

# СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЛОРИФЕРОВ В СИСТЕМЕ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ ТКАЦКИХ ПРОИЗВОДСТВ И ВОПРОСЫ РАСЧЕТА ИХ ТЕПЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Абдукаримов Б.А.<sup>1</sup>, Отакулов Б.А.<sup>2</sup>, Рахмоналиев С.М.<sup>3</sup>, Муродалиева Н.А.<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Абдукаримов Бекзод Абобакирович – старший научный сотрудник;

<sup>2</sup>Отакулов Бахромжон Адхамович - старший научный сотрудник;

<sup>3</sup>Рахмоналиев Санжарбек Мухаммаджон угли – студент;

<sup>4</sup>Муродалиева Нилуфар Авазбек кизи - студент,  
кафедра строительства инженерных коммуникаций,  
Ферганский политехнический институт,  
г. Фергана, Республика Узбекистан

**Аннотация:** в статье предлагается применение калориферной установки для отопления цеха текстильной фабрики «ДЭУ–Текстиль». Использование калорифера в системе вентиляции обеспечивает не только быстрый нагрев воздуха в цеху, а также возможность удобного регулирования температуры воздуха, но и благодаря плоскостной конструкции калориферных трубок снижается аэродинамическое сопротивление калорифера.

**Ключевые слова:** вентиляция, нагрев, калорифер, трубки, теплообмен, сопротивление, эффективность.

Для создания и поддержания требуемой температуры промышленных зданий потребление энергии неуклонно растет как в Республике Узбекистан, так и во всем мире. Треть органических жиров тратится на теплоснабжение общественных и промышленных зданий.

Известно, что работа предприятий текстильной отрасли, а также себестоимость выпускаемой ими продукции напрямую зависит от степени эффективности потребляемой электрической и тепловой энергии. Анализ энергопотребления отрасли для обеспечения нормальной деятельности предприятий в холодный период года показывает, теплотехническую направленность использования ею энергоресурсов, так как только 22% энергии используется в электрической, а 78% расходуется в тепловой форме [1].

Системы отопления и вентиляции на текстильных фабриках должны обеспечивать сотрудников объекта теплом, а также создавать необходимую температуру и влажность воздуха для технологического процесса производства пряжи и хлопчатобумажной пряжи.[2]

Предприятие «ДЭУ – Текстиль» в настоящее время имеет совершенную приточно вытяжную вентиляцию, снабженную вентиляторами мощностью 22 квт. Расход вентилируемого воздуха составляет 1200 м<sup>3</sup>/ч. Для нормального проведения технологического процесса температура воздуха в помещении должна быть не менее 31 С<sup>0</sup>, влажность равняется 45 – 50 %. Следует отметить, что в настоящее время отопление цеха «ДЭУ – Текстиль» осуществляется традиционным способом, т.е. посредством котельной и системы трубопроводов, а также при помощи радиаторов. Такой способ обогрева большого помещения согласно законам отпления является неэффективным так как во первых требуется значительное время нагрева помещения, во вторых система трубопроводов и радиаторов не может обеспечить качественный и быстрый прогрев воздуха в цеху. По этой причине авторами предлагается использовать систему воздушного нагрева с использованием в уже имеющейся вентиляционной системе калориферов состоящих из пучков круглых труб, внутри которых может протекать горячая вода.

Для осуществления предлагаемого конструктивного решения нагрева приточного вентиляционного воздуха при помощи калорифера (рис. 1) следует учесть:

- влияние дополнительного аэродинамического сопротивления потоку воздуха при установке отопительного калорифера на выходные характеристики потока;
- степень замещения по тепло производительности обычной водяной системы отопления, воздушной;
- разработку способа снижения аэродинамического сопротивления калориферной установки;

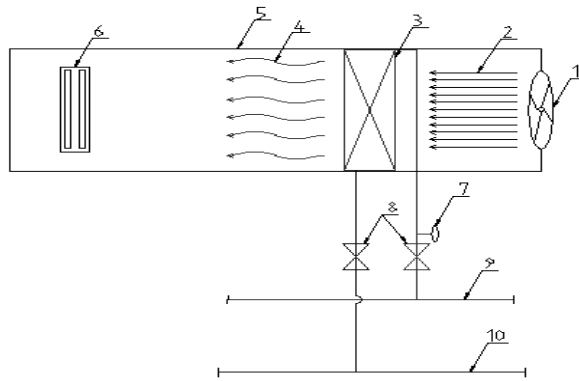


Рис. 1. Схема воздушного отопления:

1 - вентилятор, 2 - поток воздуха, 3 - отопительный радиатор, 4 - нагретый воздушный поток, 5 - вентиляционная шахта, 6 - диффузор, 7 - термометр, 8 - задвижки, 9 - подача горячей воды, 10 - обратный поток воды

Очевидно, что для получения исчерпывающей и достоверной информации о работе (ОВБ) необходимо, во-первых, выполнить анализ существующих конструкций калориферов наиболее приемлемых для подогрева потока воздуха.

При выборе конструкции калорифера важно стремиться к увеличению коэффициента теплопередачи, так как в результате роста интенсивности теплоотдачи от воздушного потока к трубкам калорифера может быть увеличен результирующий коэффициент  $K$ . Одновременно должны быть учтены вопросы снижения его аэродинамического сопротивления. Так как применения ребер для труб калорифера увеличивает его аэродинамическое сопротивление, то в качестве альтернативного варианта круглой конструкции трубок калорифера возможно использование следующей плоско – овальной конструкции трубки (рис. 2).

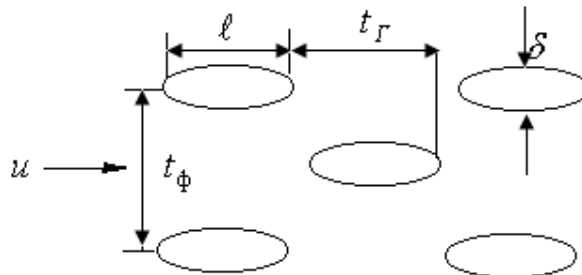


Рис. 2. Конструкция плоско-овальных трубок

Теплообмен такой конструкции плоско – овальных трубок был исследован в работе [3]. Автором данной работы была изучена теплоотдача одиночной плоско – овальной трубки установленной в канале (рис 3).

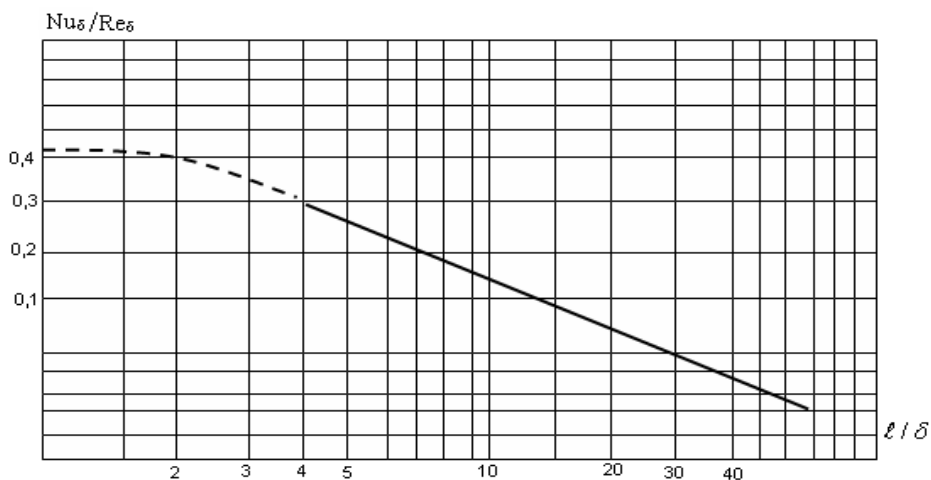


Рис. 3. Теплоотдача одиночной плоско-овальной трубки в поперечном потоке воздуха в канале

Данные по теплоотдаче обобщены эмпирической зависимостью.

$$Nu_{\delta} = Re_{\delta}^{0.5} \left( \frac{l}{\delta} \right)^{-0.38} \quad (1)$$

Из рисунка 3 следует что теплообмен плоско – овальной трубки заметно снижается при увеличении относительной протяженности плоской трубки т.е  $\left( \frac{l}{\delta} \right)$ . Также автором данной работы были исследован теплообмен пучков плоских труб результаты которых показаны на рис. 4, 5.

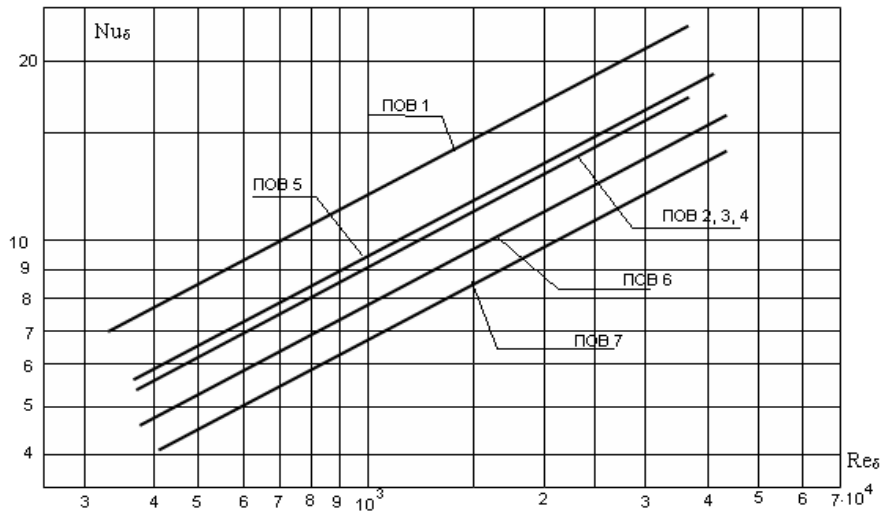


Рис. 4. Теплоотдача первого ряда шахматных пучков плоско-овальных ребер

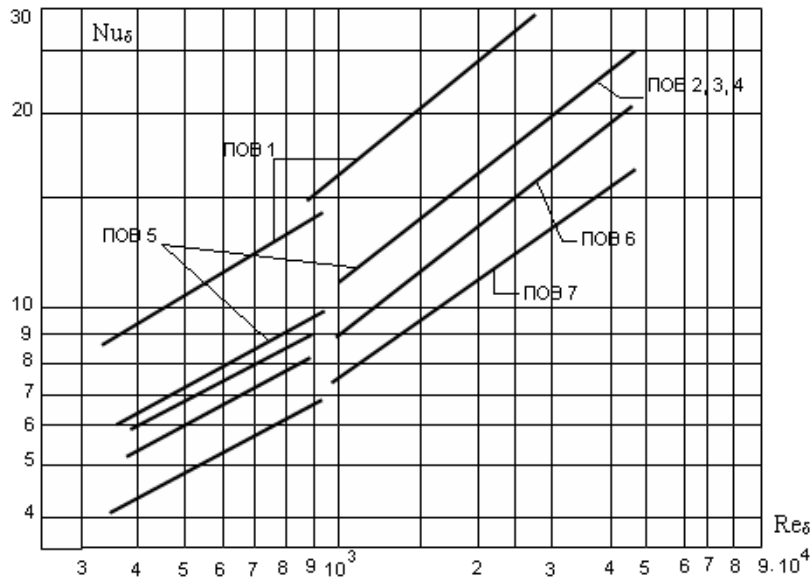
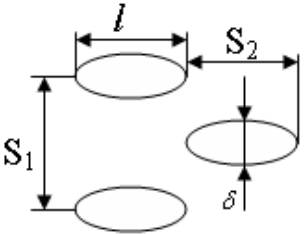


Рис. 5. Теплоотдача глубинных рядов шахматных пучков плоско-овальных ребер

В таблице 1. даны геометрические характеристики пучков плоско – овальных ребер.

Таблица 1. Геометрические характеристики пучка

Схема пучка	Размер	ПОВ1	ПОВ2	ПОВ3	ПОВ4	ПОВ5	ПОВ6	ПОВ7
	S <sub>1</sub>	20	20	20	20	10	20	20

	$S_2$	15	20	25	30	25	35	45
	$l$	10	20	20	20	20	30	40
	$\delta$	3.8	3.8	3.8	3.8	3.8	3.8	3.8

На рис. 6 показано гидравлическое сопротивление шахматных пучков плоско – овалных ребер.

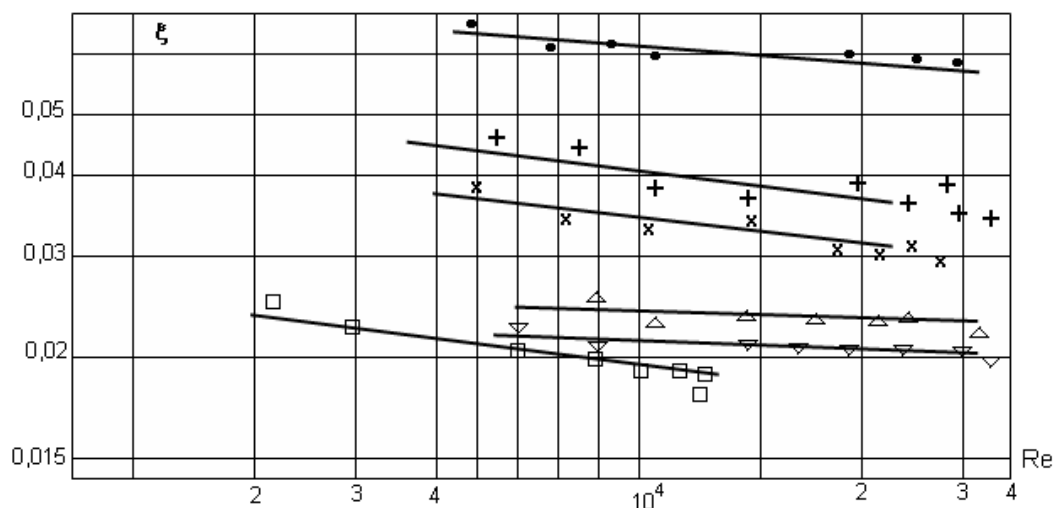


Рис. 6. Сопротивления шахматных пучков плоско – овалных ребер

- - ПОВ1
- + - ПОВ2
- ▣ - ПОВ5
- ПОВ6
- ▾ - ПОВ7
- ▴ - ПОВ3

Ниже представлены зависимости гидравлического сопротивления  $\xi = f(Re)$  для плоско – овалных поверхностей

пов1  $\xi = 0,19 Re$

пов2  $\xi = 0,115 Re^{-0.11}$

пов3  $\xi = 0,087 Re^{-0.10}$

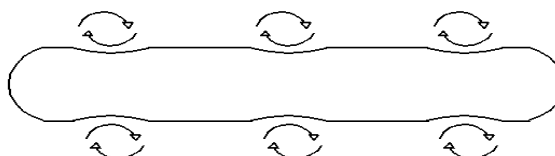
пов5  $\xi = 0,099 Re^{-0.17}$

пов6  $\xi = 0,067 Re^{-0.11}$

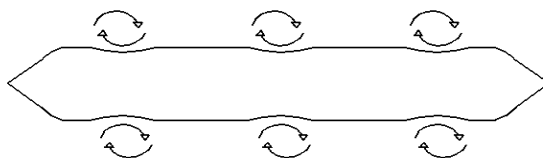
пов7  $\xi = 0,044 Re^{-0.08}$

Анализ полученных автором работы [3] зависимостей гидравлического сопротивления для пучков плоско – овалных труб показывает, что несмотря на значительное их снижение по сравнению с сопротивлением пучка круглых труб, теплоотдача плоских трубок также снижается. Для увеличения эффективности пучков плоских труб авторами статьи предлагаются конструкции трубок показанных на рис 7. В таких трубках боковые поверхности имеют небольшие сферические углубления интенсифицирующие теплообмен.

Использование таких трубок позволяет повысить общую эффективность калорифера и снизить расходы мощности на привод вентилятора.



а)



б)

*Рис. 7. Конструкция трубки калорифера с боковыми поверхностями, имеющими сферические углубления*

Выводы:

1. В статье для эффективного отопления цеха ткацкого производства имеющих систему вентиляции предлагается использование калориферов.
2. Для снижения аэродинамического сопротивления калорифера предлагается использование плоско-овальных трубок.
3. Для увеличения теплообмена на боковой поверхности плоскоовальных трубок предлагаются использовать сферические углубления.

#### **Список литературы**

1. *Нарышкин Э.М.* Приоритеты развития легкой промышленности // Проблема управления, 2008. № 2 (27). 75-77 с.
2. *Леонтьев А.И., Олимпиев В.В.* Теплофизика и теплотехника перспективных интенсификаторов теплообмена. Известия академии наук энергетика. (Обзор), 2011. 7-31 с.
3. *Эфимов А.Л.* Исследования теплообмена и гидродинамики в каналах теплообменных аппаратов сложной геометрии. (Автореферат) канд. Диссертации М.МЭИ 1971. 20 с.