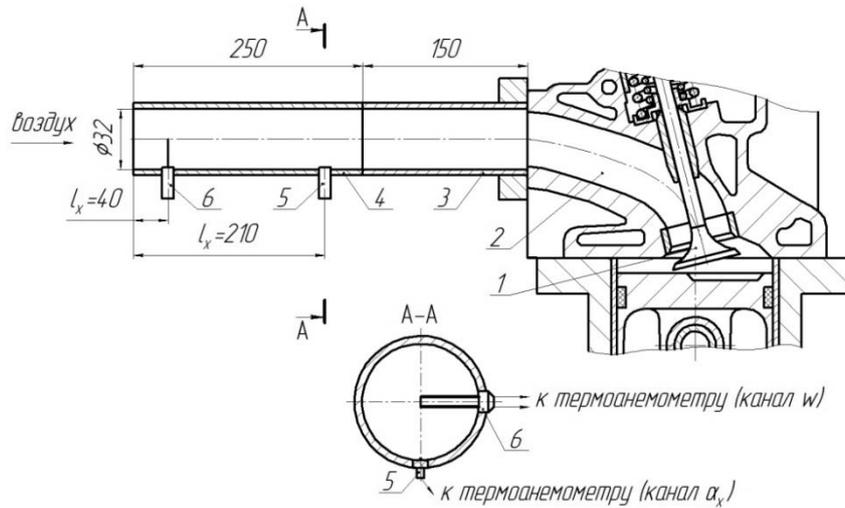


Рисунок 1 – Конфигурация впускного тракта экспериментальной установки:  
 1 – впускной клапан; 2 – впускной канал в головке цилиндра; 3 – сменная вставка; 4 – измерительный канал; 5 – датчик термоанемометра для определения локального коэффициента теплоотдачи; 6 – датчик термоанемометра для измерения скорости потока воздуха

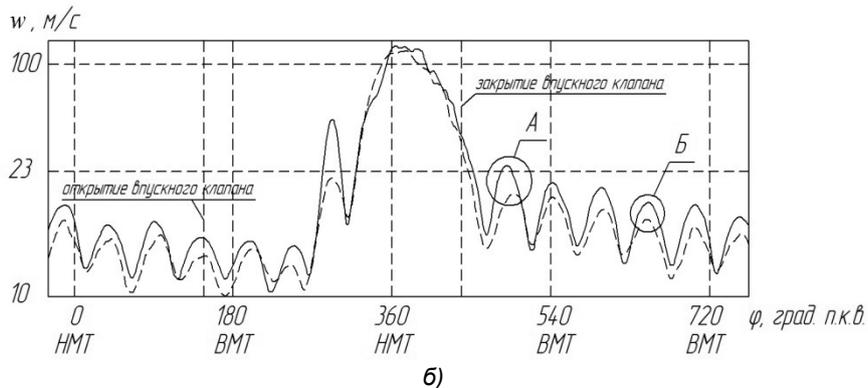
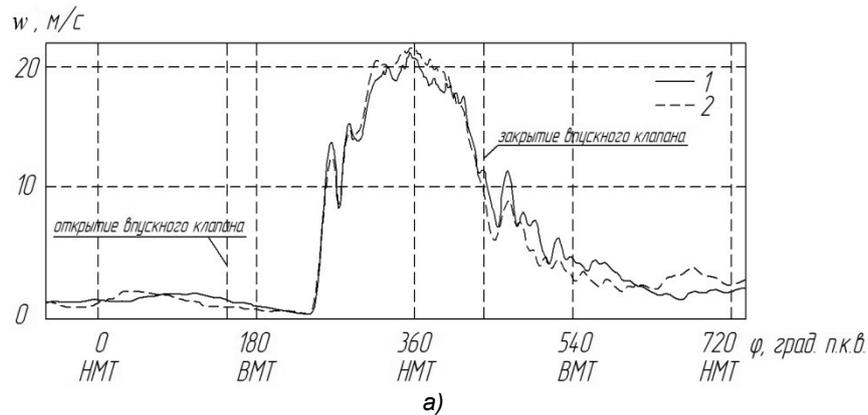


Рисунок 2 – Зависимость скорости воздуха  $w$  во впускном канале поршневого ДВС от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при частотах вращения коленчатого вала  $n=600$  об/мин (а) и  $n=3000$  об/мин (б):  
 1 – сигнал с первого по ходу потока термоанемометра ( $l_x=40$  мм);  
 2 – сигнал со второго термоанемометра ( $l_x=210$  мм)

### Система сбора данных

Для осуществления необходимых замеров на базе аналого-цифрового преобразователя фирмы *L-Card* была создана автоматизированная измерительная система, передающая опытные данные в компьютер. В ней для определения, как скорости потока воздуха  $w$ , так и локального мгновенного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_x$  использовался термоанемометр постоянной температуры оригинальной конструкции, содержащий блок защиты нити от перегрева [5]. 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 потока воздуха использовался зонд со свободной нитью, размещенной перпендикулярно оси впускного канала (рисунок 1). А при определении  $\alpha_x$  применялся датчик с нитью, лежащей на фторопластовой подложке, который монтировался заподлицо со стенкой впускного канала. Систематическая ошибка измерения  $w$  составила 5,4 %, а локального коэффициента теплоотдачи – 10%. Замер частоты вращения и индикация прохождения поршнем ВМТ и НМТ производились тахометром, состоящим из зубчатого диска, закрепленного на валу, и индуктивного датчика.

### Газодинамические характеристики процесса впуска

Экспериментальные зависимости изменения скорости воздуха  $w$  во впускном канале постоянного круглого сечения без фильтра от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при разных частотах вращения коленчатого вала показаны на рисунок 2. Как и следовало ожидать, динамика (сложность вариации  $w$ ) процесса впуска возрастает с увеличением частоты вращения коленчатого вала  $n$ . Максимальная скорость воздуха во впускном тракте нарастает по мере увеличения этой частоты и достигает приблизительно 100 м/с. Одновременно усиливается влияние пульсационных эффектов.

Уже после закрытия впускного клапана (завершения процесса впуска) наблюдаются сильные колебательные явления. Примечательно, что экстремум скорости потока во впускном канале, фиксируемый дальним от входа в измерительный канал зондом, может опережать таковой от ближнего датчика, что свидетельствует о наличии возвратного течения в тракте (рисунок 2, б, области А и Б).

Это явление, вероятно, объясняется тем, что двигающийся по инерции газовый поток отражается от закрытого впускного клапанного узла и начинает двигаться в обратном направлении. При этом вблизи клапана возникает область разряжения, которая заставляет поток вернуться обратно.

Далее следуют повторные отражения и процесс повторяется. Таким образом при максимальных оборотах (рисунок 2, б) процесс впуска начинается при наличии интенсивных переходных процессов во впускном канале, что может отрицательно влиять на процесс наполнения цилиндра. Тогда как при малых оборотах (рисунок 2, а) он начинается фактически с установившегося состояния. Это объясняется тем, что диссипативный процесс при малых оборотах коленчатого вала успевает развиваться в достаточной степени, и впуск происходит практически из стационарного состояния, тогда как при высоких оборотах диссипация не успевает завершиться и вплоть до следующего такта впуска сохраняется уже упомянутый колебательный процесс. Рассматриваемый процесс аналогичен тому, что происходит и на такте выпуска, как это показано в [6].

Основным техническим параметром, характеризующим качество процесса впуска, является коэффициент наполнения. В нашем случае, для более наглядного сравнения влияния формы поперечного сечения впускного канала на процесс впуска, введем относительный коэффициент наполнения  $\eta_v^*$ , который равен отношению коэффициента наполнения для впускного канала с профилированной вставкой  $\eta_v^{физур}$  к коэффициенту наполнения для впускного канала с круглым поперечным сечением  $\eta_v^{круг}$ :

$$\eta_v^* = \eta_v^{физур} / \eta_v^{круг} . \quad (1)$$

На рисунке 3 показана зависимость этого коэффициента от частоты вращения коленчатого вала при использовании сменных вставок с разным поперечным сечением.

Было установлено (рисунок 3), что наибольший коэффициент наполнения при всех частотах вращения коленчатого вала получается при применении вставки с треугольным поперечным сечением. Это превышение (в среднем на 30 %) в какой-то мере связано с наибольшей среди всех прочих площадью поперечного сечения данной вставки при равных  $d_3$ . Но этот фактор не может быть определяющим, поскольку вставка занимает по протяженности небольшую часть канала и

создает в нем дополнительное гидравлическое сопротивление; по данным статических продувок коэффициент гидравлического сопротивления возрастает в среднем на 7 %. Вероятно, обсуждаемый эффект вызван стабилизирующим влиянием вихрей, образую-

щихся в углах несимметричных профилей, которые наиболее сильны в данном случае для треугольного профиля, имеющего острые углы. Примечательно, что данный эффект сохраняется во всем диапазоне изменения частоты вращения  $n$ .

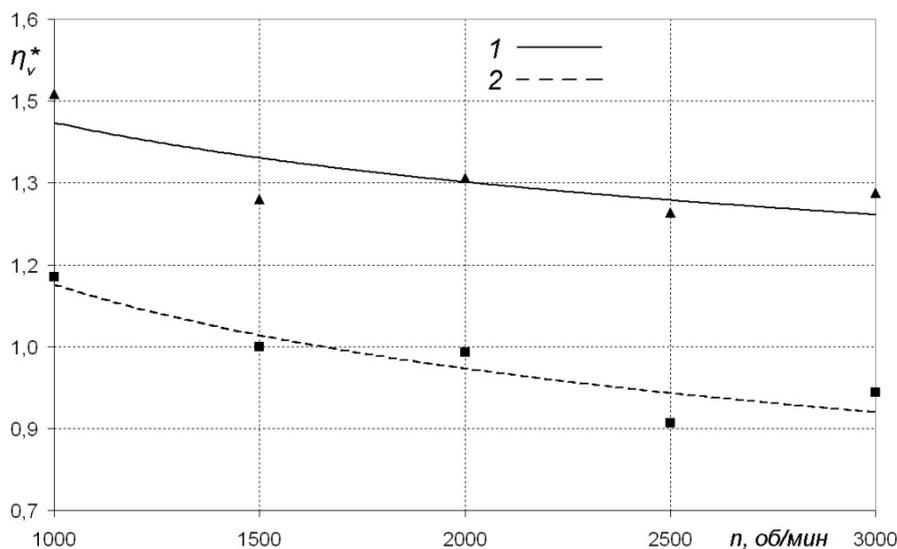


Рисунок 3 – Зависимость относительного коэффициента наполнения  $\eta_v^*$  от частоты вращения колесчатого вала  $n$ . Форма сечения: 1 – треугольник; 2 – квадрат

### Теплообменные характеристики процесса впуска

В связи с ограниченностью сведений по локальной теплоотдаче во впускном канале ДВС, исходно исследование проводилось для впускной системы постоянного круглого сечения в статическом и динамическом режимах продувки. При статическом режиме, выполняемым как базовый, впускной клапан находился в крайнем верхнем (открытом) положении, а движение воздуха создавалось эксгаустером, отсасывающим воздух из полости цилиндра. В динамическом, реальном режиме при вращении колесчатого вала электродвигателем, клапаны открывались и закрывались согласно штатным фазам газораспределения.

Совмещенные зависимости скорости  $w$  и локального коэффициента теплоотдачи  $\alpha_x$  от угла поворота колесчатого вала  $\varphi$  при разных частотах его вращения  $n$  для сечения с  $l_x=40$  мм представлены на рисунках 4 и 5.

Полученные данные (рисунок 4) свидетельствуют, что динамика и сам уровень локального коэффициента теплоотдачи сильно зависят от частоты вращения колесчатого

вала. Темп изменения теплоотдачи и максимальное значение  $\alpha_x$  увеличиваются с ростом  $n$ . Наблюдается запаздывание интенсивности теплоотдачи от вариации скорости потока воздуха по углу на величину  $\Delta\varphi$ . Так  $\Delta\varphi$  составляет  $50^\circ$  в диапазоне  $600 < n < 1500$  об/мин, тогда как при  $n=3000$  об/мин оно уменьшается до  $30^\circ$ . Это свидетельствует о том, что, начиная с  $n=1500$  об/мин, в пограничном слое формируются активные турбулентные структуры, и теплообмен начинает быстрее реагировать на изменение гидродинамических условий.

Примечательно, что заметный подъем  $\alpha_x$  при всех  $n$  и во всех контрольных сечениях начинается приблизительно при одном и том же угле поворота колесчатого вала ( $275^\circ < \varphi < 280^\circ$ ), и максимального значения  $\alpha_x$  достигает также в одной области  $375^\circ < \varphi < 420^\circ$ . Вариации мгновенного локального коэффициента теплоотдачи практически угасают при  $\varphi \approx 720^\circ$  при всех  $n$  и во всех контрольных сечениях (рисунок 5). Все это свидетельствует об общей закономерности изменения  $\alpha_x$  от угла  $\varphi$  во впускном канале ДВС при всех частотах вращения колесчатого ва-

## ГАЗОДИНАМИКА И ЛОКАЛЬНАЯ ТЕПЛОТДАЧА ПОТОКА ВО ВПУСКНОМ КАНАЛЕ С РАЗНОЙ ФОРМОЙ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПОРШНЕВОГО ДВС РАЗМЕРНОСТИ 8,2/7,1

ла и по всей длине канала. Вместе с тем максимальные значения  $\alpha_x$  увеличиваются с ростом  $n$  не одинаково для разных участков впускного канала. Так для сечения ближнего к входу потока воздуха максимальные значения локального коэффициента теплоотдачи составляли 77, 113 и 160 Вт/(м<sup>2</sup>·К), соответственно для частот вращения коленчатого вала 600, 1500 и 3000 об/мин, тогда как для сечения дальнего от входа ( $l_x=210$  мм) они равнялись 70, 101 и 161 Вт/(м<sup>2</sup>·К) при тех же  $n$ .

Опыты показали, что при одной и той же скорости потока (заряда) существуют значительные отличия между значениями локального коэффициента теплоотдачи  $\alpha_x$  в статическом и динамическом режимах движения потока. Установлено, что для впускного тракта ДВС нестационарность процесса приводит к сильному снижению теплоотдачи, по срав-

нению со стационарным течением в 2,5 раза (рисунок 6).

Оказалось, что мгновенная локальная теплоотдачи во впускном тракте двигателя внутреннего сгорания зависит от следующих параметров: частоты вращения коленчатого вала  $n$ , угла поворота коленчатого вала  $\varphi$ , расстояния от входа  $l_x=x$  и температуры  $t$  окружающей среды, то есть  $\alpha_x = f(n, \varphi, l_x, t)$ .

В результате аппроксимации экспериментальных данных, проведенной методом наименьших квадратов, были получены уравнения для расчета локального коэффициента теплоотдачи во впускном канале двигателя размерности 8,2/7,1 с погрешностью (средне-квадратичным отклонением) 12%. При этом для получения более простых выражений эта зависимость была разбита на два участка: подъема (I) и спада (II) (рисунок 5).

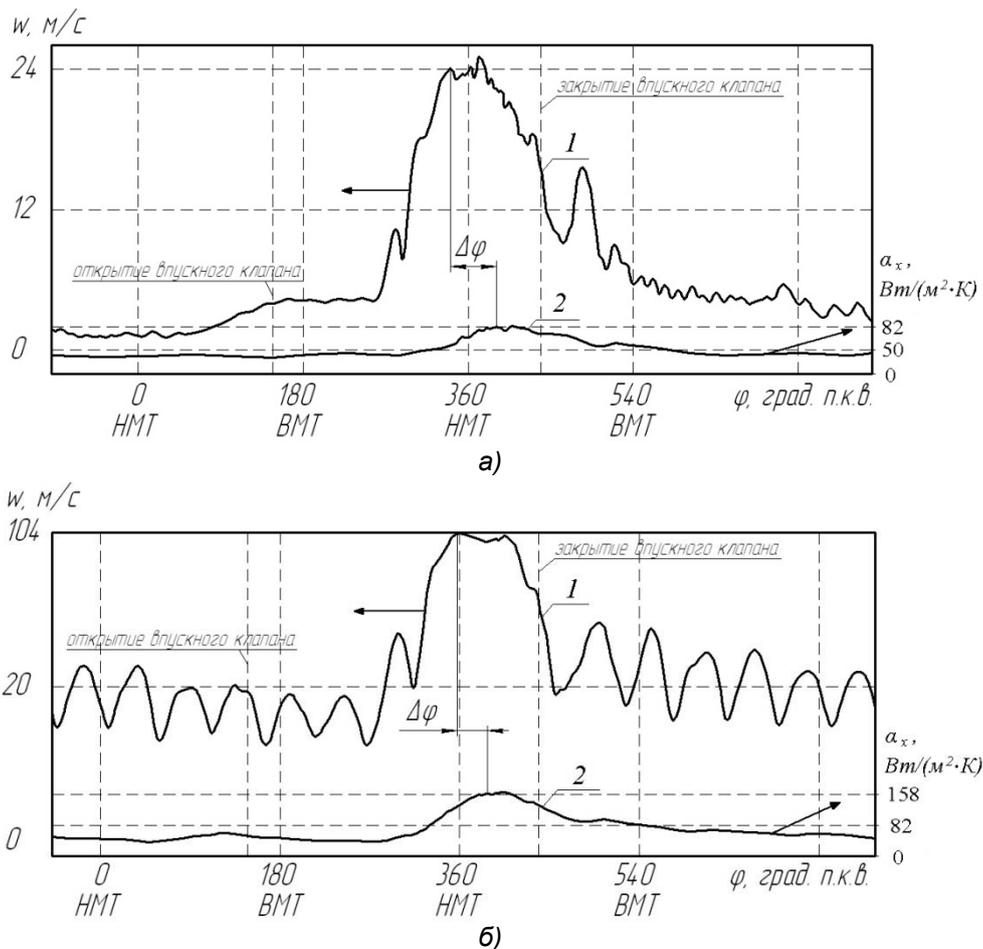


Рисунок 4 - Зависимости скорости потока воздуха  $w$  (1) и локального ( $l_x=40$  мм) коэффициента теплоотдачи  $\alpha_x$  (2) от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  во впускном канале при разных частотах вращения коленчатого вала:  
а –  $n=600$  об/мин; б –  $n=3000$  об/мин

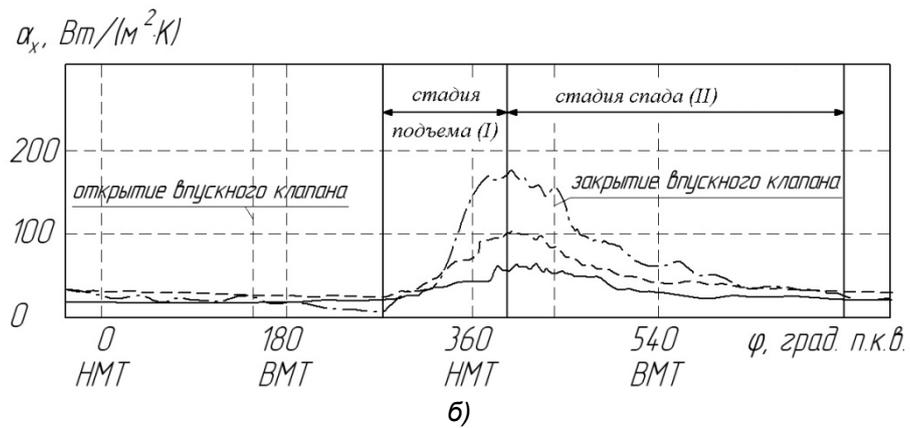
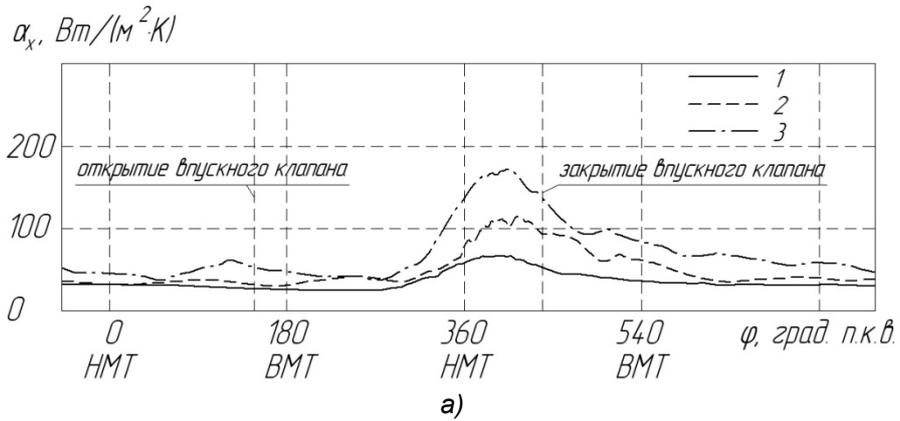


Рисунок 5 - Зависимость меновенных локальных ( $l_x=40$  мм) коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_x$  от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  во впускном канале при разных частотах вращения коленчатого вала: 1 –  $n=600$  об/мин; 2 –  $n=1500$  об/мин; 3 –  $n=3000$  об/мин

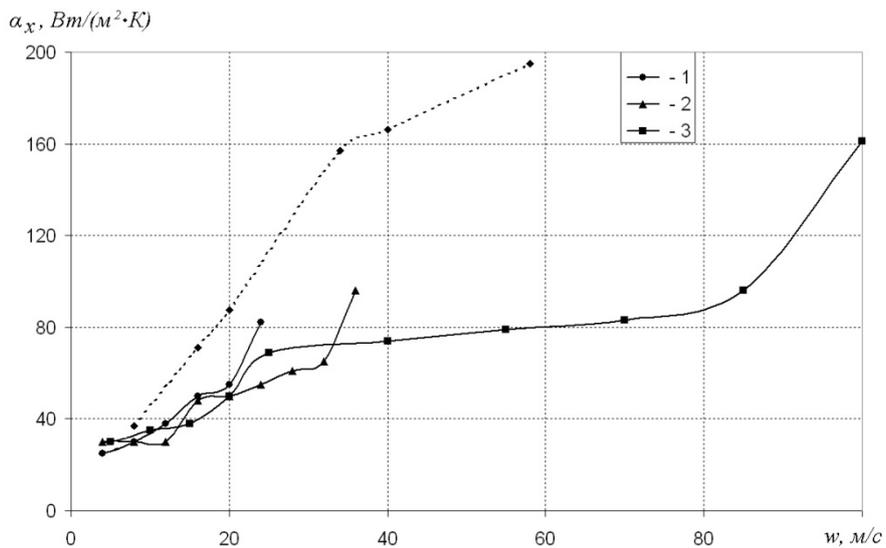


Рисунок 6 – Зависимость локального ( $l_x=40$  мм) коэффициента теплоотдачи  $\alpha_x$  от скорости потока воздуха  $w$ : 1 –  $n=600$  об/мин; 2 –  $n=1500$  об/мин; 3 –  $n=3000$  об/мин  
 - - - - стационарный поток; — пульсирующий поток

## ГАЗОДИНАМИКА И ЛОКАЛЬНАЯ ТЕПЛОТДАЧА ПОТОКА ВО ВПУСКНОМ КАНАЛЕ С РАЗНОЙ ФОРМОЙ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПОРШНЕВОГО ДВС РАЗМЕРНОСТИ 8,2/7,1

Расчетное уравнение для коэффициента теплоотдачи  $\alpha_x$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К) имеет вид:

- на стадии подъема ( $280^\circ < \varphi < 400^\circ$ ) (2)

$$\alpha_x^I = 116000n^{0,31}l_x^{0,11}(\varphi - 275)^{0,82}(T - 273),$$

- на стадии спада ( $400^\circ < \varphi < 720^\circ$ ) (3)

$$\alpha_x^{II} = 26700n^{0,31}l_x^{0,11}(\varphi - 275)^{-1,25}(T - 273),$$

где  $n$  – частота вращения коленчатого вала, об/мин ( $600 < n < 3000$ );  $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала, град ПКВ ( $280^\circ < \varphi < 720^\circ$ );  $T$  – температура окружающей среды, К ( $293 < T < 313$ );  $l_x$  – расстояние от входа в канал до расчетного сечения, м ( $0,10 < l_x < 0,22$ ).

Следует подчеркнуть, что представленные эмпирические уравнения получены для простейшего канала и небольших  $T$ . Они будут трансформироваться по мере усложнения его конфигурации и окружающих условий.

### Выводы

Установлено, что при использовании во впускной системе поршневого ДВС профилированной вставки с поперечным сечением в форме равностороннего треугольника приводит к увеличению коэффициента наполнения в среднем на 30%. Тогда как использование вставки с поперечным сечением в форме квадрата не дает существенного увеличения  $\eta_v$ , а на высоких частота вращения коленчатого вала, наблюдается даже его снижение по сравнению с впускной системой постоянного круглого сечения.

Мгновенный локальный коэффициент теплоотдачи наиболее сильно зависит от угла поворота коленчатого вала и частоты вращения коленчатого вала двигателя (или от нарастания скорости потока воздуха во впускном канале). Также стало очевидным, что провести точный расчет подогрева свежего заряда в процессе впуска, а следовательно

но и определить температурные напряжения во впускном коллекторе (трубе) можно только на основе эмпирических уравнений, описывающих динамику данного процесса.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кутателадзе, С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
2. Краев, В.М. Теплообмен и гидродинамика турбулентных течений в условиях гидродинамической нестационарности // Изв. вузов. Авиационная техника. – 2005. – №3. – С. 39-42.
3. Алемасов, В.Е. 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: тр. XV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева, 23-27 мая 2005, Калуга, Россия. – М.: МЭИ, 2005. – С. 41-44.
4. Жилкин, Б.П. Экспериментальное исследование газодинамических процессов в системе впуска поршневого ДВС / Б.П. Жилкин, Л.В. Плотников, С.А. Корж, И.Д. Ларионов // Двигателестроение. – 2009. – №1. – С. 24-27.
5. Патент 81338 RU, МПК G01P5/12. Термометр постоянной температуры / Плохов С.Н., Плотников Л.В., Жилкин Б.П. – №2008135775/22; заявл. 03.09.2008; опубл. 10.03.2009. – Бюл. № 7.
6. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учебник / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др. / Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995. – 368 с.

**Плотников Л.В.**, Уральский ФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина (УрФУ), Екатеринбург, тел. 8(343)375-95-97,

E-mail: [plotnikovlv@mail.ru](mailto:plotnikovlv@mail.ru);

**Жилкин Б.П.**, д.ф.-м.н., проф., Уральский ФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина (УрФУ), Екатеринбург, тел. 8-912-224-0402,

E-mail: [tot@ustu.ru](mailto:tot@ustu.ru).