

## ЛОКАЛЬНЫЙ ТЕПЛОБМЕН В КАНАЛЕ С ВНЕЗАПНЫМ РАСШИРЕНИЕМ ПРИ ДИФфуЗИОННОМ ГОРЕНИИ ВОДОРОДА

Е. А. Соловова, П. К. Третьяков  
(Новосибирск)

Стабилизация пламени с помощью рециркуляционных зон — распространенный способ организации рабочего процесса в различных топливосжигающих устройствах. В связи с этим большое значение имеют исследования вопросов теплообмена в камерах сгорания.

Канал с внезапным расширением может служить удобной моделью для анализа процессов в таких камерах сгорания. В [1] содержатся сведения о структуре потока и геометрии диффузионного факела водорода в плоском канале с внезапным расширением. Настоящее исследование посвящено изучению теплообмена в условиях эксперимента [1]. Результаты аналогичного исследования для случая гомотогенного горения водородно-воздушной смеси в канале с внезапным расширением содержатся в [2].

Принципиальная схема рабочей части установки показана на рис. 1. Камера сгорания имела поперечное сечение  $50 \times 40$  мм и длину 1086 мм. На входе в камеру делался уступ высотой 30 мм. Воздух подавался через профилированное сопло. В верхней части уступа располагалась щель высотой 3,2 мм, через которую впрыскивался водород в зону рециркуляции. Смесь поджигалась с помощью свечи.

Камера сгорания готовилась из меди. Ее боковые стенки могли сниматься и заменяться при фотографировании пламени пластинами из кварцевого стекла. В данных условиях на их место устанавливались вставки из стали 1Х18Н9Т с смонтированными датчиками тепловых потоков. Пластина с датчиками размещалась также на дне канала. Датчики — медные цилиндры с тонкими буртиками у оснований, благодаря чему между боковой поверхностью цилиндров и пластиной существовал воздушный зазор, препятствовавший продольным перетечкам тепла. Тонкая воздушная полость имела также между пластиной и дном канала, служившая тепловой изоляцией нижнего основания датчиков. В этой полости укладывались провода приваренных к датчикам хромель-алюмелиевых термопар.

Эксперименты проводились при давлении торможения 8 атм и температуре 300 К. Скорость воздуха на срезе сопла соответствовала числу Маха,  $M=2$ , а расход водорода — среднему коэффициенту избытка воздуха 10,8. До и после проведения опытов тарировалась чувствительность всех гальванометров в цепи датчиков. Разброс экспериментальных данных, полученных в серии опытов, выполненных в идентичных условиях, не превышал 20—30%. Такая величина разброса характерна при использовании нестационарного метода.

Тепловые потоки определялись нестационарным методом. Роль лучистого переноса и утечек в изоляцию, как показали расчеты, в условиях проведенных экспериментов незначительна (5%). Пренебрегая продольными перетечками тепла, можно записать уравнение теплового баланса датчика, из которого определяется удельный тепловой поток:  $q = \rho c \delta dT_w/d\tau$ , где  $\rho$  и  $c$  — плотность и удельная теплоемкость материала датчика соответственно;  $\delta$  — его толщина;  $dT_w/d\tau$  — скорость изменения температуры датчика. Изменение величины  $T_w$  регистрировалось светолучевым осциллографом Н-107. Помимо этого в отдельных экспериментах получено распределе-

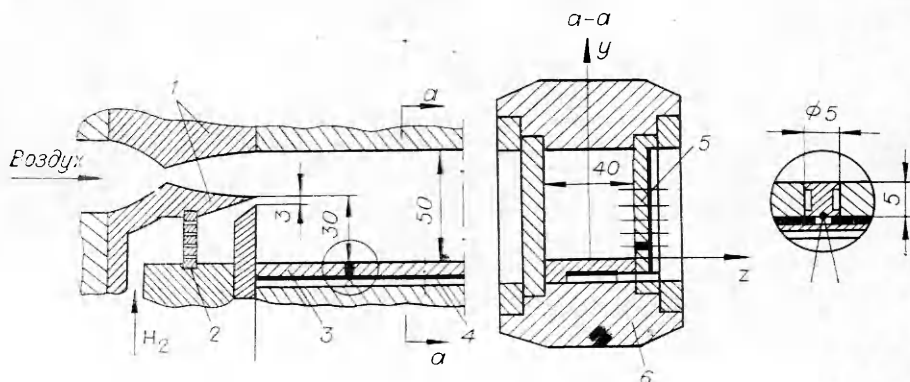


Рис. 1. Схема установки.

1 — сопловые вставки; 2 — распределительная решетка; 3, 5 — пластины с датчиками тепловых потоков; 6 — корпус; 4 — прокладка.

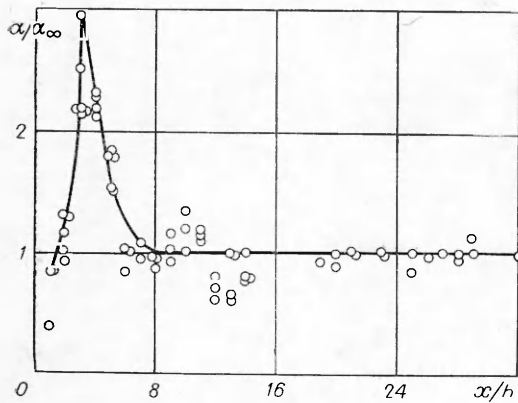


Рис. 2. Распределение относительного коэффициента теплоотдачи в режиме без горения.

На осциллограмме этот участок можно определить по постоянству показаний термопары в зоне рециркуляции. При достижении температуры одного из датчиков  $\sim 700^\circ\text{C}$  подача водорода прекращалась и на осциллограмме фиксировалось охлаждение датчиков при том же расходе воздуха. Таким образом, имелась возможность получить информацию о теплопередаче в условиях горения и в холодном потоке воздуха. В режиме «охлаждения» тепловые потоки определялись на конечных участках осциллограмм, когда  $T_w/T_\infty \approx 1$  (здесь  $T_\infty$  — температура холодного воздуха). Это делалось с целью уменьшения влияния поправки на неизотермичность пограничного слоя.

Рассмотрим результаты измерений, соответствующие заключительной части опыта (в отсутствие горения). Экспериментальные данные обрабатывались в виде  $\alpha/\alpha_\infty = f(x/h)$ , где  $\alpha$  — текущее значение коэффициента теплообмена;  $\alpha_\infty$  — коэффициент теплообмена при квазиизотермическом течении в канале;  $h$  — высота уступа. Величина  $\alpha_\infty$  определялась из критериального соотношения

$$\text{Nu} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4}.$$

Здесь  $\text{Nu}$  и  $\text{Re}$  — критерии Нуссельта и Рейнольдса, вычисленные по эквивалентному диаметру канала;  $\text{Pr}$  — критерий Прандтля. Значения физических констант взяты при температуре воздуха.

Вид зависимости  $\alpha/\alpha_\infty = f(x/h)$  (рис. 2) типичен для отрывных течений. Максимум соответствует области присоединения потока и находится на расстоянии  $x/h \approx 3$ . Ниже по потоку коэффициент теплоотдачи быстро убывает, приближаясь к значению  $\alpha_\infty$ . Интересно отметить, что аналогичная картина наблюдалась в «холодных» режимах экспериментов [2], проведенных в камере сгорания с двухсторонним внезапным расширением канала при дозвуковых скоростях потока.

Распределение температуры потока вдоль канала при горении показано на рис. 3. Термопары располагались по оси канала на расстоянии 4 (1) и 20 мм (2) от нижней стенки. По фотографии пламени определялась длина отрывной зоны. Она составляла  $x/h \approx 5$  по сравнению с  $x/h \approx 3$  в холодном потоке. На этом расстоянии наблюдается постоянный уровень температур  $\sim 850$ – $1100^\circ\text{C}$ . Интересно также отметить низкий уровень температур в зоне рециркуляции. Очевидно, смесь здесь пере-

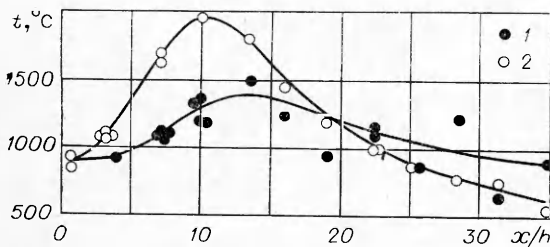


Рис. 3. Распределение температуры продуктов сгорания по длине камеры.

ние температуры потока по си камере на расстоянии 4 и 20 мм от нижней стенки. Одна из этих термопар всегда находилась в потоке для контроля постоянства режима.

Эксперименты проводились следующим образом. При небольших расходах воздуха и топлива смесь поджигалась. Осуществлялся быстрый выход на режим по расходам сред. На шлейфовом осциллографе записывались показания термопар датчиков теплового потока, а также термопары, установленной в потоке (за уступом) в зоне рециркуляции. Та часть осциллограммы, которая по времени соответствовала запуску установки, не обрабатывалась. Обрабатывалась запись установившегося режима горения, продолжительность которого составляла 10–12 с.

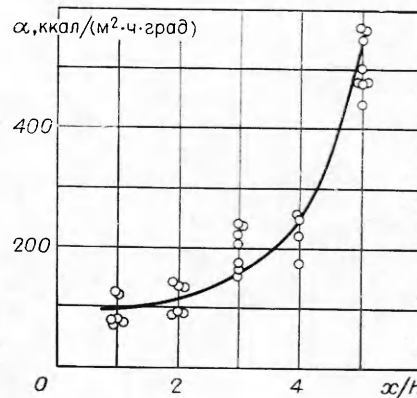


Рис. 4. Коэффициент теплоотдачи в зоне рециркуляции для режима с горением топливно-воздушной смеси.

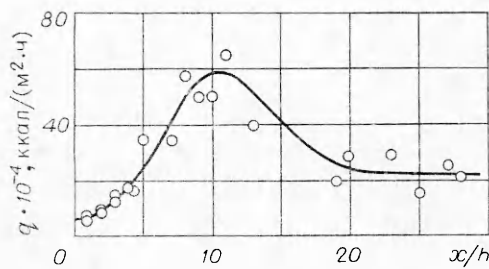


Рис. 5. Распределение удельных тепловых потоков на нижней стенке при температуре поверхности 300°C в режиме горения топливно-воздушной смеси.

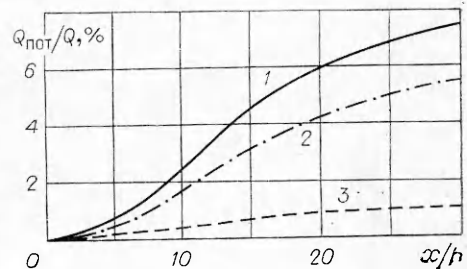


Рис. 6. Тепловые потери в камере сгорания при температуре стенки 300°C  
1 — общие потери; 2 — в нижнюю стенку; 3 — в боковую стенку.

обогащена топливом. Однородность температурных полей в зоне рециркуляции наблюдалась и в других исследованиях за плохо обтекаемыми телами (см., например, [3]), что связано с высоким уровнем турбулентных пульсаций в этой области потока. Учитывая эти обстоятельства, можно принять для расчета коэффициента теплоотдачи температуру продуктов сгорания в зоне рециркуляции постоянной.

Вниз по потоку от точки присоединения за счет перемешивания с воздухом и догорания избыточного топлива температура возрастает и достигает максимума на расстоянии  $\sim 300$  мм. Дальнейшее перемешивание продуктов сгорания с холодным воздухом приводит к снижению температуры.

По результатам измерений тепловых потоков и температуры продуктов сгорания  $T_\infty$  в зоне рециркуляции вычислены значения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha = q/(T_\infty - T_w)$ . При этом на основании сказанного выше, для всей зоны обратных токов принималось постоянное значение  $T_\infty = 1000^\circ\text{C}$ . Зависимость  $\alpha(x/h)$  на нижней стенке приведена на рис. 4.

На рис. 5 показано распределение удельных тепловых потоков. Максимальное значение наблюдается на расстоянии  $x/h \sim 10$ . Можно отметить, что положение максимума не соответствует области присоединения потока, как это имеется в отрывных течениях с постоянной температурой, а сдвинуто вниз по потоку. Такая особенность связана с процессом горения в канале. Максимальные значения температуры потока зафиксированы также на расстоянии  $x/h \sim 10$  (см. рис. 3), что и обуславливает высокий уровень тепловых потоков в этой области.

По измерениям удельных тепловых потоков на нижней и боковых стенках рассчитано общее количество тепла, теряемое потоком за счет теплообмена со стенками камеры сгорания. На рис. 6 величина тепловых потерь, отнесенная к количеству выделившегося тепла, представлена в зависимости от относительного расстояния. Суммарные тепловые потери в условиях эксперимента не превышали 8% энтальпии потока.

Поступила в редакцию  
18/VI 1979

#### ЛИТЕРАТУРА

1. В. К. Баев, П. К. Третьяков и др. ФГВ, 1975, 11, 3.
2. М. Г. Кталхерман, Е. А. Соловова. Исследование горения газообразных топлив. Новосибирск, 1977.
3. Б. В. Раушенбах, С. А. Белый и др. Физические основы рабочего процесса в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей. М., Машиностроение, 1964.