

# ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КАЛОРИФЕРА, ИСПОЛЬЗУЕМОГО В СИСТЕМЕ ВЕНТИЛЯЦИИ

Сатторов А.Х.<sup>1</sup>, Акрамов А.А.<sup>2</sup>, Абдуразаков А.М.<sup>3</sup>



Сатторов Алимардон Хамдамалиевич – ассистент;  
Акрамов Ахрор Адхамжон угли – ассистент;  
Абдуразаков Ахмадулло Мухаммадович – ассистент;  
кафедра строительства инженерных коммуникаций, строительный факультет,  
Ферганский политехнический институт  
г. Фергана, Республика Узбекистан

**Аннотация:** в данной работе приведены рекомендации по исследованию технологии работы калориферов, используемых в системе вентиляции, в том числе уменьшение гидравлических сопротивлений за счёт изменения профиля труб калорифера, а также снижение расхода энергии через изменение форм теплопередающих поверхностей.

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

УДК 621,472

Подогрев воздуха во впускной камере системы вентиляции осуществляется с помощью теплообменников то есть калориферов. Горячая вода, пар и электричество могут быть использованы в качестве отопительных приборов [1].

Калориферы типа из биметаллических труб со спиральными накатными и навитыми ребрами широко используется. Их марки - KSk3, KSk4, KP3-SK и KP4-KS. В калориферах KSk3 и KSk4 в качестве теплоносителя используется нагретая вода с рабочим давлением до 1,2 МПа и температурой 180 °С. Теплоносителем калориферов KP3-KS и KP4-KS является пар с рабочим давлением 1,2 МПа.

Технические характеристики калорифера KSk3 приведены в таблице 1. Ширина одного калорифера KSk3 составляет 180 мм.

Таблица 1. Характеристика технические калориферов

Наименование	$F_n, м^2$	$f_v, м^2$	$f_{tr}, м^2$	A	Размер калорифера, м
КСк 3-5	10,20	0,21	0,0008	11,20	0,42x0,5
КСк 3-6	13,26	0,27	0,000846	12,12	0,53x0,5
КСк 3-7	16,34	0,33	0,000846	12,97	0,65x0,5
КСк 3-8	19,42	0,39	0,000846	13,83	0,78x0,5
КСк 3-9	22,50	0,46	0,000846	14,68	0,9x0,5
КСк 3-10	28,66	0,58	0,000846	16,39	1,15x0,5
КСк 3-11	83,12	1,66	0,00258	34,25	1,7x1,0
КСк 3-12	125,27	2,49	0,0030	64,29	1,7x1,5

Подключение труб к многосетевым калориферам осуществляется по двум схемам - параллельной и последовательной. Оптимальная скорость воды в трубах составляет 0,2-0,5 м/с. В случае воды-теплоносителя калориферы соединяются последовательно, а когда воздух калориферы соединяются параллельно.

В результате расчета калорифера определяются его тип, номер, количество, тип подключения по воздуху и теплоносителя, аэродинамическое и гидравлическое сопротивление. [2]

В статье рассматривается текстильное предприятие "Фарғона Daewoo тўқимачилик". На данный момент в упаковочном цехе предприятия существует система вентиляции оборудованный с пяти вентиляторами с мощностью 22 кВт. Вентиляционная шахта имеет высоту 1,8 м и ширину 2 м. Расход воздуха 1200 м<sup>3</sup> / час. Для простого процесса комнатная температура должна быть не менее 28-31 °С, а влажность 45-50%.

Для реализации предложенного конструктивного решения по отоплению рассматривается вентиляционный воздух (рисунок 1), оборудованный теплоснабжением:

- влияние дополнительного аэродинамического сопротивления на воздушный поток по показателю выхода потока при установке отопительного прибора;
  - степень замены традиционных систем водяного отопления на водно-воздушные системы отопления;
  - разработан способ снижения аэродинамического сопротивления отопительного агрегата;
- Общий вид предлагаемой калориферной системы отопления, используемой в вентиляционном канале.

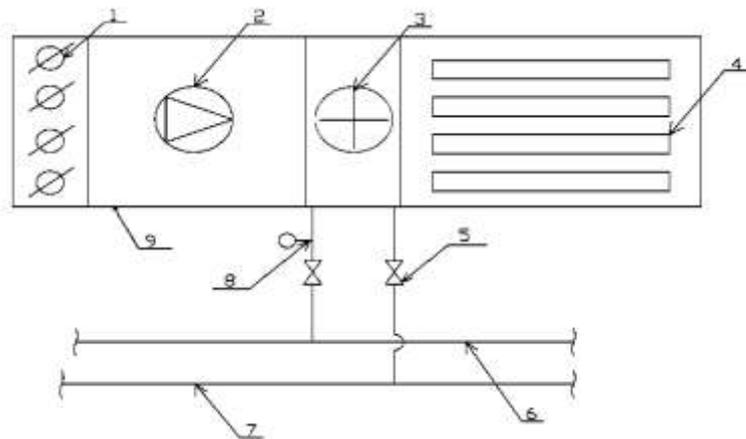


Рис. 1. Схема установки предлагаемого калорифера в системы вентиляции:

1 - распределительная решетка 2 - вентилятор, 3 - калорифер, 4 - шумоглушитель, 5 - задвижка, 6 - система горячего водоснабжения. 7 - возврат воды, 8 - термометр, 5 - шахта

Во-первых, необходимо проанализировать существующие типы нагревателей, которые наиболее подходят для нагрева воздушного потока согласно предлагаемой технологии.

Во-вторых, необходимо учитывать снижение аэродинамического сопротивления калорифера и улучшение производительности.

Исследование калориферных устройств показывает, что для обеспечения пожарной безопасности при нагреве воздуха следует использовать горячую воду или пар. Важно помнить, что использование электрических нагревателей может вызвать искры в нагретом элементе и, в свою очередь, взрыв смеси воздуха и пыли.

В традиционных типах обогревателей, которые могут быть использованы в калориферах, циркуляция воды или водяного пара происходит в трубах. В рабочей камере калорифера трубки можно вставить в коридор или в шахматы [3] (рис. 2).



Рис. 2. Размещение труб в обогревателе а) коридор, б) шахматы

Подогрев воздуха во впускной камере системы вентиляции осуществляется с помощью теплообменников то есть калориферов. Горячая вода, пар и электричество могут быть использованы в качестве отопительных приборов.

За счет изменения формы поверхности рабочей трубы калорифера достигается увеличение нагревательной поверхности и уменьшение местного сопротивления [3].

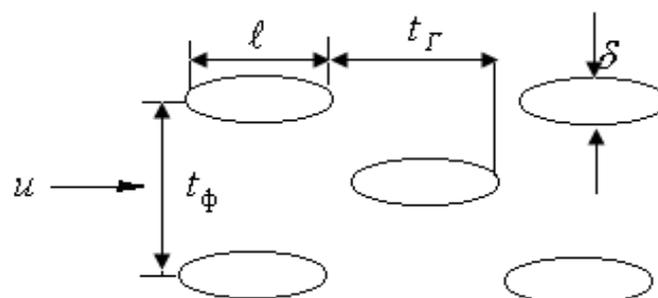


Рис. 3. Схема размещения и форма рабочих труб предлагаемого калорифера

### Расчет калорифера для проектируемого здания.

1. Объемный расход нагреваемого воздуха в цехе наматывание ниток  $V=6800 \text{ м}^3/\text{час}$
2. Теплоноситель – горячая вода  $t_{\text{гор}} = 150^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{об}} = 70^\circ\text{C}$
3. Температура входящего воздуха  $t_{pr} = 28^\circ\text{C}$
4. Проектируемое здание Фаргона Даewoo-Текстиль предприятие трикотажа и легкой промышленности, цех наматывание ниток.

Расчетная наружная температура в холодный период  $-14^\circ\text{C}$

Принимая во внимание тот факт, что воздух нагревается на  $1^\circ\text{C}$  в вентиляторе, температуру нагрева воздуха в калорифере принимаем так

$$t_k = t_{pr} - 1 = 28 - 1 = 27$$

1. Расход тепла на нагрев воздуха рассчитывается по формуле (3.1), Вт.

$$Q = 0,28 \cdot 6800 \cdot 1,005 \cdot 1,238(28 + 14) = 85280 \text{ Вт}$$

$$t_k = 12 \text{ плотность воздуха } \rho = \frac{353}{273+28} = 1,238 \text{ кг/м}^3$$

2. Мы принимаем, что фронтальное поперечное сечение калорифера составляет  $v\rho' = 7 \text{ кг/(м}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$ . Фронтальное сечение для прохода воздуха определяется по формуле выше

$$f'_v = \frac{6800 \cdot 1,238}{3600 \cdot 7} = 0,32 \text{ м}^2$$

3. Рабочие параметры предлагаемого калорифера следующие:

$$f_v = 0,33 \text{ м}^2; \quad f_{tr} = 0,000846 \text{ м}^2; \quad F_n = 16,34 \text{ м}^2$$

4. Определяется действительная массовая скорость для калорифера

$$v\rho = 6800 \cdot \frac{1,2}{3600 \cdot 0,33} = 6,9 \text{ кг/(м}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

5. Определяется массовый расход,  $\frac{\text{кг}}{\text{час}}$

$$G_j = \frac{85280}{0,28 \cdot 4,19(150 - 70)} = 909 \frac{\text{кг}}{\text{час}}$$

6. Определяется скорость воды в трубках, м/с

$$v_{tr} = \frac{909}{0,000846 \cdot 1000 \cdot 3600} = 0,3 \text{ м/с}$$

7. Коэффициент теплоотдачи калорифера для найденных значений и  $v_{tr}$   $k=55 \text{ Вт/(м}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$

8. Определяем поверхности нагрева и среднюю температуру теплоносителя для требуемого калорифера

$$F_{tr} = \frac{1,1 \cdot 85280}{55(110 + 6)} = 14,7 \text{ м}^2$$

$$v_{tr}^T = \frac{150 + 70}{2} = 110^\circ\text{C}$$

$$t_{sr}^v = \frac{-24 + 12}{2} = -6^\circ\text{C}$$

9. Определяем общую действительную поверхность нагрева устанавливаемого калорифера:

$$n' = \frac{14,7}{16,34} = 0,89$$

$$F_d = 16,34 \cdot 1 = 16,34 \text{ м}^2$$

10. Определяем запас поверхности нагрева калорифера, %

$$\varphi = \frac{(16,34 - 14,7)100}{14,7} = 11\%$$

11. По приложению определяем аэродинамического сопротивления калорифера при  $v\rho = 6,9 \text{ кг/(м}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$   $\Delta R_k = 208 \text{ Па}$

12. Гидравлическое сопротивление калорифера  $v_{tr} = 0,3 \text{ м/с}$

$$A = 12,97$$

$$\Delta R_{tr} = 12,97 \cdot 0,3^2 = 1,17 \text{ кПа}$$

Предприятие может сэкономить до 15-20% потребляемой тепловой энергии существующей водонагревательной системы за счет установки калорифера в системе вентиляции. Кроме того, достигается повышение теплотворной способности на 15% без изменения количества потребляемой энергии по сравнению с существующей теплотворной способностью, производимой в простой воде. Кроме того, достигается повышение эффективности работы калорифера на 15% без изменения количества потребляемой энергии по сравнению с существующим водяным трубчатый калорифером.

### Список литературы

1. Рашидов Ю.К, Саидова Д.З. “Исиклик ва газ таъминоти вентиляция тизимлари” // TAQI, 2013. 115 б.
2. Ахмаджонов И.А. “Магистерская диссертация” // ФерПИ, 2019. 68-76 б.

3. *Абдукаримов Б.А., Отакулов Б.А., Рахмоналиев С.М., Муродалиева Н.А.* Способы снижения аэродинамического сопротивления калориферов в системе воздушного отопления ткацких производств и вопросы расчета их тепловых характеристик // «Достижения науки и образования». № 2 (43). Россия, 2019.