Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института, том XXVI, вып. I, 1952 г.

ОБ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА РУДНИЧНЫХ КАЛОРИФЕРНЫХ УСТАНОВОК

Доц. Л. П. Северин

Подогрев воздуха, подаваемого в шахту для проветривания подземных выработок в зимнее время, обеспечивает бесперебойность работы, улучшение безопасности труда и охрану здоровья рабочих, удлинение срока службы армировки и крепления шахтных стволов и сокращение расходов по их ремонту.

Требование обязательного подогрева вентиляционного воздуха на шахтах Министерства угольной промышленности Союза ССР в зимнее время было впервые включено в „Правила технической эксплоатации угольных шахт" (сокращенно ПТЭ) в 1941 г.

В § 840 ПТЭ говорится: „При стволах с поступающей струей должны быть калориферные (неогневые) устройства, обеспечивающие поддержание температуры воздуха ниже места сопряжения канала калорифера со стволом не менее +2°" [1].

До выпуска ПТЭ необходимость подогрева воздуха, подаваемого в горные выработки, не являлась обязательной.

В 1948 г. необходимость обязательного подогрева воздуха была включена и в ПТЭ Минцветмета в несколько иной редакции.

В современных рудничных калориферных установках обычным является подогревание только части вентиляционного воздуха до температуры 60—100° С. Нагретый до такой температуры воздух особым вентилятором направляется по калориферному каналу в шахтный ствол, где и происходит смешивание нагретого воздуха с основным потоком холодного, поступающего с земной поверхности через устье ствола.

На рисунке представлена схема действия калориферной установки при всасывающей системе центрального проветривания шахты. Там же даны обозначения и названия элементов установки, а стрелками показано направление холодного и подогретого вентиляционного воздуха. Подобная система вентиляции является типичной для подавляющего большинства рудников Советского Союза.

Если через $G_{\text{общ}}$ обозначить общее весовое количество вентиляционного воздуха, необходимого для проветривания шахты в единицу времени (например, *кг/час*), а через $G_{\text{под}}$ — вес части воздуха, подогреваемого *в калориферах за этот же период, то теплосодержание отдельных потоков воздуха выразится в следующем виде:*

1) теплосодержание воздуха, подогреваемого в калориферах, будет равно:

$$G_{\text{под}}0{,}24t_{\text{под}} \quad ккал/час; \tag{а}$$

2) теплосодержание воздуха, поступающего через устье шахтного ствола:

$$(G_{\text{общ}} - G_{\text{под}})\,0{,}24t_{\text{нар}} \quad ккал/час; \tag{б}$$

3) теплосодержание воздуха после смешивания в шахтном стволе:

$$G_{\text{общ}}0{,}24t_{\text{см}} \quad ккал\ час. \tag{в}$$

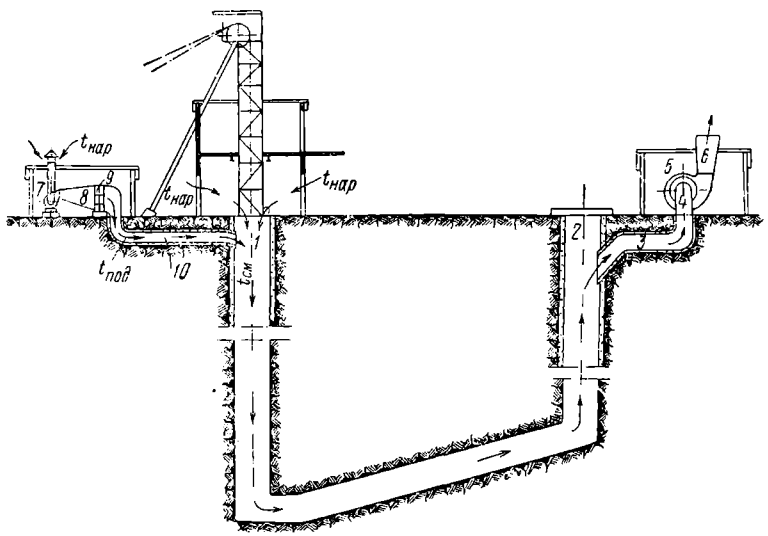


Схема вентиляторной и калориферной установок при всасывающей системе проветривания рудника:

1 — воздухоподающий ствол; *2* — вентиляционный ствол; *3* — вентиляционный канал; *4* — всасывающий патрубок; *5* — главный вентилятор; *6* — пирамидальный диффузор; *7* — калориферный вентилятор; *8* — переходный диффузор; *9* — калориферы; *10* — калориферный канал

В приведенных выражениях:

0,24 — весовая удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, *ккал кг град*;

$t_{\text{под}}$ — температура подогретого в калориферах воздуха, °С;

$t_{\text{нар}}$ — температура наружного воздуха, °С;

$t_{\text{см}}$ — температура смешанного воздуха, °С.

Очевидно сумма величин, даваемых выражениями (а) и (б), должна быть равна значению (в), т. е.:

$$G_{\text{под}}0{,}24t_{\text{под}} + (G_{\text{общ}} - G_{\text{под}})\,0{,}24t_{\text{нар}} = G_{\text{общ}}0{,}24t_{\text{см}}, \tag{г}$$

отсюда

$$G_{\text{под}} = G_{\text{общ}}\frac{t_{\text{см}} - t_{\text{нар}}}{t_{\text{под}} - t_{\text{нар}}} \quad кг/час. \tag{1}$$

Полученное выражение связывает исходные величины, необходимые для расчета калориферной установки, поэтому формула (1) является важнейшей в теории рудничного воздухоподогрева.

Как видно из формулы (1), количество подогреваемого воздуха $G_{\text{под}}$ прежде всего находится в прямой зависимости от значения $G_{\text{общ}}$.

Завышенный расчетный вес воздуха в результате излишней мощности калориферной и котельной установок повлечет за собой удорожание строительства. Наоборот, если вес воздуха окажется заниженным, производительность воздухоподогревающей системы не будет отвечать действительной потребности в тепле.

Таким образом, вопрос о правильном определении величины $G_{общ}$ является основным для расчета рудничной калориферной установки.

Значение $G_{общ}$ можно получить по формуле (2), если известен объем воздуха, подаваемого в рудник $Q_{общ}$, и его удельный вес γ:

$$G_{общ} = Q_{общ}\gamma \ кг/час. \qquad (2)$$

Как известно, различным температурам воздуха при постоянном его давлении и одинаковой относительной влажности соответствует строго определенный удельный вес. В частности, при температуре — 50° С и давлении 760 *мм* рт. ст. удельный вес сухого воздуха $\gamma = 1{,}584$ *кг/м*^{3}, а при +80° С и таком же давлении $\gamma = 1{,}00$ *кг/м*^{3}. Из этого следует, что правильность определения $G_{общ}$ будет целиком зависеть от того, какое понятие вложено в значение $Q_{общ}$ и какой температуре отвечает величина γ в формуле (2). В горнотехнической литературе относительно значения $Q_{общ}$ встречаются различные толкования. Одни авторы считают, что $Q_{общ}$ поступает в рудники при 0° С [2], [4], другие — при +2° С [5], третьи — при $t_{нар}$ [6]. Само собой разумеется, что по этим же температурам принимаются и значения γ.

У специалистов по рудничной вентиляции не вызывает сомнения, что $Q_{общ}$ является объемным количеством воздуха, подаваемого в единицу времени для проветривания подземных выработок. Вместе с тем, $Q_{общ}$ не должно быть равно расчетной производительности главного вентилятора, так как последний всегда выбирается с запасом на подсос воздуха (при всасывающем действии вентилятора) или на утечки (при нагнетательном его действии). Обычно этот запас включается в величину $Q_{общ}$, необходимую для выбора главного вентилятора, что приводит к завышению значения $G_{общ}$ по формуле (2). С другой стороны, для специалиста, определяющего общее количество воздуха, необходимого для проветривания подземных выработок, совершенно безразлично, какой объем воздуха будет поступать в рудник при 0° С или, например, при — 30° С.

Предположим, для рудничной вентиляции необходимо подавать 5000 *м*^{3} воздуха в минуту По воздухоподающей шахте, следовательно, должно поступать:

$$G_{общ} = 5000 \quad 1{,}2 = 6000 \ кг/мин,$$

где 1,2 *кг/м*^{3} - удельный вес воздуха при 15° С, давлении 760 *мм* рт. ст. и относительной влажности 60% , что отвечает стандартной рудничной атмосфере.

Если главный вентилятор отрегулирован на высасывание из шахты 5000 *м*^{3}*/мин* воздуха при определенном напоре, то независимо от времени года (зима, лето) он будет выбрасывать в атмосферу 6000 *кг/мин* рудничного воздуха, а на его место по воздухоподающей шахте будет поступать такой же вес атмосферного воздуха. Напомним, что годовые колебания температуры воздуха в вентиляционном канале всасывающего вентилятора не превышают 5—10°, что мало влияет на значение γ.

Следовательно, в формуле (2) значения $Q_{общ}$ и γ должны относиться к стандартному рудничному воздуху ($\gamma_0 = 1{,}2$ *кг/м*^{3}).

Объем воздуха, поступающего в рудник по воздухоподающему стволу, на протяжении года и даже суток непрерывно меняется. По этим причинам часть вентиляционного воздуха, подогреваемого в калориферах, следует определять не по объему, а по весу, поскольку последний сохраняет постоянство независимо от времени года.

Приведенное выше четкое требование ПТЭ, устанавливающее минимальное значение температуры смешанного в стволе вентиляционного воздуха, позволяет считать одну из расчетных величин, входящих в формулу (1), заранее заданной и равной $t_{см} = 2°$ С.

Надо иметь в виду, что повышение $t_{см}$ при равных прочих условиях вызывает значительное увеличение расходуемого тепла, а главное, — увеличение установочной теплопроизводительности калориферной и котельной установок. В частности, повышение $t_{см}$ с 2 до 6° С вызывает следующее относительное увеличение расходуемого тепла:

при $t_{нар} = -10°$ С на 33%
$t_{нар} = -20°$ С 18%
$t_{нар} = -30°$ С 12%

Само собой разумеется, что любое повышение температуры наружного воздуха $t_{нар}$ против наинизшей расчетной позволяет в случае надобности поддерживать в шахтном стволе $t_{см}$ значительно выше 2° С.

В отношении наинизшей расчетной температуры наружного воздуха горнотехническая литература полна противоречий. М. И. Слободкин и Г. В. Буханцев принимали для Донбасса значение $t_{нар} = -15°$ С [2], [3]. Ф. Г. Бахрах считал для этого бассейна $t_{нар} = -25°$ С [7]. Генеральным планом механизации шахт Донецкого бассейна и Нормами по проектированию каменноугольных шахт Шахтостроя (1934 г.) предписывалось значение $t_{нар} = -21°$ С.

М. И. Слободкин и Г. В. Буханцев [2] писали: „Как известно, в условиях Донецкого бассейна, где часто зимой температура падает до $-15-20°$, холодный воздух, входя в шахту " и т. д. К этим словам можно с полной ответственностью добавить, что в условиях Донбасса температура наружного воздуха нередко опускается до $-30°$ С и ниже. В самом деле, Донбасс находится, примерно, в середине четырехугольника, в углах которого расположены Харьков-Днепропетровск — Ростов-на-Дону — Сталинград. Для этих пунктов абсолютный минимум температуры наружного воздуха соответственно составляет: $-36{,}9°$ С, $-30{,}8°$ С, $-30°$ С и $-34{,}6°$ С (ОСТ 6232—6233).

Предположим, калориферная установка была рассчитана для Донбасса на теплопроизводительность $Q_т = 2\,000\,000$ *ккал/час* из условий подачи в шахту воздуха весом $G_{общ} = 6000$ *кг мин*, при $t_{нар} = -21°$ С и $t_{см} = 2°$ С. На основании ОСТ 6232—6233 уместно допустить понижение температуры воздуха в Донбассе до $t_{нар} = -30°$ С.

Определим, какова будет в этом случае температура $t_{см}$ в шахтном стволе. Количество тепла, затрачиваемое на подогрев вентиляционного воздуха, определяется по следующей формуле:

$$Q_т = 60 G_{общ} 0{,}24 (t_{см} - t_{нар}) \text{ ккал/час}. \quad (3)$$

Решая приведенное равенство относительно $t_{см}$ и подставляя в него известные величины, получим:

$$t_{см} = \frac{Q_т}{14{,}4 G_{общ}} + t_{нар} = \frac{2\,000\,000}{14{,}4 \cdot 6000} - 30 = -6{,}8^{\circ}\text{ С}.$$

При такой температуре безусловно произойдет обледенение шахтного ствола.

До некоторой степени опасность обледенения ствола может быть уменьшена за счет коэффициента запаса теплопроизводительности калориферной установки или поверхности нагрева, принимаемого по данным В. Б. Комарова равным 1,1 [5] или 1,15 — по данным М. М. Шемаханова [4].

Учитывая упомянутый коэффициент, для рассматриваемого случая получим:

$$t_{см} = \frac{1{,}15 \quad 2\,000\,000}{14{,}4 \quad 6000} - 30 = -3{,}4^{\circ}\text{ С}.$$

Предположим далее, что мы чрезмерно занизили для Донбасса возможную температуру наружного воздуха (— 30° С). Пусть ее значение никогда не будет ниже $t_{нар} = -27{,}5^{\circ}$ С. При таких предпосылках температура смешанного в стволе воздуха повысится до

$$t_{см} = \frac{1{,}15 \quad 2\,000\,000}{14{,}4 \cdot 6000} - 27{,}5 = -0{,}9^{\circ}\text{ С}.$$

Покажем на конкретных цифрах опасность обледенения ствола даже при такой, казалось бы, ничтожной температуре.

Атмосферный воздух с полученной здесь температурой будет вносить в шахтный ствол следующее количество холода:

$$Q_{т.\ возд} = 60 \quad 6000 \cdot 0{,}24 \quad (-0{,}9) = -78\,000\ \textit{ккал/час}.$$

Пусть через крепление шахтного ствола просачивается 2 $\textit{м}^3/\textit{час}$ воды с температурой + 9° С.

Этот приток принесет с собой следующее количество тепла:

$$Q_{т.\ вод} = 2000 \quad 1{,}0 \quad 9 = 18\,000\ \textit{ккал/час}.$$

При диаметре шахтного ствола 6 *м* и длине участка зоны капежа 5 *м* теплоотдающая поверхность шахтного крепления будет составлять:

$$F = 3{,}14 \cdot 6 \quad 5 = 94\ \textit{м}^2.$$

Количество тепла, отдаваемое креплением ствола вентиляционному воздуху (приближенно):

$$Q_{т.\ крепл.} = 94 \quad 3\,[9 - (-0{,}9)] = 2800\ \textit{ккал/час},$$

где 3 $\textit{ккал/м}^2\ \textit{час}\ ^{\circ}$С — коэффициент теплопередачи бетонного крепления движущемуся воздуху.

Количество льда, образующегося в шахтном стволе, будет следующее:

$$A = \frac{78\,000 - (18\,000 + 2800)}{80} = 715\ \textit{кг/час},$$

где 80 *ккал/кг* — теплота образования льда.

При 3-часовой длительности такого мороза (что вполне реально) в шахтном стволе может образоваться около 2 *т* льда, который сможет причинить много неприятностей.

Не лучше обстоит дело с $t_{нар}$ и в реальных проектах рудников неметаллических и других полезных ископаемых. В частности, для Апатитового рудника Гипрошахт принимал расчетную температуру наружного воздуха равной $t_{нар} = -20°$ С, а Гипроруда — $t_{нар} = -28°$ С, в то время как абсолютный минимум температуры по данным метеорологической станции „Апатитовая гора" составляет $-35{,}2°$ С. Подсчеты показывают, что запроектированные калориферные установки могут обеспечить температуру смешанного воздуха (при $t_{нар} = -35{,}2°$ С) соответственно $t_{см} = -5{,}2°$ С и $t_{см} = -1{,}2°$ С.

В строительном проектировании за расчетную температуру наружного воздуха принимают температуру, определяемую формулой В. М. Чаплина:

$$t_{н.\ расч} = 0{,}4t_{сх} + 0{,}6t_{ам}, \qquad (4)$$

где $t_{сх}$ — средняя температура самого холодного месяца, °С;

$t_{ам}$ — абсолютно минимальная температура, °С.

Эта формула предложена В. М. Чаплиным на основе следующих соображений: „... нужно принимать за расчетную низшую среднюю температуру за тот период наиболее холодного времени, который достаточен для оказания влияния на температуру воздуха в здании. Для каменных жилых зданий он может быть принят в трое суток" [8].

Следовательно, формула В. М. Чаплина ориентирована на среднюю температуру наиболее холодного отрезка времени в трое суток и дана для каменных жилых зданий, тепловые потери в которых происходят естественным путем через внешние ограждения (стены, пол, потолок). Здесь имеется в виду, что низкие температуры продолжаются обычно недолго, сменяясь температурами более высокими. Если продолжительность мороза невелика, то благодаря тепловой инерции внешних ограждений понижение наружной температуры воздуха против расчетной не успеет отразиться на внутренней температуре помещений. Напомним, кстати, что внутренняя температура отопления зданий принимается в пределах 16—20° С и расчетами допускается кратковременное понижение ее при сильных морозах до 10—14° С.

Построенная на такой основе формула (4) имеет непосредственное отношение к строительной промышленности, поэтому и включена в ОСТ 90008—39 в качестве расчетной.

Между тем, Мосбассшахтопроект, Гипроруда, Кузбассшахтопроект и другие учреждения, проектирующие горные предприятия, применяют эту формулу при расчетах подогрева воздуха в рудничной вентиляции. Однако найти общее между характером тепловых потерь жилого здания и теплообменом воздуха, поступающего в шахтный ствол для искусственной вентиляции, крайне трудно.

Специалистам по рудничной вентиляции известно, что свежий воздух чаще всего поступает к устью воздухоподающего ствола через открытые ворота и проемы надшахтного здания совершенно свободно. Кратность обмена воздуха в шахтном стволе несоизмерима с кратностью обмена воздуха в обычных зданиях и помещениях. Ничто не напоминает здесь и тепловой инерции внешних ограждений.

Из сказанного следует, что формула В. М. Чаплина не пригодна для определения расчетной температуры наружного воздуха в рудничных калориферных установках.

При таком положении вполне естественно за расчетную температуру наружного воздуха в рудничных калориферных установках принимать абсолютный минимум температуры для данной местности.

Сведения об этих температурах можно найти в „Таблице внешних температур" (ОСТ 6232—6233) или принимать их по карте изотерм наинизших температур, имеющихся для всей территории СССР (ОСТ 90008—39). При пользовании этой картой значение $t_{ам}$ необходимо уменьшать на 0,0035° С на каждый метр высоты местности над уровнем моря.

Подсчеты показывают, что принятие в качестве расчетной температуры наружного воздуха абсолютного минимума вместо $t_{нар}$, получаемой по формуле В. М. Чаплина, вызывает следующее относительное увеличение теплопроизводительности калориферной установки:

Для Магнитогорска	на 23%
Москвы	38%
Тулы	39%
Ленинграда	41%

Однако абсолютный минимум температуры наружного воздуха для данной местности является величиной реальной, с которой нельзя не считаться.

Для Москвы, например, абсолютный минимум температуры $t_{ам} = -42{,}2°$ С, в то время как по формуле В. М. Чаплина $t_{н.\ расч} = -30°$ С. Зимой 1941/42 г. в Москве температура падала ниже 30° С 12 раз. Один раз за ту же зиму она падала до — 40° С. Многолетняя средняя температура января для Москвы, входящая в формулу В. М. Чаплина, равна $t_{сх} = -10{,}8°$ С, тогда как в зиму 1941/42 г. она оказалась равной — 20,4° С, даже средние температуры декабря и февраля были ниже — 10,8° С [9]. Не исключена возможность повторения таких низких температур в зиму любого последующего года. За 25-летний период (1918—1943 гг.) в течение 17 зим температура воздуха в Москве падала до — 30° С и ниже. Минимальные среднесуточные температуры в некоторые из этих зим достигали — 38° С (17 января 1940 г.) и — 35° С (6 февраля 1929 г.).

Таким образом, повторяемость наинизших температур носит случайный характер, абсолютный же минимум температуры имеет силу закона. На этом законе и должны основываться расчеты таких ответственных устройств, как рудничные калориферные установки.

Следует отметить, что приведенные выше цифры относительного увеличения теплопроизводительности калориферных установок не выше фактических запасов, имеющих место в выполненных установках.

В самом деле, от включения величины подсоса воздуха в значение $Q_{общ}$ можно ожидать 10-процентной ошибки ($k_1 = 1{,}1$); от неправильного выбора значения γ — 20-процентной ($k_2 = 1{,}2$); надбавка к теплопроизводительности может дать 10-процентную ошибку ($k_3 = 1{,}1$).

Фактический коэффициент запаса: $k = 1{,}1 \times 1{,}2 \times 1{,}1 = 1{,}44$, а сам запас 44%.

Практически запасы в теплопроизводительности получаются более высокими по сравнению с подсчитанными нами.

Последней исходной величиной, на которой необходимо остановиться, является температура подогрева воздуха в калориферах $t_{под}$.

Гигиеническая сторона этого вопроса совершенно не изучена в горной промышленности. Видимо, поэтому ни в правилах технической эксплуатации рудников, ни в правилах безопасности ведения работ в них нет никаких требований в отношении $t_{под}$, что следует считать существенным недостатком как тех, так и других. М. И. Слободкин и Г. В. Буханцев считали нижним пределом $t_{под} = 30°$ С, а верхним $t_{под} = 200°$ С [2]. Они нашли для огневых калориферов оптимальное значение $t_{под} = 100°$ С. М. М. Шемаханов для паровых калориферов также считает оптимальной температуру подогрева $t_{под} = 100°$ С и допускает ее приемлемость при условии безопасного ввода воздуха в шахтный ствол [4].

По поводу величины $t_{под}$ В. Б. Комаров пишет: „Если шахта, по которой поступает воздух, служит для подъема и спуска трудящихся, то во избежание ожогов горячим воздухом, температура его не должна превышать 70° С“ [5]

В строительном деле и архитектуре для предупреждения пригорания органической пыли, содержащейся в воздухе, принято, чтобы температура поверхности нагревательных приборов не превышала $+70°$ С. Повышение ее до $+90°$ С и даже выше может быть допущено лишь в течение нескольких дней в году [10].

При температуре подогрева воздуха $t_{под} = 70°$ С внешняя поверхность трубок калорифера будет иметь температуру порядка 100° С, что совпадает с указанными требованиями строительного проектирования для установок кратковременного действия. С этой точки зрения температура подогрева воздуха $t_{под} = 70°$ С для рудничных калориферных установок, предложенная В. Б. Комаровым, может считаться пределом возможности.

Следует отметить, что обширная литература по технике общепромышленной вентиляции и отоплению в отношении $t_{под}$ не лишена противоречий и исканий. Известным специалистом в области отопления и вентиляции Н. С. Ермолаевым предложена, например, система воздушного отопления, работающая при $t_{под} = 90°$ С.

В настоящее время ставится под сомнение необходимость соблюдения предельной температуры подогрева воздуха в калориферах $+70°$ С, так как при большой скорости воздуха в калориферах и незначительном времени соприкосновения воздуха с нагретыми поверхностями опасность пригорания органической пыли мало вероятна [11].

Однако гигиенические условия ввода подогретого воздуха в шахтный ствол заставляют ограничить значение $t_{под}$ до величины, безопасной для здоровья трудящихся.

Надо иметь в виду, что значение $t_{под}$ при правильном регулировании калориферной установки (с целью экономии тепла) на протяжении отопительного периода будет непрерывно изменяться.

В этой связи вопрос о наивыгоднейшей температуре подогрева воздуха в рудничных калориферных установках, поставленный в свое время М. И. Слободкиным и Г. В. Буханцевым [2], а затем продолженный М. М. Шемахановым [4], потерял свое значение.

Поступило 12. V.

ЛИТЕРАТУРА

1. Правила технической эксплоатации угольных шахт, Гостоптехиздат. 1941.
2. Слободкин М. И. и Буханцев Г. В., Метод расчета калориферного отопления распределительных каналов для шахтного ствола, Горный журнал № 10, 1927.
3. Слободкин М. И. и Буханцев Г. В., Механизмы оборудование комплекса шахтного подъема, ГОНТИ, 1935.
4. Шемаханов М. М., Отепление шахтных стволов, Углетехиздат, 1949.
5. Комаров В. Б. и Борисов Д. Ф., Рудничная вентиляция, ГОНТИ, 1938, стр. 412, 413, 410.
6. Скочинский А. А. Комаров В. Б., Рудничная вентиляция, Углетехиздат, 1949, стр. 428.
7. Бахрах Ф. Г., К вопросу об обогревании стволов шахт паровыми калориферами, Уголь, № 52, 1930, стр. 57.
8. Чаплин В. М., Отопление и вентиляция, ч. I, Отопление, 1923, стр. 31.
9. Фокин К. Ф. Расчетные температуры наружного воздуха, Стандартгиз, 1946, стр. 13—16.
10. Максимов Г А. и Орлов А. И., Отопление и вентиляция, ч. Отопление, Стройиздат, 1948, стр. 4.
11. Максимов Г. А., Отопление и вентиляция, ч. II, Вентиляция, Стройиздат, 1949, стр. 120.