Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. L, вып. 1, 1965 г.

О ВЫБОРЕ И КОМПОНОВКЕ КАЛОРИФЕРОВ ДЛЯ ПОДОГРЕВА РУДНИЧНОГО ВОЗДУХА

Л. П. Северин

В последние годы на ряде угольных шахт Кузнецкого, Печорского и Карагандинского бассейнов зимой практикуется подогрев всего воздуха, поступающего в шахту. На подавляющем числе рудников и шахт, расположенных в районах с суровым климатом как в СССР, так и за границей, преобладают системы вентиляции с калориферными установками, осуществляющими частичный подогрев. В таких системах свежий атмосферный воздух с наружной температурой $t_{нар}$ разделяется на два обособленных потока, один из которых подогревается в калориферах до $t_{под} = 60—80°$ С и смешивается в калориферном канале или в устье ствола с другим, неподогретым потоком, образуя смесь воздуха с температурой $t_{см} \geqslant 2°$ С [1, § 183]. Принудительное движение воздуха через калориферы осуществляют в рассматриваемых системах особые, относительно небольшие вентиляторы, называемые калориферными (рис. 1), в отличие от мощных главных вентиляторов, обеспечивающих проветривание шахты или рудника.

Как известно

$$G_{под} = G_{общ} \frac{t_{см} - t_{нар}}{t_{под} - t_{нар}} \ кг/ч, \qquad (1)$$

где $G_{общ}$ — общее массовое количество воздуха, необходимого для вентиляции, *кг/ч*;

$G_{под}$ — масса воздуха, подогреваемого в калориферах за тот же период, *кг/ч*.

При прочих равных условиях $G_{под}$ будет тем меньше, чем выше температура подогрева воздуха в калориферах $t_{под}$. Стремление повышения $t_{под}$ влечет уменьшение габаритных размеров калориферных вентиляторов вследствие снижения их производительности

$$Q_{вент} = \frac{G_{под}}{\varrho} \ м^3/ч,$$

где ϱ — плотность воздуха, *кг/м*^{3}; $\varrho = \varrho_{нар}$ — в калориферах, установленных после нагнетательных патрубков вентиляторов; $\varrho = \varrho_{под}$ — в калориферах, установленных до всасывающих патрубков вентиляторов.

Во избежание ожогов горячим воздухом в инженерных расчетах обычно ограничивают $t_{под} \leqslant 70°$ С.

Расчетное значение температуры наружного воздуха $t_{нар}$ следует принимать равным минимальной температуре для данной местности [2, стр. 49; 3, § 21, 23], например, для шахт Донбасса —36, Мосбасса —38, Кузнецкого, Карагандинского и Печорского бассейнов —50° С [4, стр. 67]. Таким образом, температурный перепад подогреваемого в калориферах

воздуха может достигать $\Delta t_{возд} = t_{под} - t_{нар} = 106—120°$ С, что влечет за собой необходимость многорядного расположения калориферов по ходу движения подогреваемого воздуха. Это приводит к увеличению аэродинамического сопротивления воздушного тракта калориферной установки и к излишнему расходованию электроэнергии калориферными вентиляторами.

Как видно из (1), при $t_{под} = t_{см}$ будет $G_{под} = G_{общ}$, т. е. в калориферах должен подогреваться весь воздух от $t_{нар}$ до $t_{см} \geqslant 2°$ С. Тогда перепад температур нагреваемого воздуха $\Delta t_{вовд} = t_{см} - t_{нар} = 38—52°$ С, что в 2—3 раза меньше, чем при частичном подогреве. При этом можно избежать многорядного расположения калориферов,

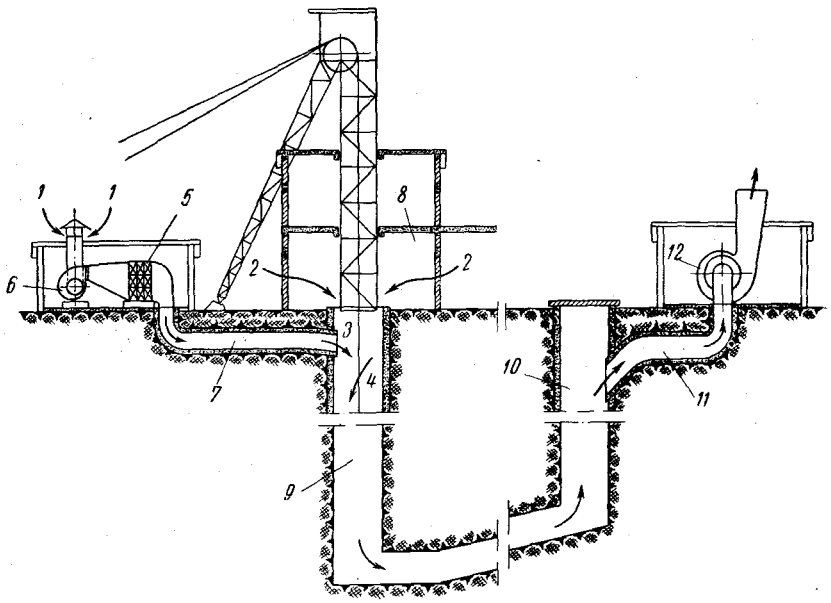


Рис. 1. Схема вентиляции рудника с подогревом воздуха в калориферной установке, оборудованной вентилятором.

1 — поток холодного воздуха с температурой $t_{нар}$, поступающий в калориферы; *2* — то же, поступающий мимо калориферов; *3* — поток подогретого воздуха с температурой $t_{под}$; *4* — поток смешанного воздуха с температурой $t_{см}$; *5* — трехрядная установка калориферов; *6* — калориферный вентилятор; *7* — калориферный канал; *8* — негерметичное надшахтное здание; *9* — воздухоподающий шахтный ствол; *10* — вентиляционный шахтный ствол; *11* — вентиляционный канал; *12* — главный вентилятор.

существенно снизив этим их аэродинамическое сопротивление, а также отказаться от установки особых калориферных вентиляторов, возложив их функции на главные рудничные вентиляторы (рис. 2). Такое решение системы воздухоподогрева приводит к уменьшению простудных заболеваний вызванных сквозняками в надшахтном здании, и одновременно сокращает количество оборудования, что облегчает автоматизацию рудничных калориферных установок и приводит к снижению расходов на подогревание воздуха [5]. Этот способ отепления шахтного воздуха получил название обогрева с помощью безвентиляторной калориферной установки [6], поскольку в такой установке отсутствуют специальные вентиляторы для вынужденной конвекции воздуха в калориферах, а весь холодный воздух проходит через калориферные секции за счет общешахтной депрессии.

Необходимость решения задачи о рациональной компоновке калориферов, служащих для обогрева всего шахтного воздуха, и обоснованном их выборе очевидна в силу огромнейших энерго- и металлоемкостей,

отличающих рудничные калориферные установки от других воздухонагревающих устройств и сооружений.

Общую поверхность нагрева калориферов в установке обычно рассчитывают по формуле

$$F_{\text{общ}} = \frac{Q_{\text{т}}}{k\,\Delta t_{\text{ср}}}\ м^2, \qquad (2)$$

где $Q_{\text{т}}$ — часовая теплопроизводительность калориферной установки,

$$Q_{\text{т}} = G_{\text{под}} c_p \left(t_{\text{под}} - t_{\text{нар}}\right) = G_{\text{общ}} c_p \left(t_{\text{см}} - t_{\text{нар}}\right)\ кдж/ч, \qquad (3)$$

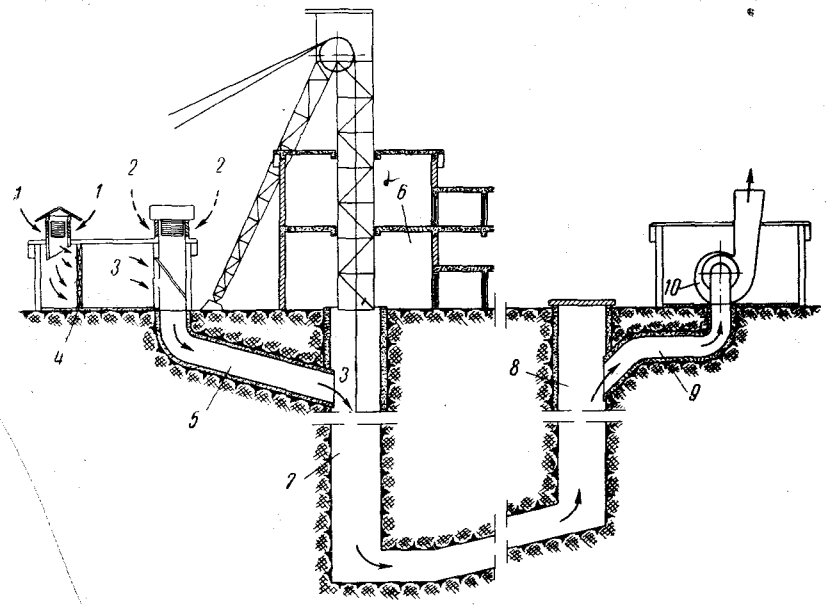


Рис. 2. Схема вентиляции рудника с подогревом воздуха в безвентиляторной калориферной установке.

1 и *2* — поток холодного воздуха с температурой $t_{\text{нар}}$ соответственно в зимнее и летнее время; *3* — поток подогретого воздуха с температурой $t_{\text{под}} = t_{\text{см}}$; *4* — однорядная установка калориферов; *5* — воздухоподающий канал; *6* — герметичное надшахтное здание; *7* — воздухоподающий шахтный ствол; *8* — вентиляционный шахтный ствол; *9* — вентиляционный канал; *10* — главный вентилятор.

$c_p = 0{,}24 \cdot 4{,}1868 = 1\ кдж/(кг \cdot град)$ — удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении;

k — коэффициент теплопередачи калориферов; для пластинчатых калориферов, обогреваемых водяным паром

$$k = 4{,}1868\, a\, (v\,\varrho)^q\ кдж/(м^2 \cdot ч \cdot град); \qquad (4)$$

$v\varrho$ — средняя величина массовой скорости воздуха в живом сечении калориферов, $кг/(сек \cdot м^2)$;

a, q — эмпирические константы для каждой модели калориферов, практически не зависящие от способа их расположения в воздухоподогревающем агрегате;

$\Delta t_{\text{ср}}$ — температурный перепад между теплоносителем и воздухом,

$$\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{п}} - \frac{t_{\text{под}} + t_{\text{нар}}}{2}; \qquad (5)$$

$t_{\text{п}}$ — средняя температура водяного пара, зависящая от его давления, °С.

Общую поверхность нагрева калориферов и массу подогреваемого в них воздуха можно выразить произведениями

$$F_{\text{общ}} = F_{\text{к}} lmn \ м^2, \tag{6}$$

$$G_{\text{под}} = 3600\, v\varrho\, f_{\text{к}} lm \ кг/ч, \tag{7}$$

где $F_{\text{к}}$ — поверхность нагрева одного калорифера, $м^2$;

l, m, n — целые числа калориферов соответственно по фронту, высоте и глубине расположения; в подавляющем большинстве случаев $n = 3$; реже $n = 2$ и $n = 4$;

$f_{\text{к}}$ — площадь живого сечения одного калорифера, $м^2$.

Совместное решение выражений (2) — (7) относительно $v\varrho$ дает зависимость

$$v\varrho = \left(\frac{Ban}{864} \frac{t_{\text{п}} - \frac{t_{\text{под}} + t_{\text{нар}}}{2}}{t_{\text{под}} - t_{\text{нар}}} \right)^{\frac{1}{1-q}} кг/(сек \cdot м^2). \tag{8}$$

Отношение $B = \frac{F_{\text{к}}}{f_{\text{к}}}$, а также коэффициенты a и q, входящие в уравнение (8), для большинства типов или моделей калориферов отечественного производства — величины известные и вполне определенные. Для некоторых, наиболее часто применяемых в горном деле паровых калориферов они имеют следующие значения:

	$B = \frac{F_{\text{к}}}{f_{\text{к}}}$	a	q	r	s
КФС и КМС	86	10	0,42	0,23	1,7
КФБ и КМБ	110	10	0,42	0,28	1,7
КФСс (КФСо)	112	10	0,676	0,37	1,85
КФБс (КФБо)	148	10	0,676	0,45	1,85
СТД-3009-Б	75	14,7	0,4	0,4	1,21

Примечание. С и Б — средняя и большая модели калориферов, с и о — спиральные и оребренные трубки калориферов, r и s — эмпирические константы, характеризующие аэродинамические сопротивления калориферов согласно приведенному ниже уравнению (12).

При подогреве всего шахтного воздуха, как отмечалось выше, $t_{\text{под}} = t_{\text{см}} = 2°$ С. Поэтому уравнение (8) приобретает вид

$$v\varrho = \left(\frac{Ban}{864} \frac{t_{\text{п}} - \frac{t_{\text{см}} + t_{\text{нар}}}{2}}{t_{\text{см}} - t_{\text{нар}}} \right)^{\frac{1}{1-q}} кг/(сек \cdot м^2). \tag{8'}$$

При этом n может быть принято равным 1 или 2. Из формулы (8′) очевидно, что при известной для данной местности величине $t_{\text{нар}}$ расчетное значение $v\varrho$ существенно зависит от температуры пара $t_{\text{п}}$, устанавливаемой в большинстве случаев произвольно. Как известно, например, все пластинчатые калориферы в СССР изготовляются на максимальное абсолютное давление насыщенного водяного пара 7 *бар*. Поэтому некоторые проектанты рассчитывают рудничные калориферные установки на $t_{\text{п}} = 164°$ С, что отвечает давлению $p_{\max}$ около 7 *бар* и 100-процентной их теплоотдаче. Другие специалисты принимают $t_{\text{п}} = 102°$ С, когда $p_{\min} = 1{,}08$ *бар*. Промежуточные значения $t_{\text{п}} = f(p)$ следующие:

p, *бар*	$t_{\text{п}}$, °С	p, *бар*	$t_{\text{п}}$, °С	p, *бар*	$t_{\text{п}}$, °С	p, *бар*	$t_{\text{п}}$, °С
1,08	101,8	1,57	112,7	3,43	138,2	5,88	158
1,18	104,2	1,76	116,3	3,92	142,9	6,37	161,1
1,23	105	1,96	119,6	4,41	147,2	6,86	164,2
1,37	108,7	2,45	126,7	4,9	151,1		
1,47	110	2,94	132,9	5,39	154,6		

Легко убедиться, что при произвольном выборе в указанном здесь диапазоне $t_п$ значения $v\varrho$ по формуле (8′) смогут отличаться одно от другого более чем в два раза.

В самом деле, положив $t_{нар} = -36°$ С (условия Донбасса) и $n = 1$, для калориферов модели КФБ, получим

при $t_п = 102°$ С

$$v\varrho = \left(\frac{110 \cdot 10 \cdot 1}{864} \frac{102 - \frac{2+(-36)}{2}}{2-(-36)}\right)^{\frac{1}{1-0,42}} = 10,9 \text{ кг/(сек} \cdot \text{м}^2);$$

при $t_п = 164°$ С

$$v\varrho = \left(\frac{110 \cdot 10 \cdot 1}{864} \frac{164 - \frac{2+(-36)}{2}}{2-(-36)}\right)^{1,724} = 23,2 \text{ кг/(сек} \cdot \text{м}^2);$$

$$23,2 : 10,9 = 2,12 > 2.$$

Для тех же условий и $n = 2$

при $t_п = 102°$ С

$$v\varrho = 10,9 \cdot 2^{1,724} = 36,01 \text{ кг/(сек} \cdot \text{м}^2);$$

при $t_п = 164°$ С

$$v\varrho = 23,2 \cdot 2^{1,724} = 76,65 \text{ кг/(сек} \cdot \text{м}^2);$$

$$76,65 : 36,01 = 2,12 > 2.$$

Подсчитанные значения массовой скорости $v\varrho$, определяющие не только поверхность нагрева калориферов, но и их компоновку, выпадают из зоны экономически выгодных величин, которые, по данным М. М. Шемаханова [4, стр. 66], должны лежать в интервале $5,5 \leqslant v\varrho_{эк} \leqslant 10$ кг/(сек · м²).

Из приведенных расчетов видно, что увеличение числа рядов при подогреве всего вентиляционного воздуха n свыше 1 экономически невыгодно. Поэтому в безвентиляторных калориферных установках следует во всех случаях принимать однорядное расположение калориферов, т. е. полагать $n = 1$. При выбранном типе калориферов и заданном значении $t_{под} = t_{см} = 2°$ С, а также известной для данной местности величине $t_{нар}$ массовая скорость воздуха, согласно выражению (8′), является функцией только температуры пара. Отыскание обоснованной величины $t_п$ — важнейший этап в расчете рудничных калориферных установок.

Удельная стоимость нагрева воздуха в рудничных калориферных установках [5]

$$d_0 = \frac{0,24}{a(v\varrho)^q}\left[\frac{be}{z} + \frac{Ur}{102\varrho\eta B}(v\varrho)^{s+1}\right]\frac{t_{см} - t_{нар}}{t_п - \frac{t_{под}+t_{нар}}{2}} \text{ руб./кг}, \qquad (9)$$

где b — стоимость единицы поверхности нагрева калориферов, руб./м²;
e — коэффициент годовых отчислений на амортизацию и ремонт;
z — продолжительность работы калориферной установки, ч/год;
η — полный к. п. д. вентилятора;
ϱ — плотность воздуха, кг/м³;
U — удельная стоимость электроэнергии, руб./квт · ч;
r и s — эмпирические константы для каждой модели калориферов (см. их значения выше).

Таким образом, при подогреве всего вентиляционного воздуха, т. е. при $t_{под} = t_{см} = 2°$ С, и прочих равных условиях d_0 зависит от температуры пара $t_п$ и массовой скорости $v\varrho$, которая согласно (8′), в свою очередь, является функцией $t_п$.

Замена в (9) $t_{под}$ на $t_{см}$ и величины $v\varrho$ ее значением из (8') дает зависимость

$$d_0 = \frac{0{,}24}{a}\left[\frac{be}{z}\left(\frac{Ban}{864}\right)^{\frac{-q}{1-q}}\left(\frac{t_п - \frac{t_{см}+t_{нар}}{2}}{t_{см}-t_{нар}}\right)^{\frac{-1}{1-q}} + \right.$$

$$\left. + \frac{Ur}{102\varrho\eta B}\left(\frac{Ban}{864}\right)^{\frac{s-q+1}{1-q}}\left(\frac{t_п - \frac{t_{см}+t_{нар}}{2}}{t_{см}-t_{нар}}\right)^{\frac{s}{1-q}}\right] \text{руб./кг}. \qquad (10)$$

Дифференцированием выражения d_0 по $t_п$ и приравниванием производной $\frac{dd_0}{dt_п} = 0$ получаем формулу для вычисления оптимальной величины $t_п$ для рудничных безвентиляторных калориферных установок

$$t_{п\,опт} = 864\,\frac{t_{см}-t_{нар}}{Ban}\left(\frac{102\varrho\eta Bbe}{zUsr}\right)^{\frac{1-q}{1+s}} + \frac{t_{см}+t_{нар}}{2}\ \text{град}. \qquad (11)$$

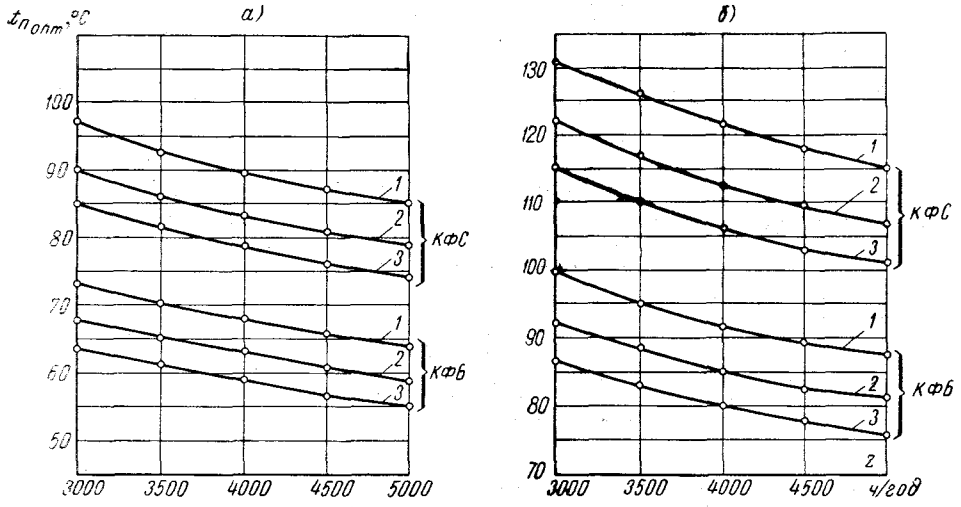


Рис. 3. Графики $t_{п\,опт} = f(z, U)$ при паровых калориферах моделей КФС и КФБ для $t_{нар} = -36°$ С (*а*) и $t_{нар} = -50°$ С (*б*) со следующими значениями U:
1 — 1,5 *коп./квт · ч*; *2* — 2 *коп./квт · ч*; *3* — 2,5 *коп./квт · ч*.

Для оценок численных значений оптимальной величины $t_п$ при подогреве рудничного вентиляционного воздуха с помощью паровых калориферов моделей КФБ и КФС можно считать $b = 3$ *руб./м²* (с учетом монтажа и транспортных расходов); $e = 0{,}15$; $\varrho = 1{,}2$ *кг/м³*; $\eta = 0{,}6$; $U = 0{,}015$—$0{,}025$ *руб./квт · ч*; $z = 3000$—5000 *ч/год*. Подстановка в формулу (11) этих величин, а также $n = 1$, $t_{нар} = -36°$ С (условия Донбасса) и ряда приведенных выше констант дала значения $t_{п\,опт}$, представленные графиками на рис. 3, *а*. Ни одно из полученных расчетом значений не является реальным для насыщенного водяного пара, поскольку все они меньше 100° С. Следовательно, получить «минимум» эксплуатационных расходов на подогрев рудничного вентиляционного воздуха в рассматриваемых климатических условиях существующими моделями калориферов КФС и КФБ невозможно. Еще в большей мере нереальны расчетные значения $t_{п\,опт}$ для тех же условий при $n = 2$. Это дополнительно убеждает в нецелесообразности двухрядного расположения нагревательных элементов в безвентиляторных калориферных установках.

Как видно из рис. 3, *б*, при $t_{нар} = -50°$ С (условия Кузбасса, Воркуты, Караганды) числовые значения $t_{п_{опт}}$ вполне реальны лишь для калориферов модели КФС.

Рассмотрим экономические преимущества пластинчатых паровых калориферов модели КФС по сравнению с моделью КФБ.

Для условий Кузбасса ($t_{нар} = -50°$ С, $z = 4500$ *ч/год*. $U = 0{,}02$ *руб./квт·ч*) из рис. 3, *б* при калориферах модели КФС $t_{п_{опт}} = 109°$ С, что соответствует давлению $p = 1{,}37$ *бар*.

Подставляя в формулу (10) величины $a = 10$, $B = 86$, $q = 0{,}42$, $r = 0{,}23$, $s = 1{,}7$, $t_{см} = 2°$ С, $t_п = t_{п_{опт}} = 109°$ С, $\varrho = 1{,}2$ *кг/м*^{3}, $\eta = 0{,}6$, получим $d_0 = 0{,}75 \cdot 10^{-6}$ *руб./кг*.

Ориентация для этих же условий на калориферы модели КФБ, у которых $B = 110$, $r = 0{,}28$, и принятие для них таких же значений остальных величин, входящих в выражение (10), как и для калориферов модели КФС, даст удельную стоимость $d_0 = 1{,}07 \cdot 10^{-6}$ *руб./кг*. Следовательно, в данном случае будет перерасход денежных средств

$$\frac{1{,}07-0{,}75}{0{,}75}\,100 = 42{,}7\%.$$

Произвольно принятое для тех же условий значение $t_п = 158°$ С ($p = 5{,}88$ *бар*) дает

при КФС

$$d_0 = 0{,}975 \cdot 10^{-6}\ руб./кг,$$

перерасход

$$\frac{0{,}975-0{,}75}{0{,}75}\,100 = 30\%;$$

при КФБ

$$d_0 = 1{,}93 \cdot 10^{-6}\ руб./кг,$$

перерасход

$$\frac{1{,}93-0{,}75}{0{,}75}\,100 = 157\%.$$

Результаты приведенных подсчетов свидетельствуют о сравнительной неэкономичности калориферов модели КФБ и неудовлетворительных эксплуатационных качествах существующих моделей калориферов КФС и КФБ, поскольку и те и другие при высоких давлениях пара вызывают высокие удельные затраты на подогрев рудничного вентиляционного воздуха.

В заключение продемонстрируем метод подбора калориферов для подогрева всего вентиляционного воздуха.

Пример. Выбрать пластинчатые паровые калориферы модели КФС для подогрева массы вентиляционного воздуха $G_{общ} = 624\,000$ *кг/ч* от $t_{нар} = -36°$ С до $t_{см} = 2°$ С, полагая $z = 3500$ *ч/год* и $U = 1{,}5$ *коп./квт·ч* (условия Донбасса).

Решение. При $n = 1$ по формуле (11)

$$t_{п_{опт}} = 864\,\frac{2-(-36)}{86 \cdot 10 \cdot 1}\left(\frac{102 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}6 \cdot 86 \cdot 3 \cdot 0{,}15}{3500 \cdot 0{,}015 \cdot 1{,}7 \cdot 0{,}23}\right)^{\frac{1-0{,}42}{1+1{,}7}} + \frac{2+(-36)}{2} = 92{,}5°\text{ С}.$$

Принимается ближайшая возможная для водяного пара $t_п = 102°$ С. Величина массовой скорости воздуха согласно (8′)

$$v\varrho = \frac{86 \cdot 10 \cdot 1}{864}\left(\frac{102-\frac{2+(-36)}{2}}{2-(-36)}\right)^{\frac{1}{1-0{,}42}} = 7{,}1\ кг/(сек \cdot м^2).$$

Общая площадь живого сечения калориферов в установке из зависимости (7) при $G_{под} = G_{общ}$

$$f_{общ} = f_к lm = \frac{G_{общ}}{3600 v \varrho} = \frac{624\,000}{3600 \cdot 7{,}1} = 24{,}4\ м^2.$$

Остановимся на самой крупной модели КФС-11, у которой $f_к = 0{,}638\ м^2$, $F_к = 54{,}6\ м^2$.

Необходимое число калориферов при однорядной установке

$$i = lm = f_{общ} : f_к = 24{,}4 : 0{,}638 = 38\ шт.,$$

а их общая поверхность нагрева

$$F_{общ} = F_к i = 54{,}6 \cdot 38 = 2074{,}8\ м^2.$$

Тот же результат получится и при определении $F_{общ}$ по формуле (2)

$$Q_т = 624\,000 \cdot 1{,}0\,[2 - (-36)] = 23\,712\,000\ кдж/ч;$$

$$k = 4{,}1868 \cdot 10\,(7{,}1)^{0{,}42} = 95{,}0\ кдж/(м^2 \cdot ч \cdot град);$$

$$\Delta t_{ср} = 102 - \frac{2 + (-36)}{2} = 119^\circ\ С;$$

$$F_{общ} = \frac{23\,712\,000}{95 \cdot 119} = 2098\ м^2.$$

Разница в подсчетах 1,1%. Это следствие округления i до целого числа. Аэродинамическое сопротивление принятых к установке калориферов при однорядном расположении

$$h_к = 9{,}81\, r\, (v \varrho)^s\ н/м^2, \qquad (12)$$

где r и s — константы, принятые выше для выбранных калориферов.

Для условий примера

$$h_к = 9{,}81 \cdot 0{,}23 \cdot 7{,}1^{1{,}7} = 72{,}6\ н/м^2.$$

Удельный расход на подогрев воздуха согласно формуле (9) или (10) будет $d_0 = 0{,}8 \cdot 10^{-6}$ *руб./кг*. При $t_п = 164^\circ$ С, $v\varrho = 14{,}62\ кг/(сек \cdot м^2)$, $h_к = 215{,}8\ н/м^2$ $d_0 = 1{,}46 \cdot 10^{-6}$ *руб./кг*, что в 1,82 раза больше, чем при $t_п = 102^\circ$ С.

ВЫВОДЫ

1. При проектировании рудничных калориферных установок и компоновке отдельных моделей пластинчатых паровых калориферов в агрегаты и группы следует исходить из основного технико-экономического уравнения (8) или (8′), устанавливая расчетом прежде всего величину оптимальной температуры пара по выведенной формуле (11).

2. Исходя из санитарно-гигиенических условий и удобства автоматизации рассмотренных в работе установок, а в большинстве случаев и по технико-экономическим соображениям целесообразно избегать двух- и трехрядного расположения пластинчатых калориферов и нагревать весь шахтный вентиляционный воздух в установках калориферов только в один ряд.

3. Использование моделей пластинчатых калориферов КФС и КФБ, изготавливаемых согласно ГОСТ 7201—62, вызывает увеличение удельных затрат на подогрев рудничного вентиляционного воздуха при более высоких давлениях водяного пара, что является серьезным недостатком, препятствующим получению от этих калориферов наивысшей теплоотдачи.

4. При выборе для подогрева шахтного воздуха паровых калориферов предпочтение следует отдавать при равных других условиях моделям КФС, обеспечивающим существенную экономию денежных средств по сравнению с КФБ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. Изд-во «Недра», 1964.

2. Северин Л. П. Об исходных данных для расчета рудничных калориферных установок. Зап. ЛГИ, 1952, т. XXVI, вып. 1.

3. Нормы технологического проектирования угольных шахт, карьеров и обогатительных фабрик. Госгортехиздат, 1962.

4. Шемаханов М. М. Отепление шахтных стволов. Госгортехиздат, 1960.

5. Асатур К. Г., Комаров В. Б., Курочкин Н. Н., Северин Л. П. О температуре нагрева воздуха в рудничных калориферных установках. Уголь, 1963, № 3.

6. Ибикус У. Ю., Карасев Н. И. Динамические характеристики безвентиляторной калориферной установки как объекта регулирования температуры воздуха в шахтном стволе. Уголь, 1964, № 2.