

В.В. Стерлигов, Е.А. Плюснина

Сибирский государственный индустриальный университет

УСЛОВИЯ СТАГНАЦИИ ВОЗДУШНОГО СЛОЯ ДЛЯ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИИ

Теплоизоляционный материал – это структура, заполненная воздухом. В работе [1] показана возможность получения обобщенной характеристики для разных огнеупоров, если в качестве входного фактора использовать пористость (то есть долю воздуха в объеме огнеупора).

Физической моделью стабилизации (удержания) неподвижного слоя воздуха для предлагаемого типа теплоизоляционного материала является процесс, наблюдаемый при использовании меха: остья, выступающие перпендикулярно поверхности шкуры и расположенные с достаточно большой частотой, удерживают слой воздуха толщиной δ , равной высоте (длине) остьев. Такую же систему из проволочных «остьев» можно создать на поверхности слоя обмуровки при использовании некоего подобия стальной щетки и (или) частой объемной сетки.

В работе [2] приведена логическая схема тепловой работы такой теплоизоляции; показано, что геометрическое давление, возникающее при свободной конвекции, вызывает движение среды и переходит в динамическое.

Движение реальной (вязкой) жидкости или газа происходит с преодолением сопротивления трения и местных сопротивлений. Потери давления, обусловленные сопротивлением, в гидродинамике выражаются уравнением

$$\Delta P_{\text{пот}} = \zeta \Delta P_{\text{дин}},$$

где $\Delta P_{\text{пот}}$ – потери давления, Па; ζ – коэффициент гидравлического сопротивления; $P_{\text{дин}}$ – динамическое давление.

При условии $\zeta > 1$ на потери (преодоление сопротивления) будет израсходована вся энергия движения.

Математическое обоснование возможности стагнации (торможения) пристенного слоя при свободной конвекции возникает из анализа уравнений Л. Эйлера, Д. Бернулли и Л. Прандтля для ламинарного пограничного слоя.

Для закрытого потока в трубе уравнение Д. Бернулли для реальной жидкости можно записать в виде

$$P_1 - P_2 = \Delta P_{\text{пот}},$$

где P_1 и P_2 – давление в начале и в конце трубы, Па.

Это уравнение показывает, что потери кинетической энергии при движении закрытого потока в трубе компенсируются за счет потенциальной энергии статического давления.

В открытом пространстве слой при свободной конвекции можно определить как пограничный вдоль какой-то поверхности. Из уравнения Л. Прандтля для пограничного слоя ламинарного течения можно записать условия $dP/dy = 0$ и $dP/dx = 0$ (где x и y – координаты), которые означают отсутствие градиента давления на поверхности тела (также, как и в открытом невозмущенном пространстве, то есть $P = \text{const}$ или $P_1 = P_2$ [3]).

Для этого случая на основе уравнения Бернулли можно записать выражение

$$\Delta P_{\text{пот}} = \left(\frac{w_1^2}{2} \rho - \frac{w_2^2}{2} \rho \right),$$

где w_1 и w_2 – скорость жидкости в начале и в конце трубы, м/с; ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Так как выполняется условие $\Delta P_{\text{пот}} > 0$, то справедливо $w_1 > w_2$, $\partial w_x / \partial x < 0$.

Уравнение неразрывности для плоского слоя записывается в следующем виде: $dw_x/dx + dw_y/dy = 0$. С учетом условия $dw_x/dx < 0$ можно записать $dw_y/dy > 0$. Последнее условие означает возникновение поперечного по отношению к основному направлению движения, «оттеснение» потока от поверхности. Таким образом, торможение потока в основном направлении ($dw_x/dx < 0$) вызывает движение в поперечном направлении ($dw_y/dy > 0$), что может быть замечено, если поток визуализировать. Внешне при визуализации потока, например дымом, это будет проявляться в появлении дыма на поверхности остьев, его вытеснении из слоя, в котором происходит торможение за счет трения или местного сопротивления.

Для проверки гипотезы о возможности торможения были проведены расчеты с учетом

местных сопротивлений, когда реализуется условие $\Delta P_{\text{пот}} = \zeta_{\Sigma} P_{\text{дин}}$, где ζ_{Σ} – суммарный коэффициент гидравлического сопротивления.

Наиболее близким к структуре меха случаем является пучок труб, расположенный в шахматном порядке. Коэффициент местного сопротивления такого пучка труб определяется следующим образом [4]:

$$\zeta = n \frac{S}{b} \alpha + \beta,$$

где $\alpha = 0,028 \left(\frac{b}{2\delta} \right)^2$ и $\beta = \left(\frac{b}{2\delta} - 1 \right)^2$ – функции, зависящие от коэффициента живого сечения $2\delta/b$; n – количество рядов; S – шаг труб в глубину пучка, м; b – межосевое расстояние между трубами в ряду, мм; δ – расстояние между трубами, мм.

Коэффициент сопротивления зависит от геометрических параметров пучка: диаметра трубы d , расстояния между трубами 2δ в одном ряду, шага труб по глубине пучка S , то есть $\zeta = f(d, 2\delta, S)$. По геометрическим параметрам пучка легко определить межосевое расстояние между трубками в ряду $b = d + 2\delta$.

Результаты расчета коэффициентов местных сопротивлений для одного ряда труб ($n = 1$) при $S/b = 1$ приведены ниже:

d , мм	δ , мм	$2\delta/b$	α	β	$\alpha S/b$	ζ
1	4,5	0,9	0,05	0,02	0,05	0,07
2	4,0	0,8	0,05	0,08	0,05	0,13
3	3,5	0,7	0,08	0,20	0,08	0,28
4	3,0	0,6	0,09	0,43	0,09	0,52

Выполнения условия $\zeta_{\Sigma} > 1$ легко достигнуть при различных вариантах конструкций для нескольких рядов труб, что является аналогом геометрии остьев в структуре меха.

Другим способом достижения стагнации является трение. Классическим случаем течения жидкости, для которого существует аналитическое решение потерь на трение, является так называемое «течение Пуазейля», представляющее собой стационарное одномерное ламинарное течение в плоском канале, образуемом двумя бесконечно большими параллельными плоскостями.

Величина потерь на трение для задачи Пуазейля определяется по формуле

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_3} \frac{\bar{w}_x^2}{2} \rho,$$

где \bar{w}_x – средняя скорость по сечению, м/с; d_3 – эквивалентный диаметр сечения, м; λ – коэффициент трения; L – длина участка, м.

Для рассматриваемого течения решение уравнения Пуазейля имеет вид

$$\lambda = \frac{96}{\text{Re}}, \quad (1)$$

где $\text{Re} = \frac{\bar{w}_x d_3}{\nu}$ – число Рейнольдса; ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с.

В настоящей работе необходимо определить геометрию канала, в котором может быть реализовано явление стагнации за счет трения. Если записать, как это принято для определения потерь на трение, $\Delta P_{\text{тр}} = K_{\text{тр}} P_{\text{дин}}$, то $K_{\text{тр}} = \lambda \frac{H}{d_3} \geq 1$ (где H – высота нагретой вертикаль-

ной поверхности, м). Коэффициент $K_{\text{тр}}$ иногда называют «коэффициентом гидравлических потерь на трение», он является полным аналогом коэффициента местного сопротивления ζ_{Σ} . В настоящей работе уже было доказано достижение условия стагнации для местного сопротивления $\zeta_{\text{м.с}} \geq 1$.

На основе уравнения Пуазейля можно записать

$$K_{\text{тр}} = \frac{96 H}{\text{Re} d_3} = 1.$$

Следовательно, величина эквивалентного диаметра d_3 может быть рассчитана по выражению

$$d_3 = \frac{96 H \nu}{w_0 (1 + \alpha t) d_3};$$

здесь w_0 – осевая скорость, м/с; α – температурный коэффициент объемного расширения.

Для воздуха при $H = 1$ м, $g = 9,8$ м/с², $t = 70$ °С, $\nu = 20 \cdot 10^{-6}$ м²/с окончательно получим $d_3 = 20,79 \cdot 10^{-3}$ м.

Если на поверхности создать ребра (как показано на рис. 1) с отношением высоты ребра b к толщине щели δ , задаваемым по желанию конструктора ($n = b/\delta$), то можно рассчитать размер щели при заданном значении d_3 .

$$\text{Поскольку } d_3 = \frac{4F}{P} = \frac{4\delta b}{2(b+\delta)} = \frac{4n\delta\delta}{2(n+1)\delta} = \frac{2n\delta}{n+1},$$

то при $n = 5$ значение δ составит $33 \cdot 10^{-3}$ м.

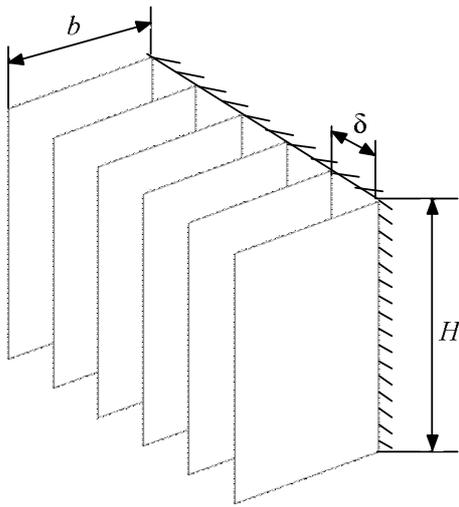


Рис. 1. Стенка с ребристой поверхностью

Для $H = 0,25$ м, $d_3 = \sqrt{\frac{96 \cdot 0,25 \cdot 20 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,25}}}$,
 $= 14,77 \cdot 10^{-3}$ м $\delta = \frac{d_3}{1,66} = \frac{14,72}{1,66} = 8,9$ мм, что является технически реализуемым.

Таким образом, высказанная гипотеза получает свое расчетное подтверждение. Решение уравнения для определения значения d_3 позволяет определить геометрические параметры системы: толщину слоя между ребрами и их высоту. Экспериментальная проверка может ввести некоторые коррективы, а полученные в опытах коэффициенты позволят уточнить расчетную модель.

В терминах теории подобия последнее условие может быть выражено числом подобия Sg ($Sg - \text{Stagnation}$), учитывающим отношение

$$\frac{\Delta P_{\text{пот}}}{\Delta P_{\text{геом}}} = \frac{\Delta P}{Hg\Delta\rho} = Sg. \quad (9)$$

Отсутствие такого числа подобия среди тех, которые уже известны в специальной терми-

нологии [5], говорит о том, что эта задача еще не решена.

Ближайшим аналогом числа Sg является число Эйлера $Eu = \frac{\Delta P}{w^2 \rho}$, представляющее со-

бой падение давления при движении среды, отнесенное к динамическому давлению, величина которого уже определялась ранее.

В работе при опытной проверке гипотезы использовали образцы, характеристики которых представлены ниже:

Образец	Материал остьев (игл)	Расположение остьев	d , мм	b , мм	S , мм
1	Алюминий	Коридорное	0,8	5	18
2	Сталь	Шахматное	0,2	4	12
3	Хлорвинил	Коридорное (в виде пучка)	1,0	15	4
4	Щетина	Шахматное	0,2	0,5	12

Для выявления возможности создания застойной зоны была создана опытная установка. Визуализацию потока осуществляли дымом. На рис. 2 показаны фотографии образцов при визуализации потока. В первом случае дым проходит сквозь остья по всему сечению пучка, а во втором четко виден вытесненный дым в застойной зоне, где нет движения, при этом видна зона в начале участка, где дым еще проходит внутри пучка. В соответствии с излагаемой гипотезой суммарный коэффициент сопротивления, зависящий от числа рядов n , в начале участка еще не превысит 1 (то есть $\zeta_{\Sigma} < 1$ и $\Delta P_{\text{пот}} < P_{\text{дин}}$). При таких условиях $w_x > 0$, $w_y = 0$; вытеснения потока еще не наблюдается. Установка для исследования влияния геометрических параметров системы представляет собой

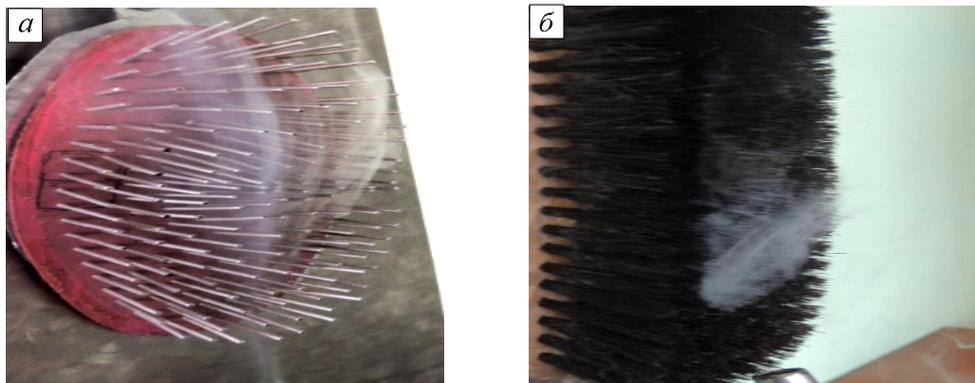


Рис. 2. Фотографии по визуализации потока при использовании образцов 1 (а) и 4 (б)

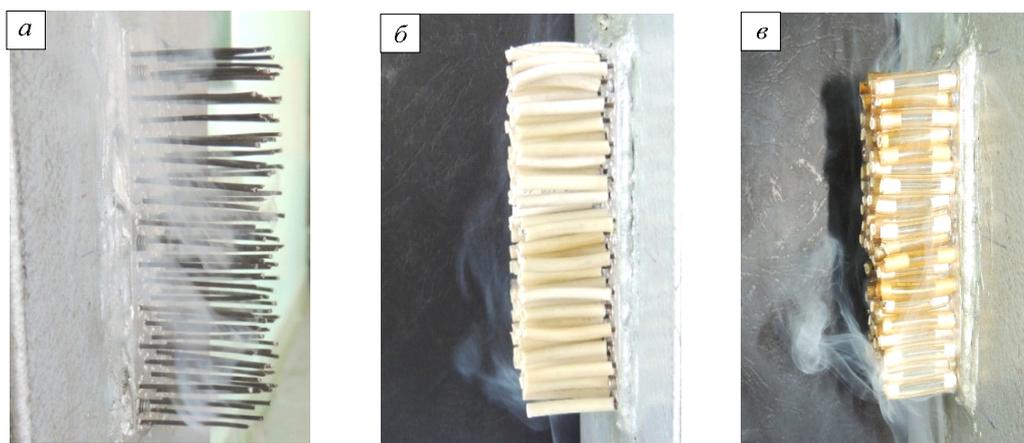


Рис. 3. Движение дыма в пучке стержней диам. 1 мм (а), 3 мм (б) и 4 мм (в)

металлическую емкость, внутри которой установлен нагреватель. К лицевой части установки припаяны металлические стержни диам. 1 мм, расположенные в шахматном порядке; высота игл составляет 30 мм, шаг между остьями в продольном и поперечном направлении 10 мм. Шаг между остьями изменяли путем использования трубок («надеваемых» на стержни) различного диаметра: от 2 до 6 мм. В емкости поддерживали постоянную температуру воды (100 °С) за счет кипения. Для выявления застойной зоны и определения наилучших геометрических параметров системы дым пропускали через остья.

На рис. 3 приведены фотографии опытов при использовании трубок разного диаметра. При $d = 1$ мм (рис. 3, а) видно, что поток, визуализированный дымом, проходит через все сечение пучка. При $d = 3$ мм (рис. 3, б) поток существует только в нижней части; в верхней части происходит оттеснение его от поверхности нагрева, так как выше находится застойная зона. При $d = 4$ мм (рис. 3, в) более ярко видна застойная зона.

Таким образом опыты показали, что при свободной конвекции при движении нагреваемого потока вдоль горячей стенки при определенных геометрических размерах можно добиться образования застойной зоны с характерным вытеснением потока из пучка и перевести теплообмен из режима конвекции в режим теплопроводности.

Для доказательства изменения теплового режима на этой же установке были проведены измерения плотности теплового потока (q) специальным зондом ИПП-2. При этом были получены следующие величины:

– при $d = 1$ мм (проходной слой) $q = 161$ Вт/м² (нет застоя воздуха);

– при $d = 4$ мм (застойный слой) $q = 81$ Вт/м² (застой воздуха).

Выводы. Математический анализ условий явления показал возможность создания застойной

зоны и использования структуры из «остьев» с целью теплоизоляции. Численный эксперимент, проведенный на основе известных уравнений, показал возможность создания такой структуры и продемонстрировал методику расчета гидравлических (аэродинамических) показателей конструкции. Физическим экспериментом визуализировано вытеснение потока, которое является признаком возникновения застойной зоны. Показано влияние конструктивных элементов структуры на характер течения потока и тепловую эффективность предлагаемого решения. Все это позволяет утвердиться в правильности высказанной гипотезы и перейти к поиску практических решений и разработке технологий производства предлагаемого типа теплоизоляции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Стерлигов В.В., Шадринцева Д.А. Влияние структуры теплоизоляционных материалов на коэффициент теплопроводности // Изв. вуз. Черная металлургия. 2014. № 2. С. 30–35.
2. Стерлигов В.В., Михайличенко Т.А. О возможности использования стационарного воздушного слоя для теплоизоляции энергетических агрегатов // Вестник горно-металлургической секции РАЕН. 2011. Вып. 28. С. 72–74.
3. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. Изд. 2-е. – Л.: МАНГИЗ, 1962. – 456 с.
4. Казанцев Е.И. Промышленные печи. Справочное руководство для расчетов и проектирования – М.: Металлургия, 1964. – 385 с.
5. Петухов Б.С. Теория теплообмена. Терминология. Вып. 83. – М.: Наука, 1971. – 28 с.

© 2014 г. В.В. Стерлигов, Е.А. Плюснина
Поступила 20 июня 2014 г.