

Math-Net.Ru

All Russian mathematical portal

Z. R. Gorbis, V. A. Kalenderyan, V. B. Derman, Некоторые результаты исследования высокотемпературного теплообменника с поперечно продуваемым слоем промежуточного теплоносителя,
TVT, 1967, Volume 5, Issue 5, 913–918

<https://www.mathnet.ru/eng/tvt6390>

Use of the all-Russian mathematical portal Math-Net.Ru implies that you have read and agreed to these terms of use

<https://www.mathnet.ru/eng/agreement>

Download details:

IP: 18.97.9.175

May 14, 2025, 01:34:50



УДК 536.242

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С ПОПЕРЕЧНО ПРОДУВАЕМЫМ СЛОЕМ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

З. Р. Горбис, В. А. Календерьян, В. В. Дерман

Обеспечен подогрев воздуха до 1000°C в высокотемпературном теплообменнике с движущимся поперечно продуваемым слоем промежуточного теплоносителя. Получены экспериментальные данные по теплообмену и аэродинамическому сопротивлению, поведению материалов при высоких температурах и предварительные эксплуатационные данные.

Подогрев газа до высоких температур необходим в различных отраслях промышленности — энергетической, металлургической, химической. Подогрев до температур выше 900°C может быть обеспечен в регенеративных теплообменниках, одной из разновидностей которых являются теплообменники с продуваемым движущимся плотным слоем промежуточного теплоносителя. Их преимущества: а) высокая компактность поверхности теплообмена, позволяющая уменьшить габариты; б) длительное пребывание насадки в теплообменных камерах, снижающее требование к ее термостойкости; в) незначительная ($0,1-0,5$ см/сек) скорость движения насадки, практически исключаящая ее износ.

Цель настоящей работы — изучение тепловых, аэродинамических и эксплуатационных характеристик высокотемпературного теплообменника указанного типа.

Для исследований была выбрана схема перекрестного движения газов и насадки в теплообменных камерах, так как интенсивность теплообмена при перекрестной продувке слоя может быть на порядок выше, чем при противоточной [1]. Об этом также свидетельствует сравнение данных, полученных в [2] для противотока, с результатами испытания ЦКТИ дробепоточного воздухоподогревателя с перекрестной продувкой слоя. Кроме того, при схеме с перекрестной продувкой упрощается конструкция подводящих и отводящих воздухопроводов, облегчается их компоновка с теплообменником, заметно уменьшаются потери тепла в окружающую среду, что особенно важно при высоких температурах.

Экспериментальная установка (рис. 1). Подогрев воздуха в теплообменнике осуществляется с помощью промежуточного твердого теплоносителя (насадки), движущегося в виде плотного слоя под действием гравитационных сил. В верхней (газовой) теплообменной камере насадка воспринимает тепло греющих газов (продуктов сгорания керосина), в нижней (воздушной) камере — отдает его воздуху. В обеих камерах осуществляется перекрестное движение газов (воздуха) и насадки. Взаимное движение греющих газов и воздуха с помощью сменных воздухопроводов выполнялось по схеме прямо- или противотока. Для уменьшения перетечек теплообменные камеры разделены суженным промежуточным узлом.

Характер движения насадки предварительно изучался на модели. Охлажденная насадка через нижний запорный узел поступает в скиповый

подъемник и через верхний запорный узел возвращается в теплообменник. Применение системы пневмотранспорта оказалось нерациональным из-за износа насадки. Расход насадки регулировался специальным шибером, а при расходах ее менее 400 кг/час для предотвращения заклинивания к выпускному отверстию подводился воздух, необходимые параметры которого определялись на модели. Для более равномерного распределения температуры газов по сечению на выходе из камеры сгорания установлены жалюзи из огнеупорного кирпича.

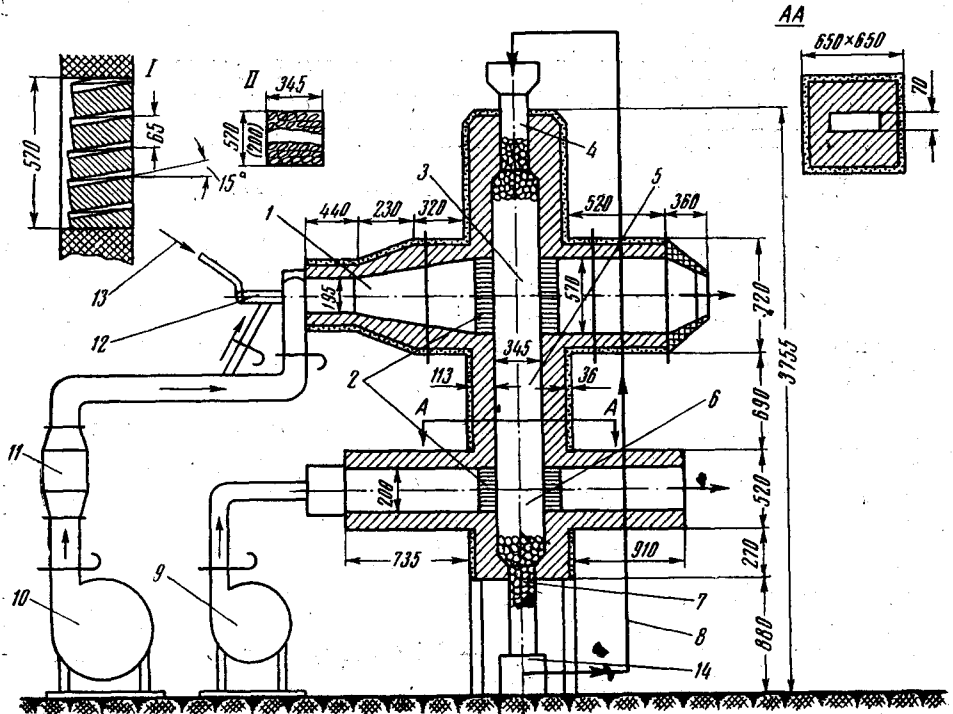


Рис. 1. Схема установки

1 — камера сгорания, 2 — продуваемые решетки, 3 — верхняя теплообменная камера, 4 — верхний запорный узел, 5 — промежуточный узел, 6 — нижняя теплообменная камера, 7 — нижний запорный узел, 8 — шиповый подъемник насадки, 9 — вентилятор ВВД-5, 10 — вентилятор ВВД-7, 11 — электронагреватель, 12 — форсунка с пневматическим распылом, 13 — подвод топлива, 14 — устройство для регулирования расхода насадки, I, II — жалюзийная и трубчатая решетки

Во входных и выходных сечениях теплообменных камер установлены решетки, распределяющие газы по сечению и воспринимающие боковое давление движущегося слоя. Были опробованы жалюзи из хромомagneзитового кирпича, трубчатые решетки из нержавеющей стали и решетки из прессованных корундовых дырчатых блоков, изготовленных на Богдановичском заводе огнеупоров. Жалюзийные решетки не обеспечивают равномерной продувки из-за образования «мертвых зон», неодинаковой толщины слоя в камере и некоторого выдавливания насадки через щели жалюзи. Трубчатые решетки лишены этих недостатков и поэтому использовались во всем допустимом диапазоне температур. При температурах выше 1200° С эти решетки были заменены корундовыми, которые, однако, характеризуются меньшим живым сечением и более высоким сопротивлением. Шахта теплообменника и камера сгорания изготовлены из хромомagneзитового кирпича, заключенного снаружи в металлический кожух. Между кожухом и кладкой имеется засыпка из хромобетона для уменьшения потерь тепла. С целью компенсации потерь тепла через стенки теплообменника и в линии транспорта высота верхней камеры выполнена большей, чем нижней.

В качестве насадки использовались фарфоровые цилиндрики длиной 11,5 мм, диаметром 7 мм (при температурах до 900° С) и в основном шарик марки Г-70 Богдановичского завода огнеупоров (на основе Al_2O_3 с добавкой SiO_2 , Cr_2O_3 , Fe_2O_3 и др.), диаметром 8—10 мм ($d_{ср} = 9,35$ мм).

На экспериментальной установке измерялись: а) расходы воздуха до и после теплообменных камер — нормальными камерными диафрагмами; б) расход насадки — весовым способом; в) температура газов и воздуха до и после теплообменных камер — термопарами (платина-платинородиевыми, а при $t > 1300^\circ C$ — вольфрам-ренийевыми) с потенциометром ЭПП-09; г) температуры насадки в промежуточном, верхнем и нижнем узлах — термопарами с потенциометром ЭПП-09; д) температура по поверхности теплообменника — хромель-алюмелевыми термопарами с потенциометром ПП-1; е) расход топлива — по изменению уровня в топливном баке; ж) давление по воздушному тракту — дифманометрами.

Температуры газов, воздуха и насадки в каждом сечении замерялись в 3—6 точках. Для уменьшения погрешности, вызванной излучением, термопары, измеряющие температуру газов и воздуха, экранировались. Термопары для измерения температуры насадки помещались в движущийся слой в непродуваемых его участках — в промежуточном, верхнем и нижнем узлах.

Методика и результаты исследований. Измерения производились при стационарном режиме. Коэффициенты теплообмена определялись по формуле

$$\alpha = \frac{Q}{F \Delta t_{\text{ср}}^{\text{г-н}}} = \frac{Q d_r}{6V(1-\varepsilon) \varphi_{\Delta t} \Delta t_{\text{ср}}^{\text{г-н}}}. \quad (1)$$

Тепловой поток для каждой камеры определялся по изменению энтальпии греющих газов (с учетом потерь тепла в окружающую среду) и нагреваемой среды:

$$Q = G_{\text{гсг}}(t_{\text{г}}' - t_{\text{г}}'') - Q_{\text{пот}} = G_{\text{нсн}}(t_{\text{н}}'' - t_{\text{н}}'), \quad (2)$$

В большинстве опытов потери тепла $Q_{\text{пот}}$ не превышали 3—9%.

Гидравлическое сопротивление слоя рассчитывалось по перепаду статических давлений в теплообменных камерах за вычетом сопротивления распределительных решеток, которое определялось специально. Коэффициент сопротивления слоя определялся по формуле.

$$f_0 = \frac{\Delta p}{H_{\text{сл}}} \frac{2}{\rho w_{\text{ф}}^2} \frac{\varepsilon^3 d_r}{6(1-\varepsilon)}. \quad (3)$$

Пористость ε движущегося слоя определялась на модели методом отсечек при различных скоростях слоя. Суммарная величина утечек воздуха в атмосферу и перетечек между теплообменными камерами определялась по разности расходов до и после камер.

Установлено, что в изотермических условиях (при продувке обеих камер холодным воздухом) сопротивление движущегося слоя практически не зависит от его скорости и близко к сопротивлению неподвижного слоя такой же пористости.

Утечки в атмосферу увеличиваются с ростом расходов воздуха, так как при этом увеличивается давление в камерах. Перетечки из одной камеры в другую увеличиваются с ростом перепада давлений между камерами. При проточке и одинаковых сопротивлениях слоя перетечки практически отсутствуют.

Из-за больших перепадов давления противоточная схема характеризуется большими перетечками и более резкой зависимостью их от расходов воздуха. Утечки и перетечки на различных режимах при проточке составляют 2—6%, при противотоке — в 2—3 раза больше. Расход

насадки практически не оказывает влияния на перетечки и утечки, по-видимому, потому, что пористость слоя не зависит от его скорости.

На рис. 2 представлена полученная в неизотермических условиях зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления движущегося слоя от критерия $Re_0 = 4w_{ф}/va$ (в качестве определяющей принята средняя температура газа в теплообменной камере). Эти данные удовлетвори-

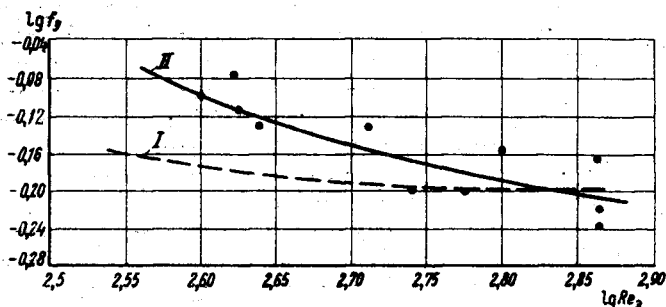


Рис. 2. Зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления слоя от критерия Рейнольдса

I — по формуле [3], II — по опытным данным

тельно согласуются с данными [3] (в пределах их точности), полученными при такой же пористости для неподвижного слоя округлых частиц в изотермических условиях. Вопрос о влиянии неизотермичности на сопротивление движущегося слоя нуждается в дальнейшем изучении. Предварительно для расчета сопротивления неизотермического движущегося слоя могут быть использованы данные [3].

Опыты по теплообмену проводились в следующих диапазонах основных параметров: $G_T = 300-2000$ кг/час, $G_B = 50-800$ кг/час, $G_H = 200-2000$ кг/час, $t_T' = 600-1400^\circ C$, $t_H'' = 600-1200^\circ C$, $t_B'' = 200-980^\circ C$, $w_{фг} = 3-8$ м/сек, $w_{фв} = 0,5-6,2$ м/сек, $w_H = 0,05-0,5$ см/сек, $T_{г(в)}/T_H = 0,8-1,2$, $W_T/W_H = 0,4-4$, $W_T/W_B = 1 \div 40$, $W_H/W_B = 40 \div 1$.

Полученные результаты показывают, что с увеличением расхода насадки растет количество тепла, отбираемого от газов в верхней камере, снижается температура газов на выходе из нее. При этом средняя температура насадки на выходе из верхней камеры падает, а неравномерность распределения температур по сечению заметно увеличивается (рис. 3). Характер температурного поля насадки определяет процесс нагрева воздуха в нижней камере. При прямоточном движении газов и воздуха и неравномерном распределении температуры по сечению насадки воздух успевает нагреться в первых по ходу горячих слоях насадки, и последующие слои работают с очень низким температурным напором. При достаточно больших расходах насадки (свыше 1000 кг/час) этот температурный напор становится отрицательным, что приводит к «обратному» теплообмену, т. е. к переходу тепла от воздуха, нагретого в первых по ходу «горячих» слоях, к последующим «холодным» слоям насадки.

При прямотоке обнаружен оптимум расхода насадки, при котором полезная теплопроизводительность достигает максимального значения; он составляет 800—900 кг/час при $W_T/W_H \approx 2$, $W_H/W_B \approx 1,8$. Наличие оптимума, очевидно, объясняется появлением при больших расходах насадки обратного теплообмена, снижающего температуру воздуха на выходе. При противотоке оптимум в расходе насадки не наблюдался, что согласуется с данными ЦКТИ по дробепоточному воздухоподогревателю.

По высоте температура газов на выходе из верхней камеры увеличивается, а температура воздуха на выходе из нижней камеры уменьшается.

При прямо- и противотоке количество тепла, воспринятое воздухом,

и температура воздуха на выходе увеличиваются с ростом расхода и температуры греющих газов. Сопоставление данных для прямо- и противоточного движения газов и воздуха показывает, что при отношениях водяных эквивалентов газов и воздуха $W_T/W_B > 2,5-3$ обе схемы практически равноценны, при $W_T/W_B < 2,5$ противоток при прочих равных условиях обеспечивает более высокий подогрев воздуха. При температуре греющих газов $t_T' = 1400^\circ\text{C}$ и отношении $W_T/W_B \approx 2,5$ температура воздуха на выходе при прямо- и противотоке составляла $\sim 1000^\circ\text{C}$. Более высокого подогрева воздуха достичь не удалось, так как при увеличении температуры греющих газов наблюдалось слипание насадки.

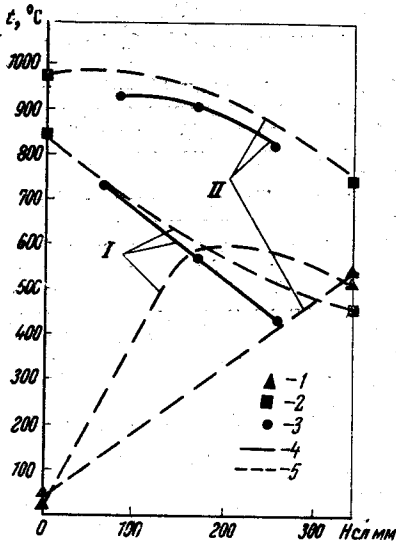


Рис. 3

Рис. 3. Распределение температур в теплообменнике

1 — температура воздуха; 2 — температура газа; 3 — температура насадки; 4 — действительное распределение температур насадки; 5 — предполагаемое распределение температур газов и воздуха; I — расход насадки 1500 кг/час; $W_T/W_B = 0,55$, $W_H/W_B = 2$; II — расход насадки 600 кг/час; $W_T/W_H = 1,3$, $W_H/W_B = 1$

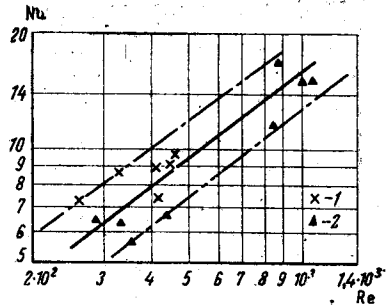


Рис. 4

Рис. 4. Обобщенные данные по теплообмену

1 — для верхней камеры; 2 — для нижней камеры

Анализ условий стационарного теплообмена в движущемся слое приводит к зависимости

$$Nu = f(Re, Pr, Bi, T_T/T_H, Fr, H_{сл}/b, H_{сл}/d_T), \quad (4)$$

которая в данном случае упрощается, так как в опытах геометрические характеристики оставались неизменными, движение плотного слоя относительно критерия Фруда автомодельно [4], критерий Прандтля изменялся незначительно, а внутреннее термическое сопротивление частиц оставалось пренебрежимо малым ($Bi < 0,1$):

$$Nu = f(Re, T_T/T_H). \quad (5)$$

На рис. 4 представлены данные по теплообмену, полученные для верхней и нижней камер (т. е. при нагреве и охлаждении насадки) при изменении критерия $Re = w_{\phi} d_T / \nu$ в пределах 220—1400 (в качестве определяющей принята температура пограничного слоя $t = (t_T + t_H) / 2$). Точность приведенных данных составляет $\pm 30\%$, что объясняется трудностями определения средних температур теплоносителей, утечками и перетечками газов.

Как видно из рис. 4, при нашей методике обработки влияние температурного фактора не обнаружено, однако этот вопрос требует дальнейшего изучения.

Сравнение с литературными данными [2, 5] показывает, что в наших условиях интенсивность теплообмена ниже, чем в неподвижном слое, но

выше, чем при противотоке. Это объясняется тем, что в перекрестно-продуваемом слое распределение газа значительно равномернее, чем при противотоке, благодаря одинаковой толщине слоев и меньшему влиянию разрыхленных слоев у стенок.

Теплообменник в общей сложности проработал более 900 час., причем максимальная продолжительность непрерывной работы составляла 250 час. Все вспомогательные системы работали надежно, обеспечивали гибкое регулирование режимных характеристик в широких пределах. Скиповый подъемник обеспечивал необходимую производительность при температурах насадки 300—900° С. При пуске и переходных режимах время наступления стационарного состояния заметно уменьшается с увеличением расхода насадки. При расходе насадки 800—1000 кг/час и температуре греющих газов 1200° С стационарный режим устанавливается через 2—3 часа после пуска. Видимого истирания теплоносителя марки Г-70 не наблюдалось, за исключением непродолжительного начального периода, в котором происходило истирание непрочного поверхностного слоя. Это объясняется низкими (0,05—0,5 см/сек) скоростями слоя в теплообменнике. Теплоноситель марки Г-70 обладает достаточной термостойкостью, о чем свидетельствует длительная (700 час.) работа насадки без растрескивания при теплосменах в диапазоне 300—1000° С с частотой 3—30 мин. Насадка работает без слипания и спекания при температурах до 1100° С. При температуре выше 1100° С наблюдалось спекание насадки и прилипание ее к металлической решетке. При этом размягчения насадки не обнаружено, в местах слипания имелись металлические вкрапления. Заметное размягчение и слипание насадки, а также налипание ее на корундовую решетку имело место при температуре 1500° С. Размягчение и слипание фарфоровой насадки наблюдалось при температуре ее ~800° С.

Несмотря на частые пуски и остановки теплообменника, растрескивание кладки не имело места. Одним из положительных качеств теплообменника является легкость замены насадки без его остановки.

Заключение. Приведенные данные свидетельствуют о перспективности теплообменников с перекрестно продуваемым слоем, характеризующихся достаточной тепловой эффективностью, компактностью, простотой и эксплуатационной надежностью. Максимальные значения объемных коэффициентов теплоотдачи составляли 25—28 тыс. *вт/м³ град*. Можно полагать, что в установках большой производительности, где влияние пристенных слоев пренебрежимо мало, поперечно продуваемый слой по интенсивности теплообмена будет близок к неподвижному. Для высокотемпературных теплообменников, где с точки зрения компенсации тепловых потерь целесообразно принять $W_r / W_v > 2,5$, может быть использована прямоточная схема движения воздуха и газов, обеспечивающая такой же подогрев воздуха, как и противоток, но при меньших перетечках.

Дальнейшие исследования следует направлять на повышение температуры нагрева газа, получение обобщенных расчетных зависимостей и проверку работы более огнестойких материалов.

Обозначения

G — расход, c — теплоемкость, W — водяной эквивалент теплоносителя; V — объем теплообменной камеры; b — ширина теплообменной камеры; $H_{сл}$ — толщина слоя по ходу газов; F — поверхность насадки соответственно в каждой из теплообменных камер; Δt — средний температурный напор между греющей и нагреваемой средой; ε — средняя по объему пористость слоя; w_ϕ — скорость фильтрации газа (воздуха); d_r — размер частиц насадки; ΔP — перепад давления в слое; α — коэффициент теплообмена между газами (воздухом) и насадкой; a — удельная поверхность насадки (в единице объема); $Re_\phi = 4w_\phi / \nu a$ — эквивалентный критерий Рейнольдса; $Re = w_\phi d_r / \nu$ — критерий Рейнольдса; $Bi = \alpha d_r / 2\lambda_r$ — критерий Био; $Fg = w_{сл}^2 / gd_\phi$ — критерий Фруда; d_ϕ — эквивалентный диаметр шахты, в которой движется слой; $Nu = \alpha d_r / \lambda_r$ — критерий Нуссельта; λ_r — теплопроводность материала частиц; λ_g — теплопроводность газа (воздуха). Индексы: г — греющая среда; н — нагреваемая; в — воздух; один штрих — параметры на входе; два штриха — на выходе; сл — в слое.

Одесский технологический институт им. М. В. Ломоносова

Поступила в редакцию
1 VII 1966

ЛИТЕРАТУРА

1. З. Р. Горбис. Теплообмен сквозных дисперсных потоков, Изд-во «Энергия», 1964.
2. Л. С. Пироро. Тр. Ин-та использования газа АН УССР, 1958.
3. М. Э. Аэров. Химия и технология топлив и масел, № 10, 1962.
4. З. Р. Горбис, В. А. Календерьян. Теплоэнергетика, № 1, 1962.
5. В. А. Тимофеев. Теплообмен в слое, Изв. ВТИ, № 3, 1949.