Библиотека СОК

чи известно, что при движении теплообменивающихся сред через теплообменник со скоростями $v\rho = \text{idem}$, $w = \text{idem}$ и других одинаковых условиях противоточная схема обеспечивает наибольшую эффективность теплопередачи, прямоточная — наименьшую, а схема с перекрестным током занимает промежуточное положение между прямоточной и противоточной схемами. Так, при $NTU = 1$ и $W_{мин}/W_{макс} = 0{,}5$ имеем (см. рис. 16—19): для противоточной схемы $\varepsilon = 0{,}565$, для прямоточной $\varepsilon = 0{,}518$, для перекрестно-точной $\varepsilon = 0{,}545$ ($W_{мин} = W_в$) и $\varepsilon = 0{,}542$ ($W_{мин} = W_w$).

Полученные данные показывают, что в рассмотренном случае эффективность теплопередачи при противоточной схеме ($\varepsilon = 0{,}565$) больше, чем при прямоточной ($\varepsilon = 0{,}518$), на 9%. Следовательно, противоточные схемы соединения нескольких теплообменников предпочтительнее.

Некоторые методики трудно применять при исходных условиях задач, отличающихся от типовых, предусматривающих в основном определение необходимого числа рядов теплообменников по ходу воздуха. В расчетах не учитывают соотношения массовых теплоемкостей воздуха и воды, а в схемах с перекрестным током — какая среда перемешивается и в какой степени. Вопросы экономики (капитальные и эксплуатационные расходы) в большинстве методик не рассматривают, а тип воздухонагревателей и режимы работы выбирают без достаточных обоснований. В расчетах используют среднюю арифметическую разность температур, которая в некоторых случаях (в установках с большим числом рядов трубок по ходу воздуха) может давать заметную погрешность.

Наибольшее распространение получили **методики поверочного расчета задач первого типа**, изложенные в рекомендациях ГПИ Сантехпроект [7] и справочниках [55], [60] и [77]. Рассмотрим эти методики, предварительно дополнив их и обобщив в одну. Согласно этой дополненной и обобщенной методике, можно считать известными (заданными) следующие величины: расход воздуха $G_в$, температуру воздуха на входе в воздухонагреватель $t_н$ и на выходе из него $t_к$, а также температуру воды на входе в теплообменник t_1 и на выходе из него t_2. В ходе расчета выбирают тип воздухонагревателей, определяют необходимые поверхность теплообмена F и число воздухонагревателей.

Сопротивления калориферов движению воздуха и воды вычисляют по эмпирическим формулам. Для учета изменения характеристик калориферов из-за несовершенства их изготовления, погрешностей эмпирических формул, загрязнения наружных и внутренних теплообменных поверхностей при эксплуатации, а также неточностей расчетной методики и некоторых используемых формул рассчитанные величины F, Δp и ΔH увеличивают (обеспечивая запас) соответственно на 15—20, 10 и 20%. Подбор калориферов по этому методу производят аналитически по формулам теплового баланса (7.1) и теплопередачи (76).

Тепловой поток, который надо передавать воздуху, определяют по формуле (72). Задаются массовой скоростью воздуха $(v\rho)'$. По известным значениям $G_в$ и $(v\rho)'$ с помощью уравнения (73) определяют требуемое живое сечение калорифера для прохода воздуха $\Sigma f'_в$. Затем, пользуясь паспортными данными, выбирают один или несколько воздухонагревателей, суммарное значение живых сечений по воздуху $\Sigma f_в$ у которых приблизительно равно требуемому согласно расчету $\Sigma f'_в$. Находят суммарную поверхность теплообмена выбранных воздухонагревателей, образующих один ряд установки:

$$\Sigma F_р = F z_р,$$

где F — теплообменная поверхность одного выбранного воздухонагревателя; $z_р$ — число теплообменников в одном ряду.

По заданному расходу воздуха и $\Sigma f_в$ уточняют массовую скорость воздуха в выбранной воздухонагревательной установке по формуле

$$v\rho = G_в/\Sigma f_в, \quad \text{если } G_в \text{ в кг/с} \qquad (77)$$

$$\left(v\rho = \frac{G_в}{3600\,\Sigma f_в}, \quad \text{если } G_в \text{ в кг/ч}\right)^*.$$

Затем определяют скорость воды в трубках каждого теплообменника w, используя для этого заданный перепад температур воды $\Delta t_w = t_1 - t_2$, значение Q, вычисленное по формуле (72), а также уравнения (71), (74) и (75)

$$w = \frac{Q}{c_w \rho_w \Sigma f_w (t_1 - t_2)} \qquad (78)$$

* В этой и последующих формулах в скобках приведены решения в системе МКГСС.

$$\left(w = \frac{Q}{3600\, c_w \rho_w \Sigma f_w (t_1 - t_2)}\right).$$

Имея средние значения $v\rho$ и w, по соответствующей формуле или таблице [7, 55, 60, 77] находят средний коэффициент теплопередачи k. Среднеарифметический температурный напор определяют по формуле

$$\Delta \bar{t}_{ap} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_в + t_к}{2}. \quad (79)$$

Далее, используя уравнение (76), находят необходимую расчетную поверхность нагрева

$$\Sigma F' = \frac{Q}{k \Delta \bar{t}_{ap}}. \quad (80)$$

Расчетное число рядов калориферов z' вычисляют по формуле

$$z' = \frac{\Sigma F'}{\Sigma F_p} = \frac{\Sigma F'}{F z_p}. \quad (81)$$

Полученное значение z' округляют до ближайшего целого числа z, после чего определяют действительное значение суммарной поверхности нагрева

$$\Sigma F = \Sigma F_p z = F z_p z. \quad (82)$$

Запас поверхности нагрева ψ, %, находят по формуле

$$\psi = \frac{\Sigma F - \Sigma F'}{\Sigma F'} 100. \quad (83)$$

Запас, согласно методике, должен составлять 15—20%. При большем или меньшем запасе рекомендуется принять другую модель или номер калорифера и произвести расчет снова.

По формулам, таблицам или графикам [7, 55, 60, 77] определяют сопротивление движению воздуха Δp и проходу воды ΔH.

Анализируя рассмотренный метод поверочного расчета воздухонагревателей, можно отметить его относительную простоту и достаточно четко выраженный физический смысл всех последовательно производимых вычислительных операций.

Рассмотренному методу свойственны также недостатки, главные из которых заключаются, по нашему мнению, в следующем.

1. Приведенную методику расчета следует считать достаточно точной только для расчетов одиночных калориферов или однорядных воздухонагревательных установок (по ходу воздуха расположен один теплообменник, а в ряду их может быть несколько).

Введение среднеарифметического температурного напора, как правило, справедливо лишь при установке одного калорифера по ходу воздуха. Погрешности, вносимые в расчет калориферных установок при использовании среднеарифметического температурного напора $\Delta \bar{t}_{ap}$, определяются главным образом перепадом температур теплообменивающихся сред и схемой их движения. В методике не учитывается влияние на теплопередачу по выбранной схеме движения теплоносителей в калориферной установке неравномерности распределения воздуха и его температуры на входе в установку. Эти недостатки отчасти компенсируются введением во всех случаях расчета запаса теплопередающей поверхности.

2. Методика не содержит четких рекомендаций по выбору массовой скорости воздуха $v\rho$. Имеющиеся в технической литературе рекомендации противоречивы, кроме того, рекомендуемые пределы выбора $v\rho$ имеют большие диапазоны. Произвольный выбор $v\rho$ внутри рекомендуемых пределов в ряде случаев приводит к работе воздухонагревательных установок в невыгодных режимах.

3. Рекомендации по выбору типов калориферов, а также схем соединения отдельных калориферов по воде недостаточны. Произвольное решение этих вопросов приводит к повышению капитальных затрат на калориферную установку или расходов на ее эксплуатацию, уменьшить которые с помощью рассмотренной методики можно только при расчете значительного числа различных вариантов калориферных установок, что обычно не делают из-за большой трудоемкости.

4. Рекомендуемое в методике увеличение поверхности нагрева во всех случаях на 15—20% весьма значительно и недостаточно обосновано. Такой большой запас теплообменной поверхности приводит к дополнительным расходам, составляющим миллионы рублей в год.

Методика подбора калориферных установок, разработанная Л. Ф. Краснощековым [27, 28, 31], предназначена для расчета как одиночных калориферов, так и их групп, объединенных в установку по любой из трех схем: прямоточно-перекрестной (автор методики называет ее попутно-перекрестной), перекрестной и противоточно-перекрестной. Предложенная Л. Ф. Краснощековым мето-

дика для расчета калориферных установок рекомендо-
на для использования также П. Н. Каменевым [19].

Путем совместного решения уравнений теплового ба-
ланса (71) и теплопередачи (76) Л. Ф. Краснощеков вы-
вел формулы для определения при решении конкретных
задач необходимого числа последовательно установлен-
ных калориферов (числа их рядов) по ходу воздуха z.
Величны, от которых зависит z, объединены в комплек-
сы (вспомогательные параметры) M и N. Формулы
вида

$$z = f(M,\ N) \tag{84}$$

получены для следующих схем:

а) прямоточно-перекрестной

$$z = \lg N / \lg \frac{1-M}{1+M}; \tag{85}$$

$$M = k\,\frac{A}{v\rho}\left(1 + \frac{t_1 - t_2}{t_к - t_н}\right); \tag{86}$$

$$N = \frac{t_2 - t_к}{t_1 - t_н}; \tag{87}$$

б) противоточно-перекрестной

$$z = \lg N / \lg \frac{1-M}{1+M}; \tag{88}$$

$$M = k\,\frac{A}{v\rho}\left(1 - \frac{t_1 - t_2}{t_к - t_н}\right); \tag{89}$$

$$N = \frac{t_1 - t_к}{t_2 - t_н}; \tag{90}$$

в) перекрестной

$$z = \lg N / \lg \frac{M-1}{M+1}; \tag{91}$$

$$M = \frac{v\rho}{Ak} + z\,\frac{t_1 - t_2}{t_к - t_н}; \tag{92}$$

$$N = \frac{t_1 - t_к}{t_1 - t_н}. \tag{93}$$

При использовании в качестве теплоносителя пара
рекомендуются следующие формулы:

$$z = \lg N / \lg \frac{1-M}{1+M}; \tag{94}$$

$$M = \frac{Ak}{v\rho}; \tag{95}$$

$$N = \frac{t_п - t_к}{t_п - t_н}; \tag{96}$$

$$A = 0{,}579 \cdot 10^{-3}\,\frac{F}{f_в}\ \text{[кг·град/ккал]}.$$

Используя формулы (85), (88), (91), (94), Л. Ф. Краснощеков построил номограммы, которые упрощают решения практических задач. При использовании номограммы для решения задач по определению необходимого числа рядов калориферов расчетчик освобождается от некоторых несложных операций. Наиболее трудные этапы расчета (определение k, оптимальных значений $v\rho$ и других величин) необходимо преодолевать обычным путем при вычислении M. Кроме того, в уравнение для определения M по перекрестной схеме (92) входит неизвестная величина z, а поэтому при решении таких задач необходимо применять трудоемкий метод последовательных приближений.

При выводе уравнений температурный напор в калориферной установке принимался как среднеарифметический, а несоответствие этого напора с истинным средним температурным напором рекомендуется корректировать за счет коэффициента теплопередачи.

Л. Ф. Краснощеков при выводе расчетных уравнений (84) считает, как и В. Н. Талиев [62], коэффициенты теплопередачи отдельных калориферов, включенных в рассматриваемую установку, равными. В методике рекомендуется при расчете числа рядов калориферов иметь запас поверхности нагрева, равный 10—20% расчетной величины. Запас поверхности учтен при расчете и построении номограмм.

Определение аэродинамического и гидравлического сопротивлений многорядной калориферной установки при последовательном соединении производится умножением соответствующего сопротивления одного калорифера (ряда калориферов) на число рядов. Для гидравлического сопротивления, полученного при расчете, рекомендуется вводить запас 10—20%. Режимы работы калориферных установок определяются выбранными при расчете значениями $v\rho$ и заданными температурами теплоносителей при входе и выходе из калориферной установки. Автор методики рекомендует выбирать массовую скорость воздуха равной 4—8 кг/(м²·с). Конкретных рекомендаций по выбору типов калориферов для решения

встречающихся задач в методике не содержится. Рекомендации по выбору схем соединения отдельных калориферов в установке недостаточны, они касаются лишь защиты калориферов от замерзания и не учитывают экономических факторов.

Можно отметить следующие достоинства методики, разработанной Л. Ф. Краснощековым, по сравнению с изложенной выше методикой: эта методика учитывает схемы движения потоков теплоносителей; разработаны номограммы, к которым составлены таблицы вспомогательных величин, необходимых при расчетах; с участием автора получено эмпирическое уравнение для определения гидравлического сопротивления калориферов.

Методика расчета калориферных установок, предложенная Е. Е. Карписом [20, 21], имеет следующие особенности. Заранее подсчитывают количество воздуха, подогреваемого 1 м² поверхности нагрева, и сопротивления проходу воздуха при заданных температурных условиях работы калориферов. Удельное количество воздуха g, подогреваемого водой в течение 1 ч 1 м² поверхности нагрева, выражается следующей формулой:

$$g = \frac{3600}{\beta}\left(\frac{A_2}{864}\beta\right)^{\frac{1}{1-n_1-m}} B^{\frac{1}{1-n_1-m}} A^{\frac{1}{1-n_1-m}} \times$$

$$\times (0{,}00024\,\delta)^{\frac{m}{1-n_1-m}}, \qquad (97)$$

где $\beta = \frac{F}{f_в}$ — характеристика глубины калорифера; B — температурный критерий; $\delta = \frac{f_в}{f_w}$ — конструктивная характеристика калорифера.

Значения B и A находят по формулам:

$$B = \frac{t_к - t_н}{\frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_к + t_н}{2}} = \frac{\Delta t_в}{\Delta \bar{t}_{ар}}; \qquad (98)$$

$$A = \frac{\Delta t_в}{\Delta t_w}. \qquad (99)$$

Необходимую поверхность нагрева определяют по формуле

$$\Sigma F = \frac{G_в}{g}. \qquad (100)$$

Методики расчета калориферных установок, изложенные в работах [36], [34], а также одна из методик В. Н. Языкова [78] имеют сходство с методикой Е. Е. Карписа. В них так же, как и в методике Е. Е. Карписа, авторы при совместном решении уравнений теплового баланса (71) освобождаются от величин $v\rho$, w и k. Далее все величины, оставшиеся в полученном уравнении, делят на две равные группы: конструктивные величины (постоянные для каждого аппарата) и величины, заданные в исходных условиях задач (расход воздуха, температуры теплообменивающихся сред), которые называют расчетными характеристиками установки. Они могут быть вычислены заранее и сведены в удобные для применения при расчетах таблицы. Подбор воздухонагревательных установок по этим методикам сводится к вычислению по заданным исходным условиям расчетных характеристик установки и к выбору по таблицам номера и комбинации калориферов.

Методики расчета калориферных установок, рекомендуемые Е. Е. Карписом, В. Н. Языковым, а также учебниками Р. М. Ладыженского и Т. А. Максимова, не имеют существенных преимуществ перед рассмотренными выше методиками, так как использование табличных значений характеристик калориферных установок не освобождает полностью от трудоемких предварительных расчетов. Кроме того, принимая среднеарифметическую разность температур за действительную, при расчете многорядных ВУ вносят погрешность.

От этой погрешности можно освободиться, если для встречающихся схем многорядных ВУ предварительно провести экспериментальные исследования на различных температурных режимах и полученные результаты представить в виде коэффициентов теплопередачи, отнесенных к средней арифметической разности температур соответствующих воздухонагревательных установок. Однако практически выполнить это невозможно из-за большого числа встречающихся схем многорядных ВУ, а без таких исследований изложенные методики могут применяться лишь для однорядных ВУ и приближенных расчетов многорядных установок.

Методика поверочного расчета, разработанная М. И. Фильнеем [65, 66, 68 и 70], имеет следующие особенности. Количество тепла, передающегося от воды к

воздуху в калориферной установке в течение 1 ч, выражается формулой

$$Q = \frac{2 c_p G_в (t_1 - t_н)}{\frac{2G_в^{0,4}}{\Phi}\left(\frac{c_p G_в}{G_w}\right)^{0,2} + 1 + \frac{c_p G_в}{G_w}}, \quad (101)$$

где

$$\Phi = G_в^{0,4} \frac{2\varphi}{2 - \varphi - \psi}\left(\frac{\psi}{\varphi}\right)^{0,2}. \quad (102)$$

В выражении (102):

$$\varphi = \frac{t_к - t_н}{t_1 - t_н} = \frac{\Delta t_в}{\Delta t_н}; \quad (103)$$

$$\psi = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_н}. \quad (104)$$

При выводе формулы (101) использовалась средняя арифметическая разность температур воды и воздуха. М. И. Фильнеем разработана номограмма, с помощью которой по вычисленным значениям φ, ψ и $G_в$ можно определить Φ.

Использование средней арифметической разности температур теплоносителей вместо действительной, отсутствие учета влияния реальных схем движения воздуха и воды в калориферной установке, а также рекомендаций по выбору наиболее выгодных режимов ее работы не позволили М. И. Фильнею получить принципиальные преимущества по сравнению с рассмотренными выше методиками расчета калориферных установок. Однако следует отметить, что введение в расчетную формулу температурного напора на входе в калориферную установку вместо среднего арифметического температурного напора упростило решение задач.

Кроме рассмотренных методик расчета известны и другие методики, к которым также относятся все перечисленные выше замечания.

Следует подчеркнуть, что в настоящее время нет возможностей разработать методику расчета калориферных установок, свободную от всех перечисленных недостатков. Однако на некоторые принципиально важные вопросы, касающиеся выбора оптимальных режимов работы отдельных воздухонагревателей, более точного расчета параметров режимов работы калориферных установок с учетом схем движения теплообменивающихся сред, отношения их водяных эквивалентов и перемешивания теплообменивающихся сред по пути движения через воздухонагреватель, замены неизвестной средней разности температур сред обычно известной разностью температур воды и воздуха на входе в установку, выбора воздухонагревателей наиболее совершенных типов, уже сейчас можно дать удовлетворительные ответы. Такая методика, разработанная автором, будет изложена далее. Предлагаются три варианта методики, каждый из которых основан на одних и тех же уравнениях, но отличается друг от друга способом расчета (аналитический расчет или расчет с использованием номограмм).

Первый вариант методики характерен тем, что весь расчет или большая его часть осуществляется аналитически. Это наиболее трудоемкий вариант. Его рекомендуется применять при расчете теплообменников в тех случаях, когда нет заранее построенных графических материалов, упрощающих процесс расчета, или имеются лишь номограммы для определения к. п. д. теплообменных аппаратов, а также при использовании для расчетов воздухонагревателей ЭВМ.

Второй вариант методики поверочного расчета теплообменников наиболее общий. От первого он отличается тем, что часть расчета существенно упрощается, поскольку осуществляется с помощью основных номограмм. Этот вариант методики найдет, видимо, наиболее частое применение.

Третий вариант методики можно применять только для водовоздушных воздухонагревателей. Он достаточно точен и удобен. Этот вариант разработан на основе использования диаграмм совмещенных характеристик. Принципиальная особенность этого варианта методики расчета заключается в возможности с помощью ДСХ быстро, достаточно точно и с учетом экономических факторов решать разнообразные теплотехнические задачи. Этот вариант рекомендуется применять при расчете одного теплообменника или одного ряда теплообменников по ходу воздуха, когда имеются построенные ДСХ.

Если заранее построить ДСХ для теплообменных установок, состоящих из нескольких теплообменников по ходу воздуха, то третий вариант методики можно использовать и для расчета таких установок. Третьему варианту методики расчета воздухонагревателей следует

всегда отдавать предпочтение, если имеются построенные для выбранных теплообменников ДСХ.

С помощью разработанной методики и приведенных в книге приложений можно решать задачи перечисленных выше типов при использовании любых воздухонагревателей, включенных в перечень (прил. 6).

2. ПЕРВЫЙ ВАРИАНТ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК, ОБОГРЕВАЕМЫХ ВОДОЙ И ПАРОМ

Методика решения задач первого типа

Заданы: тип воздухонагревателей, количество обрабатываемого воздуха $G_в$, температура воздуха на входе в теплообменную установку $t_н$ и на выходе из нее $t_к$, а также температура воды на входе в установку t_1 и на выходе из нее t_2 (или давление пара).

Требуется определить: номер, модель и число теплообменников, схему их соединения между собой по воздуху и по воде, режим работы установки, аэродинамическое и гидравлическое сопротивления.

Решение задачи состоит в следующем.

1. Определяют водяной эквивалент воздуха $W_в$, заданный перепад температур воздуха $\Delta t_в$ в установке и количество тепла Q, которое надо передать от воды к воздуху в единицу времени:

$$W_в = c_p G_в; \tag{105}$$

$$\Delta t_в = t_к - t_н; \tag{106}$$

$$Q = W_в \Delta t_в.$$

2. Задаются массовой скоростью воздуха $(v\rho)'$, по известным значениям $G_в$ и $(v\rho)'$ определяют требуемое суммарное живое сечение воздухонагревателей для прохода воздуха:

$$\Sigma f'_в = G_в/(v\rho)', \text{ если } G_в \text{ в кг/с} \tag{107}$$

$$\left(\Sigma f'_в = \frac{G_в}{3600\,(v\rho)'}, \text{ если } G_в \text{ в кг/ч}\right).$$

Значения $(v\rho)'$ выбирают на основании накопленного опыта проектирования в диапазоне 5—10 кг/(м^2·с). Научно обоснованного метода выбора конкретных значений $(v\rho)'$ для любых исходных условий при аналитическом расчете теплообменников в настоящее время нет

3. Пользуясь техническими характеристиками теплообменников выбранного типа (см. прил. 6), подбирают один или несколько $z_р$ теплообменников с таким расчетом, чтобы живое сечение для прохода воздуха одного $f_в$ или нескольких $\Sigma f_в (\Sigma f_в = f_в z_р)$ теплообменников было приблизительно равно требуемому по расчету $\Sigma f'_в$. Определяют также поверхность теплообмена одного ряда выбранных теплообменников

$$\Sigma F_р = F z_р. \tag{108}$$

4. Уточняют массовую скорость воздуха в принятой теплообменной установке:

$$v\rho = G_в/\Sigma f_в, \text{ если } G_в \text{ в кг/с} \tag{109}$$

$$\left(v\rho = \frac{G_в}{3600\,\Sigma f_в}, \text{ если } G_в \text{ в кг/ч}\right).$$

5. Определяют заданный перепад температур воды в теплообменной установке

$$\Delta t_w = t_1 - t_2.$$

Если температура воды на выходе из воздухонагревательной установки не задана и Δt_w определить невозможно, то следует задаться или перепадом температур воды в установке, или скоростью воды в трубках теплообменников w.

Выбирают схему соединения теплообменников по воде в ряду и определяют живое сечение для прохода воды Σf_w.

6. Вычисляют расход воды G_w и ее водяной эквивалент W_w, а также скорость воды в трубках w или перепад ее температур в установке Δt_w:

а) если известно Δf_w, то:

$$G_w = Q/(c_w \Delta t_w); \tag{110}$$

$$w = G_w/(\rho_w \Sigma f_w), \text{ если } G_w \text{ в кг/с} \tag{111}$$

$$[w = G_w/(3600\,\rho_w \Sigma f_w), \text{ если } G_w \text{ в кг/ч}];$$

б) если же известны w и Σf_w, то:

$$G_w = \rho_w \Sigma f_w\, w, \text{ если } G_w \text{ в кг/с} \tag{112}$$

$$(G_w = 3600 \rho_w \Sigma f_w\, w, \text{ если } G_w \text{ в кг/ч});$$

$$W_w = c_w G_w; \tag{113}$$

$$\Delta t_w = Q/(c_w G_w). \tag{114}$$

7. По соответствующей формуле (прил. 7) находят средний коэффициент теплопередачи k.

8. Сравнивая $W_в$ и W_w, определяют, какой из них $W_{мин}$ и $W_{макс}$. Вычисляют отношение водяных эквивалентов $W_{мин}/W_{макс}$, а также разность температур воды и воздуха на входе в установку

$$\Delta t_н = t_1 - t_н .$$

9. Определяют эффективность работы теплообменной установки по формуле

$$\varepsilon = Q/(W_{мин}\Delta t_н). \qquad (115)$$

10. Выбирают схему соединения рядов теплообменной установки по воде, учитывая определенный выше расход воды, и с помощью соответствующих формул (2), (4) — (6) или рис. 16—19 или прил. 2—5, а также значений ε и $W_{мин}/W_{макс}$ находят число единиц переноса тепла NTU.

11. Вычисляют суммарное значение необходимой поверхности теплообмена установки

$$\Sigma F' = \frac{NTU W_{мин}}{k} . \qquad (116)$$

12. Расчетное число рядов теплообменников z' находят по формуле

$$z' = \frac{\Sigma F'}{\Sigma F_р} = \frac{\Sigma F'}{F z_р} . \qquad (117)$$

13. Полученное значение z' округляют до ближайшего целого числа z, после чего вычисляют действительное значение суммарной поверхности нагрева ΣF принятой теплообменной установки

$$\Sigma F = \Sigma F_р z = F z_р z. \qquad (118)$$

14. Определяют запас поверхности теплообмена ψ, %:

$$\psi = \frac{\Sigma F - \Sigma F'}{\Sigma F'} 100. \qquad (119)$$

При большом запасе необходимо принять другую модель (с меньшим числом рядов трубок по ходу воздуха) или другой номер воздухонагревателя и произвести поверочный расчет выбранной новой установки по методике решения задач второго типа.

15. С помощью соответствующих формул или графиков (прил. 7) и вычисленных значений $v\rho$ и w находят аэродинамическое $\Sigma\Delta p$ и гидравлическое $\Sigma\Delta H$ сопротивления.

Примеры расчета

Пример 1. Подобрать воздухонагревательную установку, состоящую из калориферов типа КВС (Костромского завода), для следующих условий: количество нагреваемого воздуха $G_в = 2{,}78$ кг/с (10 000 кг/ч), температура воздуха* на входе в теплообменную установку $t_н = -25$°С и на выходе из нее $t_к = 35$°С, температура воды на входе в установку $t_1 = 130$°С и на выходе из нее $t_2 = 70$°С. Определить для подобранной установки аэродинамическое и гидравлическое сопротивления.

Решение сводится к следующему.

1. Определяем:

водяной эквивалент воздуха

$$W_в = c_p G_в = 1 \cdot 2{,}78 = 2{,}78 \text{ кВт/°С}$$

$$[W_в = 0{,}24 \cdot 10\,000 = 2400 \text{ ккал/(°С·ч)}];$$

заданный перепад температур воздуха

$$\Delta t_в = t_к - t_н = 35 - (-25) = 60 \text{ °С};$$

количество тепла, которое требуется передать от воды к воздуху в единицу времени:

$$Q = W_в \Delta t_в = 2{,}78 \cdot 60 = 167 \text{ кВт}$$

$$(Q = 2400 \cdot 60 = 144\,000 \text{ ккал/ч}).$$

2. Задаемся массовой скоростью воздуха $(v\rho)' = 5$ кг/(м²·с) и определяем требуемое суммарное живое сечение калориферов для прохода воздуха:

$$\Sigma f'_в = \frac{G_в}{(v\rho)'} = \frac{2{,}78}{5} = 0{,}555 \text{ м}^2$$

$$\left(\Sigma f'_в = \frac{G_в}{3600\,(v\rho)'} = \frac{10\,000}{3600 \cdot 5} = 0{,}555 \text{ м}^2\right).$$

3. Используя данные прил. 6, выбираем два калорифера КВС-9П, каждый из которых имеет следующие теплотехнические характеристики: $F = 19{,}56$ м², $f_к = 0{,}238$ м², $f_w = 0{,}00116$ м². При параллельной установке калориферов по воздуху суммарное живое сечение двух калориферов будет равно:

$$\Sigma f_в = f_в z_р = 0{,}238 \cdot 2 = 0{,}476 \text{ м}^2.$$

Определяем поверхность теплообмена одного ряда калориферов

$$\Sigma F_р = F z_р = 19{,}56 \cdot 2 = 39{,}1 \text{ м}^2.$$

---

* Порядок определения температур воздуха $t_н$ и $t_к$, необходимых в качестве исходных для расчета ВУ, в данном и последующих примерах не рассматривается. Считается, что эти величины заданы. Рекомендации по определению расчетных температур воздуха можно найти в работах [31, 60].

4. Уточняем массовую скорость воздуха в принятой установке калориферов

$$v\rho = \frac{G_в}{\Sigma f_в} = \frac{2{,}78}{0{,}476} = 5{,}83 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$$

$$\left[v\rho = \frac{G_в}{3600\,\Sigma f_в} = \frac{10\,000}{3600\cdot 0{,}476} = 5{,}83 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}\right].$$

5. Определяем заданный перепад температур воды в теплообменной установке

$$\Delta t_w = t_1 - t_2 = 130 - 70 = 60\ ^\circ\text{C}.$$

Выбираем параллельную схему соединения двух калориферов по воде и для этой схемы вычисляем живое сечение для прохода воды.

$$\Sigma f_w = f_w z_р = 0{,}00116\cdot 2 = 0{,}00232 \text{ м}^2.$$

6. Вычисляем расход воды через ряд выбранных калориферов, условно считая, что его поверхности теплообмена достаточно для обеспечения заданного значения Q:

$$G_w = \frac{Q}{c_w \Delta t_w} = \frac{167}{4{,}19\cdot 60} = 0{,}664 \text{ кг/с}$$

$$\left(G_w = \frac{144\,000}{1\cdot 60} = 2400 \text{ кг/ч}\right).$$

Определяем водяной эквивалент воды

$$W_w = c_w G_w = 4{,}19\cdot 0{,}664 = 2{,}78 \text{ кВт/°С}$$

$$[W_w = 1\cdot 2400 = 2400 \text{ ккал/(ч·°С)}].$$

Находим скорость воды в трубках калориферов ряда, при которой заданному значению Q будет соответствовать значение $\Delta t_w = 60$°С:

$$w = \frac{G_w}{\rho_w \Sigma f_w} = \frac{0{,}664}{970\cdot 0{,}00232} = 0{,}296 \text{ м/с}$$

$$\left(w = \frac{2400}{3600\cdot 970\cdot 0{,}00232} = 0{,}296 \text{ м/с}\right).$$

7. По соответствующей формуле из прил. 7 вычисляем коэффициент теплопередачи калориферов КВС-9П

$$k = 20{,}9\,(v\rho)^{0{,}32}\, w^{0{,}132} = 20{,}9\cdot 5{,}83^{0{,}32}\cdot 0{,}296^{0{,}132} =$$

$$= 31{,}3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}$$

$$[k = 17{,}9\cdot 5{,}83^{0{,}32}\cdot 0{,}296^{0{,}132} = 26{,}9 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{°С)}].$$

8. Находим отношение водяных эквивалентов

$$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = \frac{W_в}{W_w} = \frac{2{,}78}{2{,}78} = 1$$

$$\left(\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = \frac{2400}{2400} = 1\right).$$

Подсчитываем разность температур воды и воздуха на входе в калориферную установку

$$\Delta t_н = t_1 - t_н = 130 - (-25) = 155\ ^\circ\text{C}.$$

9. Определяем требуемый к. п. д. воздухонагревательной установки, предполагая, что расход воды через всю установку не изменится (ряды калориферов будут соединены последовательно по воде):

$$\varepsilon = \frac{Q}{W_{мин}\Delta t_н} = \frac{167}{2{,}78\cdot 155} = 0{,}387$$

$$\left(\varepsilon = \frac{144\,000}{2400\cdot 155} = 0{,}387\right).$$

10. Выбираем перекрестно-противоточную схему движения воздуха и воды в калориферной установке. С помощью рис. 17 и вычисленных выше значений ε и $W_{мин}/W_{макс}$, считая последнее выражение равным $W_{мин}/W_{макс}$ установки, находим требуемое значение NTU

$$NTU = 0{,}65.$$

11. Вычисляем суммарное значение требуемой поверхности теплообмена

$$\Sigma F' = \frac{NTU\,W_{мин}}{k} = \frac{0{,}65\cdot 2{,}78\cdot 1000}{31{,}3} = 57{,}9 \text{ м}^2,$$

где 1000 — множитель для перевода единицы кВт/°С в Вт/°С.

$$\left(\Sigma F' = \frac{0{,}65\cdot 2400}{26{,}9} = 57{,}9 \text{ м}^2\right).$$

12. Определяем расчетное число рядов теплообменников

$$z' = \frac{\Sigma F'}{\Sigma F_р} = \frac{57{,}9}{39{,}1} \approx 1{,}48.$$

13. Принимаем действительное количество рядов калориферов

$$z = 2.$$

Действительная суммарная поверхность теплообмена

$$\Sigma F = \Sigma F_р z = 39{,}1\cdot 2 = 78{,}2 \text{ м}^2.$$

14. Определяем запас поверхности теплообмена

$$\psi = \frac{\Sigma F - \Sigma F'}{\Sigma F'}\,100 = \frac{78{,}2 - 57{,}9}{57{,}9}\,100 = 35\%.$$

Запас поверхности теплообмена очень большой. Его можно было бы уменьшить путем уменьшения числа рядов трубок калориферов по ходу воздуха. Однако в настоящее время выпускают только трехрядные (КВС) и четырехрядные (КВБ) калориферы заданного типа, из которых нельзя составить теплообменник с пятью рядами.

Принимаем для воздухонагревательной установки калориферы другого меньшего номера — КВС-7П и собираем установку из четырех теплообменников, установленных в два ряда по два калорифера в каждом. Калориферы одного ряда соединяем по воде параллельно, а ряды между собой — последовательно, обеспечивая перекрестно-противоточную схему движения теплообменивающихся сред.

Калорифер КВС-7П имеет следующие технические характеристики: $F=14{,}16$ м²; $f_в=0{,}172$ м² и $f_w=0{,}00116$ м².

15. Определяем поверхность теплообмена установки

$$\Sigma F = 14{,}16 \cdot 4 = 56{,}6 \text{ м}^2.$$

16. Вычисляем суммарное живое сечение установки по воздуху

$$\Sigma F = 0{,}172 \cdot 2 = 0{,}344 \text{ м}^2.$$

17. Находим суммарное живое сечение установки по воде

$$\Sigma f_w = 0{,}00116 \cdot 2 = 0{,}00232 \text{ м}^2.$$

18. По формуле (109) определяем массовую скорость воздуха в установке

$$\bar{v}\rho = \frac{2{,}78}{0{,}344} = 8{,}08 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

$$\left[v\rho = \frac{10\,000}{3600 \cdot 0{,}344} = 8{,}08 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}\right].$$

19. Находим скорость воды в трубках по формуле (111), используя полученные выше значения

$$w = \frac{0{,}664}{970 \cdot 0{,}00232} = 0{,}296 \text{ м/с}$$

$$\left(w = \frac{2400}{3600 \cdot 970 \cdot 0{,}00232} = 0{,}296 \text{ м/с}\right).$$

20. Вычисляем коэффициент теплопередачи установки

$$k = 20{,}9 \cdot 8{,}08^{0{,}32} \cdot 0{,}296^{0{,}132} = 34{,}7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$

$$[k = 17{,}9 \cdot 8{,}08^{0{,}32} \cdot 0{,}296^{0{,}132} = 29{,}7 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C)}].$$

21. Определяем число единиц переноса тепла

$$NTU = \frac{k\Sigma F}{W_{\text{мин}}} = \frac{34{,}7 \cdot 56{,}6}{1000 \cdot 2{,}78} = 0{,}7$$

$$\left(NTU = \frac{29{,}7 \cdot 56{,}6}{2400} = 0{,}7\right).$$

22. По рис. 17 для противотока находим к. п. д. воздухонагревательной установки

$$\varepsilon = 0{,}401.$$

23. По формуле (1) вычисляем количество тепла, передающегося от воды к воздуху в единицу времени,

$$Q = 0{,}401 \cdot 2{,}78 \cdot 155 = 172{,}8 \text{ кВт}$$

$$(Q = 0{,}401 \cdot 2400 \cdot 155 = 149\,000 \text{ ккал/ч}).$$

24. Определяем запас теплопроизводительности установки

$$\psi_Q = \frac{172{,}8 - 167}{167}\ 100 = 3{,}47\%$$

$$\left(\psi_Q = \frac{149\,000 - 144\,000}{144\,000}\ 100 = 3{,}47\%\right).$$

Полученный запас теплопроизводительности незначительно превышает требуемый, а поэтому последний вариант воздухонагревательной установки можно считать приемлемым.

25. Находим аэродинамическое сопротивление воздухонагревательной установки (см. прил. 7)

$$\Sigma \Delta p = z \Delta p = 2 \cdot 2{,}16 \cdot 8{,}08^{1{,}62} = 60{,}6 \text{ Па}$$

$$(\Sigma \Delta p = 2 \cdot 0{,}22 \cdot 8{,}08^{1{,}62} = 6{,}18 \text{ кгс/м}^2).$$

26. По рис. 37 находим гидравлическое сопротивление одного ряда калориферов и определяем гидравлическое сопротивление воздухонагревательной установки

$$\Sigma \Delta H = z_{pw}\, a\, \Delta H = 2 \cdot 2{,}7 \cdot 0{,}166 = 0{,}9 \text{кПа}$$

$$(\Sigma \Delta H = 2 \cdot 2{,}7 \cdot 0{,}017 = 0{,}092 \text{ м вод. ст.}).$$

Пример 2. Подобрать воздухонагревательную установку, состоящую из калориферов типа КВБ (Московского завода), для следующих условий: расход воздуха $G_в=5$ кг/с (18 000 кг/ч), температура воздуха на входе в теплообменную установку $t_н=-18$°С и на выходе из нее $t_к=16$°С, давление пара $p_п=1{,}4$ кгс/см², $t_п=108{,}7$°С. Определить для подобранной установки аэродинамическое сопротивление.

Решение сводится к следующему.

1. Определяем:

водяной эквивалент воздуха

$$W_в = c_p G_в = 1 \cdot 5 = 5 \text{ кВт/°С}$$

$$(W_в = 0{,}24 \cdot 18\,000 = 4320 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{°С)};$$

заданный перепад температур воздуха

$$\Delta t_в = 16 - (-18) = 34 \text{ °С}$$

и тепловую мощность установки

$$Q = 5 \cdot 34 = 170 \text{ кВт}$$

$$(Q = 4320 \cdot 34 = 147\,000 \text{ ккал/ч}).$$

2. Задаемся массовой скоростью воздуха

$$(v\rho)' = 8 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

и определяем требуемое суммарное живое сечение калориферов для прохода воздуха

$$\Sigma f'_в = \frac{G_в}{(v\rho)'} = \frac{5}{8} = 0{,}625 \text{ м}^2$$

$$\left(\Sigma f'_в = \frac{18\,000}{3600 \cdot 8} = 0{,}625 \text{ м}^2\right).$$

3. Используя данные прил. 6, выбираем калорифер КВБ-10, который имеет следующие технические характеристики: $F=47{,}8$ м², $f_в=0{,}558$ м². В этом случае $\Sigma F_р=F$, $\Sigma f_н=f_в$ и $\Sigma f_w=f_w$.

4. Уточняем массовую скорость воздуха в принятом калорифере

$$v\rho = \frac{G_в}{\Sigma f_в} = \frac{5}{0{,}558} = 8{,}95 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$$

$$\left[v\rho = \frac{G_в}{3600\,\Sigma f_в} = \frac{18\,000}{3600\cdot 0{,}558} = 8{,}95 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}\right].$$

5. Схема относительного движения теплоносителей в калорифере перекрестная, однако когда теплоносителем является пар, схема его движения на теплопередачу не влияет, а поэтому не учитывается.

6. Водяной эквивалент пара считается равным бесконечности

$$W_п = \infty.$$

7. По формуле, приведенной в прил. 7, находим средний коэффициент теплопередачи

$$k = 17{,}8\ (v\rho)^{0{,}351} = 17{,}8\cdot 8{,}95^{0{,}351} = 38{,}4 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°C)}]$$

$$[k = 15{,}3\cdot 8{,}95^{0{,}351} = 33 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{°C)}].$$

8. Отношение водяных эквивалентов теплоносителей равно:

$$W_{мин}/W_{макс} = 0.$$

Разность температур пара и воздуха на входе в калориферную установку

$$\Delta t_н = t_п - t_н = 108{,}7 - (-18) = 126{,}7\ °C.$$

9. Определяем к. п. д. установки

$$\varepsilon = \frac{170}{5\cdot 126{,}7} = 0{,}268$$

$$\left(\varepsilon = \frac{147\,000}{4320\cdot 126{,}7} = 0{,}268\right).$$

10. Вычисляем требуемое значение NTU, используя формулу (12):

$$\varepsilon = 1 - \exp\,(-NTU) = 1 - 2{,}718^{-NTU} = 0{,}268,$$

откуда

$$NTU = 0{,}314.$$

Значение NTU можно также найти по рис. 16—19 и по прил. 2—5.

11. Вычисляем суммарное значение необходимой поверхности теплообмена

$$\Sigma F' = \frac{NTU\,W_{мин}}{k} = \frac{0{,}314\cdot 5\cdot 1000}{38{,}4} = 41 \text{ м}^2$$

$$\left(\Sigma F' = \frac{0{,}314\cdot 4320}{33} = 41 \text{ м}^2\right).$$

12. Расчетное число рядов калориферов по ходу воздуха

$$z' = \frac{41}{47{,}8} = 0{,}856.$$

13. Действительное количество рядов калориферов

$$z = 1,$$

действительная суммарная поверхность теплообмена

$$\Sigma F = \Sigma F_р\, z = F z = 47{,}8\cdot 1 = 47{,}8 \text{ м}^2.$$

14. Запас поверхности теплообмена

$$\psi = \frac{\Sigma F - \Sigma F'}{\Sigma F'}\ 100 = \frac{47{,}8 - 41}{41}\ 100 = 16{,}6\%.$$

Запас поверхности теплообмена большой. Калориферы такого типа с меньшим числом трубок по ходу воздуха не производятся. Принимаем для воздухонагревательной установки один калорифер КВБ—8.

Калорифер КВБ-8 имеет следующие технические характеристики: $F = 35{,}7$ м^2; $f_в = 0{,}416$ м^2.

15. По формуле (109) определяем массовую скорость воздуха в установке

$$v\rho = \frac{5}{0{,}416} = 12 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$$

$$\left[v\rho = \frac{18\,000}{3600\cdot 0{,}416} = 12 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}\right].$$

16. Вычисляем коэффициент теплопередачи установки

$$k = 17{,}8\cdot 12^{0{,}351} = 42{,}6 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°C)},$$

$$[k = 15{,}3\cdot 12^{0{,}351} = 36{,}6 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{°C)}].$$

17. Определяем число единиц переноса тепла

$$NTU = \frac{kF}{W_{мин}} = \frac{42{,}6\cdot 35{,}7}{1000\cdot 5} = 0{,}304$$

$$(NTU = \frac{36{,}6\cdot 35{,}7}{4320} = 0{,}304).$$

18. По рис. 17 находим к. п. д. воздухонагревательной установки

$$\varepsilon = 0{,}285.$$

19. По формуле (1) вычисляем количество тепла, передающегося от воды к воздуху в единицу времени

$$Q = 0{,}285\cdot 5\cdot 126{,}7 = 180 \text{ кВт}$$

$$(Q = 0{,}285\cdot 4320\cdot 126{,}7 = 155\,700 \text{ ккал/ч}).$$

20. Определяем запас теплопроизводительности установки

$$\psi_Q = \frac{180 - 170}{170}\ 100 = 5{,}9\%$$

$$(\psi_Q = \frac{155\,700 - 147\,000}{147\,000}\ 100 = 5{,}9\%).$$

21. Находим аэродинамическое сопротивление теплообменной установки по эмпирическому уравнению, приведенному в прил. 7:

$$\Sigma \Delta p = \Delta p = 1{,}5\,(v\rho)^{1{,}69} = 1{,}5 \cdot 12^{1{,}69} = 101 \text{ Па}$$

$$(\Sigma \Delta p = 0{,}153 \cdot 12^{1{,}69} = 10{,}3 \text{ кгс/м}^2).$$

Методика решения задач второго типа

Заданы: суммарная поверхность теплообмена воздухонагревателей ΣF, живые сечения по воздуху $\Sigma f_в$ и воде Σf_w, расходы воздуха $G_в$ и воды G_w (или давление пара), температура воздуха $t_н$ и воды t_1 на входе в установку, схема соединения теплообменников между собой и направления движения воздуха и воды в установке.

Требуется определить: количество тепла Q, которое передается от воды к воздуху в единицу времени, температуры воздуха $t_к$ и воды t_2 на выходе из установки, а также аэродинамическое $\Sigma\Delta p$ и гидравлическое $\Sigma\Delta H$ сопротивления.

Решение задачи состоит в следующем.

1. Определяют водяные эквиваленты воздуха $W_в$ и воды W_w (меньший из них называют также $W_{мин}$, а больший — $W_{макс}$) и вычисляют отношение $W_{мин}/W_{макс}$:

$$W_в = c_p G_в;$$

$$W_w = c_w G_w;$$

$$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = \frac{W_в}{W_w}, \text{ если } W_в < W_w;$$

$$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = \frac{W_w}{W_в}, \text{ если } W_w < W_в.$$

2. Находят массовую скорость воздуха $v\rho$, используя формулу (108),

$$v\rho = G_в/\Sigma f_в, \text{ если } G_в \text{ в кг/с}$$

$$[v\rho = G_в/(3600\,\Sigma f_в), \text{ если } G_в \text{ в кг/ч}].$$

3. Вычисляют скорость воды в трубках теплообменников, используя уравнение (111),

$$w = G_w/(\rho_w \Sigma f_w), \text{ если } G_w \text{ в кг/с}$$

$$\left(w = \frac{G_w}{3600\,\rho_w \Sigma f_w}, \text{ если } G_w \text{ в кг/ч}\right).$$

4. Определив средние значения $v\rho$ и w, по соответствующей формуле (прил. 7) находят средний коэффициент теплопередачи k.

5. По формуле (3) вычисляют число единиц переноса тепла

$$NTU = \frac{k\Sigma F}{W_{мин}}.$$

В эту формулу требуется подставить коэффициент теплопередачи, отнесенный к средней логарифмической разности температур. Допускается также подставлять k, отнесенный к среднеарифметической разности температур, так как разница между ними обычно незначительна.

6. Имея значения $W_{мин}/W_{макс}$ и NTU, в соответствии с выполненной схемой движения теплообменивающихся сред в установке по одной из формул (2), (4)—(6) или рис. 16—19 или прил. 2—5 определяют к.п.д.

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{W_{мин}}{W_{макс}}, \text{ схемы движения сред}\right).$$

7. Вычисляют разность температур воды и воздуха на входе в установку

$$\Delta t_н = t_1 - t_н,$$

а также количество тепла, передающегося от воды к воздуху за единицу времени, по формуле (1)

$$Q = W_{мин}\,\varepsilon\,\Delta t_н.$$

8. Определяют перепад температур воздуха $\Delta t_в$ и воды Δt_w, используя формулу (7):

$$\Delta t_в = \frac{W_{мин}\,\varepsilon\,\Delta t_н}{W_в} = \frac{Q}{W_в};$$

$$\Delta t_w = \frac{W_{мин}\,\varepsilon\,\Delta t_н}{W_w} = \frac{Q}{W_w}.$$

9. Находят среднюю температуру воздуха $t_к$ и воды t_2 на выходе из теплообменной установки:

$$t_к = t_н + \Delta t_в; \quad (120)$$

$$t_2 = t_1 - \Delta t_w. \quad (121)$$

10. С помощью соответствующих формул (см. прил. 7) и вычисленных значений $v\rho$ и w находят аэродинамическое $\Sigma\Delta\rho$ и гидравлическое $\Sigma\Delta H$ сопротивления, суммируя Δp и ΔH одиночных теплообменников в случаях их последовательного соединения между собой по воздуху и воде.

Пример расчета

Теплообменная установка состоит из воздухонагревателя марки 03.1030.0 центрального кондиционера типа КТ, состоящего из двух базовых однометровых теплообменников, соединенных между собой по воздуху параллельно, а по воде — последовательно. Движение потоков воздуха и воды в воздухонагревателе образует перекрестно-точную схему. Воздухонагреватель имеет следующие технические характеристики: суммарная поверхность теплообмена $\Sigma F = 162{,}8$ м², живое сечение по воздуху $\Sigma f_в = 1{,}44$ м², живое сечение по воде $\Sigma f_w = f_w = 0{,}00457$ м².

Через теплообменную установку проходит воздух в количестве $G_в = 11{,}1$ кг/с (40 000 кг/ч) с начальной температурой $t_н = -20$°С и вода в количестве $G_w = 5{,}56$ кг/с (20 000 кг/ч) с температурой на входе в установку $t_1 = 130$°С.

Требуется определить количество тепла Q, которое передается от воды к воздуху в единицу времени, температуру воздуха $t_к$ и воды t_2 на выходе из установки, а также аэродинамическое $\Sigma\Delta p$ и гидравлическое $\Sigma\Delta H$ сопротивления.

Решение примера заключается в следующем.

1. Определяем водяные эквиваленты воздуха и воды, а также отношение $W_{мин}/W_{макс}$:

$$W_в = c_p G_в = 1 \cdot 11{,}1 = 11{,}1 \text{ кВт/°С}$$

$$[W_в = 0{,}24 \cdot 40\,000 = 9560 \text{ ккал/(ч·°С)}];$$

$$W_w = c_w G_w = 4{,}19 \cdot 5{,}56 = 23{,}3 \text{ кВт/°С}$$

$$[W_w = 1 \cdot 20\,000 = 20\,000 \text{ ккал/ (ч·°С)}].$$

Минимальным водяным эквивалентом $W_{мин}$ будет $W_в$, а максимальным $W_{макс} - W_w$.

Находим отношение водяных эквивалентов

$$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = \frac{W_в}{W_w} = \frac{11{,}1}{23{,}3} = 0{,}476$$

$$\left(\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = \frac{9560}{20\,000} = 0{,}476\right).$$

2. Находим массовую скорость воздуха

$$v\rho = \frac{G_в}{\Sigma f_в} = \frac{11{,}1}{1{,}44} = 7{,}7 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

$$\left[v\rho = \frac{40\,000}{3600 \cdot 1{,}44} = 7{,}7 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}\right].$$

3. Вычисляем скорость воды в трубках теплообменника

$$w = \frac{G_w}{\rho_w \Sigma f_w} = \frac{5{,}56}{970 \cdot 0{,}00457} = 1{,}26 \text{ м/с}$$

$$\left(w = \frac{20\,000}{3600 \cdot 970 \cdot 0{,}00457} = 1{,}26 \text{ м/с}\right).$$

4. Определяем коэффициент теплопередачи, используя прил. 7:

$$k = 13{,}9\,(v\rho)^{0{,}5}\, w^{0{,}1} = 13{,}9 \cdot 7{,}7^{0{,}5} \cdot 1{,}26^{0{,}1} = 40{,}3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$$

$$[k = 12 \cdot 7{,}7^{0{,}5} \cdot 1{,}26^{0{,}1} = 34{,}8 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С)}].$$

5. Вычисляем число единиц переноса тепла

$$NTU = \frac{k\Sigma F}{W_{мин}} = \frac{40{,}3 \cdot 163{,}8}{1000 \cdot 11{,}1} = 0{,}595$$

$$\left(NTU = \frac{34{,}8 \cdot 163{,}8}{9560} = 0{,}595\right).$$

6. По рис. 18 находим к. п. д. установки

$$\varepsilon = 0{,}4.$$

7. Вычисляем разность температур воды и воздуха на входе в установку и количество тепла, передающегося от воды к воздуху в единицу времени:

$$\Delta t_н = t_1 - t_н = 130 - (-20) = 150 \text{ °С};$$

$$Q = \varepsilon W_{мин} \Delta t_н = 0{,}4 \cdot 11{,}1 \cdot 150 = 666 \text{ кВт}$$

$$(Q = 0{,}4 \cdot 9560 \cdot 150 = 573\,000 \text{ ккал/ч}).$$

8. Определяем перепад температур воздуха и воды в установке:

$$\Delta t_в = \frac{Q}{W_в} = \frac{666}{11{,}1} = 60 \text{ °С}$$

$$\left(\Delta t_в = \frac{573\,000}{9560} = 60 \text{ °С}\right);$$

$$\Delta t_w = \frac{Q}{W_w} = \frac{666}{23{,}3} = 28{,}6 \text{ °С}$$

$$\left(\Delta t_w = \frac{573\,000}{20\,000} = 28{,}6 \text{ °С}\right).$$

9. Вычисляем среднюю температуру воздуха и воды на выходе из теплообменной установки:

$$t_к = t_н + \Delta t_в = -20 + 60 = 40 \text{ °С};$$

$$t_2 = t_1 - \Delta t_w = 130 - 28{,}6 = 101{,}4 \text{ °С}.$$

10. Находим аэродинамическое и гидравлическое сопротивления воздухонагревателя:

$$\Delta p = 2{,}55\,(v\rho)^{1{,}87} = 2{,}55 \cdot 7{,}7^{1{,}87} = 110 \text{ Па}$$

$$(\Delta p = 0{,}26 \cdot 7{,}7^{1{,}87} = 11{,}8 \text{ кгс/м}^2);$$

$$\Delta H = 2 \cdot 72\,600 = 145\,200 \text{ Па} = 0{,}145 \text{ МПа}$$

$$(\Delta H = 2 \cdot 7{,}4 = 14{,}8 \text{ м вод. ст}).$$

3. ВТОРОЙ ВАРИАНТ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК, ОБОГРЕВАЕМЫХ ВОДОЙ И ПАРОМ

По этому варианту методики часть поверочного расчета воздухонагревательной установки производится с помощью номограммы. Для пользования номограммой (которая названа основной) предварительно аналитически или с помощью второй (вспомогательной) номограммы необходимо определить исходные данные: k, $W_{мин}$, $W_{мин}/W_{макс}$, а также $\Delta t_н$. На основной номограмме, используя исходные данные, можно найти ε и $Q_у$ или F. Определив значение ε, можно легко вычислить $\Delta t_в$ и Δt_w. Основные номограммы и их описание приведены в прил. 8. Описание вспомогательных номограмм в книге не приводится. Эта предварительная часть расчета здесь решается аналитически.

Методика решения задач первого типа

Заданы: тип теплообменников, количество обрабатываемого воздуха $G_в$, температура воздуха на входе в теплообменную установку $t_н$ и на выходе из нее $t_к$, а также температуры воды на входе в установку t_1 и на выходе из нее t_2.

Требуется определить: номер, модель и число теплообменников, схему их соединения между собой по воздуху и воде, режим работы установки, аэродинамическое и гидравлическое сопротивления.

Решение задачи состоит в следующем.

1. Определяют так же, как и по первому варианту методики расчета задач первого типа (пп. 1-8), $W_в$, Q, $\Sigma F_р$, W_w, $W_{мин}/W_{макс}$, k и $\Delta t_н$.

2. Подсчитывают поправочный множитель

$$k_t = \frac{\Delta t_н}{(\Delta t_н)_у},$$

где $\Delta t_н = t_1 - t_н$; $(\Delta t_н)_у$ — величина, численное значение которой дано в подрисуночных подписях к основным номограммам.

3. Используя уравнение (10), вычисляют значение теплового потока $Q_у$ при разности температур теплообменивающихся сред на входе в теплообменную установку $(\Delta t_н)_у$:

$$Q_у = \frac{Q}{k_t}.$$

Значения $Q_у$ нанесены на основной номограмме во втором квадранте.

4. Принимают схему движения воды относительно воздуха в теплообменной установке.

Сначала нужно принять схему, аналогичную ранее выбранной схеме первого ряда теплообменников. Если согласно результатам расчета по этой схеме окажется, что по ходу воздуха требуется установить один ряд теплообменников, то выбранную ранее схему принимают за окончательную. При необходимости установки большего числа рядов теплообменников может быть принята противоточная или перекрестно-точная схема. Для окончательно выбранной схемы следует обязательно уточнить значения w, G_w, W_w, $W_{мин}$, $W_{мин}/W_{макс}$ и использовать только их для окончательного расчета установки.

5. По основной номограмме, соответствующей выбранной схеме движения сред в установке, с помощью вычисленных значений $W_{мин}$, $Q_у$, $W_{мин}/W_{макс}$, и k находят требуемую величину теплообменной поверхности $\Sigma F'$.

6. Находят так же, как и по первому варианту методики расчета задач первого типа (пп. 12-14), число рядов теплообменников по ходу воздуха z и запас поверхности теплообмена Ψ.

При большом значении Ψ подбирают теплообменную установку из других моделей или номеров воздухонагревателей. При выборе вариантов воздухонагревателей основная номограмма оказывает существенную помощь.

Пример расчета

Требуется подобрать воздухонагревательную установку, состоящую из калориферов КМС для следующих условий: $G_в = 2{,}78$ кг/с (10 000 кг/ч), $t_н = -10$°С, $t_к = 15$°С, $t_1 = 130$°С, $t_2 = 70$°С и определить $\Sigma\Delta p$ и $\Sigma\Delta H$.

Решение примера заключается в следующем.

1. Определяем:

водяной эквивалент воздуха

$$W_в = c_р G_в = 1 \cdot 2{,}78 = 2{,}78 \text{ кВт/°С}$$

$$[W_в = 0{,}24 \cdot 10\,000 = 2400 \text{ ккал/(ч·°С)}];$$

заданный перепад температур воздуха

$$\Delta t_в = t_к - t_н = 15 - (-10) = 25 \text{ °С}$$

и количество тепла, которое требуется передать от воды к воздуху в единицу времени:

$$Q = W_в \Delta t_в = 2{,}78 \cdot 25 = 69{,}4 \text{ кВт}$$

$$(Q = 2400 \cdot 25 = 60000 \text{ ккал/ч}).$$

2. Принимаем массовую скорость воздуха в теплообменной установке $(v\rho)' = 7{,}5$ кг/(м²·с) и вычисляем необходимое живое сечение по воздуху

$$\Sigma f'_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{(v\rho)'} = \frac{2{,}78}{7{,}5} = 0{,}37 \text{ м}^2$$

$$\left(\Sigma f'_{\text{в}} = \frac{10\,000}{3600 \cdot 7{,}5} = 0{,}37 \text{ м}^2\right).$$

3. Выбираем калорифер КМС-7, который имеет следующие технические характеристики: $F = 30{,}4$ м²; $f_{\text{в}} = 0{,}354$ м²; $f_w = 0{,}00114$ м².

В одном ряду теплообменной установки будет установлен один калорифер КМС-7, а поэтому:

$$\Sigma f_{\text{в}} = f_{\text{в}}; \quad \Sigma F_{\text{р}} = F \text{ и } \Sigma f'_w = f_w.$$

4. Уточняем массовую скорость воздуха в выбранной теплообменной установке

$$v\rho = \frac{G_{\text{в}}}{\Sigma f_{\text{в}}} = \frac{2{,}78}{0{,}354} = 7{,}85 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$$

$$\left[v\rho = \frac{10\,000}{3600 \cdot 0{,}354} = 7{,}85 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}\right].$$

5. Определяем заданный перепад температур воды в установке

$$\Delta t_w = t_1 - t_2 = 130 - (70) = 60°\text{C}.$$

Схема движения воздуха и воды в теплообменнике прекрестноточная.

6. Вычисляем расход воды через ряд калориферов установки

$$G_w = \frac{Q}{c_w \Delta t_w} = \frac{69{,}4}{4{,}19 \cdot 60} = 0{,}276 \text{ кг/с}$$

$$\left(G_w = \frac{60\,000}{1 \cdot 60} = 1000 \text{ кг/ч}\right).$$

Определяем водяной эквивалент воды

$$W_w = c_w G_w = 4{,}19 \cdot 0{,}276 = 1{,}155 \text{ кВт/°С}$$

$$[W_w = 1 \cdot 1000 = 1000 \text{ ккал/(ч·°С)}].$$

Находим скорость воды в трубках калорифера

$$w = \frac{G_w}{\rho_w \Sigma f'_w} = \frac{0{,}276}{970 \cdot 0{,}00114} = 0{,}25 \text{ м/с}$$

$$\left(w = \frac{1000}{3600 \cdot 970 \cdot 0{,}00114} = 0{,}25 \text{ м/с}\right).$$

7. Используя соответствующую формулу из прил. 7, подсчитываем коэффициент теплопередачи калорифера КМС-7

$$k = 12{,}9\ (v\rho)^{0{,}393}\, w^{0{,}106} = 12{,}9 \cdot 7{,}85^{0{,}393} \times$$

$$\times 0{,}25^{0{,}106} = 25 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}$$

$$[k = 11{,}1 \cdot 7{,}85^{0{,}393} \cdot 0{,}25^{0{,}106} = 21{,}5 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{°С)}].$$

8. Находим отношение водяных эквивалентов

$$\frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}} = \frac{W_w}{W_{\text{в}}} = \frac{1{,}155}{2{,}78} = 0{,}415$$

$$\left(\frac{W_{\text{мин}}}{W_{\text{макс}}} = \frac{1000}{2400} = 0{,}415\right).$$

Подсчитываем разность температур воды и воздуха на входе в установку

$$\Delta t_{\text{н}} = t_1 - t_{\text{н}} = 130 - (-10) = 140°\text{C}.$$

9. Определяем поправочный множитель

$$k_t = \frac{\Delta t_{\text{н}}}{(\Delta t_{\text{н}})_{\text{у}}} = \frac{140}{100} = 1{,}4.$$

10. Вычисляем условное значение теплового потока КУ

$$Q_{\text{у}} = \frac{Q}{k_t} = \frac{69{,}4}{1{,}4} = 49{,}5 \text{ кВт}$$

$$\left(Q_{\text{у}} = \frac{60\,000}{1{,}4} = 42\,800 \text{ ккал/ч}\right).$$

11. По основной номограмме для перекрестного тока при $W_w < W_{\text{в}}$ находим требуемую величину теплообменной поверхности

$$\Sigma F' = 30 \text{ м}^2.$$

12. Определяем расчетное число рядов калориферов

$$z' = \frac{\Sigma F'}{\Sigma F_{\text{р}}} = \frac{30}{30{,}4} = 0{,}987.$$

Округляем значение z' до ближайшего целого числа $z = 1$ и находим действительную поверхность теплообмена

$$\Sigma F = \Sigma F_{\text{р}}\, z = 30{,}4 \text{ м}^2.$$

13. Определяем запас поверхности теплообмена

$$\psi = \frac{\Sigma F - \Sigma F'}{\Sigma F'}\ 100 = \frac{30{,}4 - 30}{30}\ 100 = 1{,}33\%.$$

14. Находим аэродинамическое сопротивление теплообменной установки, используя соответствующее эмпирическое уравнение прил. 7:

$$\Sigma \Delta p = \Delta p z = 1{,}2\ (v\rho)^{1{,}76} \cdot 1 = 1{,}2 \cdot 7{,}85^{1{,}76} \cdot 1 = 45{,}2 \text{ Па}$$

$$(\Sigma \Delta p = 0{,}122 \cdot 7{,}85^{1{,}76} \cdot 1 = 4{,}6 \text{ кгс/м}^2).$$

15. По номограмме прил. 7 находим гидравлическое сопротивление калориферной установки

$$\Sigma \Delta H = \Delta H z = \Delta H = 1{,}48 \text{ кПа}$$

$$(\Sigma \Delta H = 0{,}151 \text{ м вод. ст.}).$$

Методика решения задач второго типа

Заданы: суммарная поверхность теплообмена теплообменников ΣF, живое сечение по воздуху $\Sigma f_в$ и воде Σf_w расходы воздуха $G_в$ и воды G_w (или давление пара), температура воздуха $t_н$ и воды t_1 на входе в установку, схемы соединения отдельных теплообменников между собой и направления движения воздуха и воды в установке.

Требуется определить: количество тепла Q, которое передается в единицу времени от одного теплоносителя к другому, температуру воздуха $t_к$ и воды t_2 на выходе из установки, а также аэродинамическое $\Sigma\Delta p$ и гидравлическое $\Sigma\Delta H$ сопротивления.

Решение задачи состоит в следующем.

1. Определяют так же, как и по первому варианту методики расчета задач второго типа (пп. 1—4, 7), величины $W_в$, W_w, $W_{мин}/W_{макс}$, k и $\Delta t_н$.

2. Подсчитывают поправочный множитель k_t:

$$k_t = \frac{\Delta t_н}{(\Delta t_н)_у},$$

где $\Delta t_н = t_1 - t_н$; $(\Delta t_н)_у$ — условная величина, численное значение которой приведено в подрисуночной подписи к основной номограмме.

3. По основной номограмме, соответствующей схеме движения теплообменивающихся сред в установке, имея значения $W_{мин}$, k, ΣF и $W_{мин}/W_{макс}$, находят $Q_у$ и ε.

4. Вычисляют количество тепла, которое передается в установке от воды к воздуху в единицу времени

$$Q = k_t Q_у.$$

5. Подсчитывают перепады температур воздуха $\Delta t_в$ и воды Δt_w:

$$\Delta t_в = \varepsilon \Delta t_н \text{ (при } W_в < W_w);$$

$$\Delta t_в = \frac{W_{мин}}{W_{макс}} \varepsilon \Delta t_н \text{ (при } W_в > W_w);$$

$$\Delta t_w = \frac{W_{мин}}{W_{макс}} \varepsilon \Delta t_н \text{ (при } W_в < W_w);$$

$$\Delta t_w = \varepsilon \Delta t_н \text{ (при } W_в > W_w).$$

6. Определяют температуру воздуха $t_к$ и воды t_2 на выходе из теплообменной установки:

$$t_к = t_н + \Delta t_в;$$

$$t_2 = t_1 - \Delta t_w.$$

7. Учитывая схему соединения теплообменников по воздуху, с помощью прил. 7 вычисляют аэродинамическое сопротивление теплообменной установки $\Sigma\Delta p$. Аэродинамическое сопротивление параллельно соединенных по воздуху теплообменников будет таким же, как и сопротивление одного аппарата Δp. При последовательном соединении теплообменников по воздуху аэродинамическое сопротивление установки возрастает пропорционально числу рядов аппаратов

$$\Sigma \Delta p = \Delta p z.$$

8. Находят гидравлическое сопротивление теплообменной установки. Гидравлическое сопротивление параллельно соединенных по воде теплообменников будет таким же, как и сопротивление одного аппарата ΔH:

$$\Sigma \Delta H = \Delta H.$$

Значение ΔH определяется по соответствующей эмпирической формуле или номограмме прил. 7. При последовательном соединении теплообменников по воде гидравлическое сопротивление установки определяется по формуле

$$\Sigma \Delta H = \Delta H z.$$

Пример расчета

Воздухонагревательная установка состоит из четырех калориферов КЗВП-5, соединенных между собой по воздуху в два ряда по два теплообменника, и имеет следующие технические характеристики: $\Sigma F = 83{,}6$ м²; $\Sigma f_в = 0{,}488$ м²; $\Sigma f_w = 0{,}00192$ м²; $G_в = 2{,}78$ кг/с (10 000 кг/ч); $G_w = 0{,}634$ кг/с (2280 кг/ч); $t_н = -22$°С; $t_1 = 130$°С. Схема движения теплоносителей перекрестно-точная.

Требуется определить Q, $t_к$, t_2, $\Sigma\Delta p$ и $\Sigma\Delta H$.

Решение примера заключается в следующем.

1. Определяем водяные эквиваленты воздуха и воды и отношение $W_{мин}/W_{макс}$:

$$W_в = c_p G_в = 1 \cdot 2{,}78 = 2{,}78 \text{ кВт/°С}$$

$$[W_в = 0{,}24 \cdot 10\,000 = 2400 \text{ ккал/(ч·°С)}];$$

$$W_w = c_w G_w = 4{,}19 \cdot 0{,}634 = 2{,}65 \text{ кВт/°С}$$

$$[W_w = 1 \cdot 2280 = 2280 \text{ ккал/(ч·°С)}].$$

Минимальным водяным эквивалентом $W_{мин}$ будет значение W_w, максимальным $W_{макс} = W_в$.

Подсчитываем отношения водяных эквивалентов

$$\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = \frac{W_w}{W_в} = \frac{2{,}65}{2{,}78} = 0{,}954$$

$$\left(\frac{W_{мин}}{W_{макс}} = \frac{2280}{2400} = 0{,}954\right).$$

2. Находим массовую скорость воздуха

$$v\rho = \frac{\Sigma G_в}{\Sigma f_в} = \frac{2{,}78}{0{,}488} = 5{,}68 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$$

$$\left[v\rho = \frac{\Sigma G_в}{3600 \Sigma f_в} = \frac{10\,000}{3600 \cdot 0{,}488} = 5{,}68 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}\right].$$

3. Вычисляем скорость воды в трубках теплообменников

$$w = \frac{G_w}{\rho_w \Sigma f_w} = \frac{0{,}634}{970 \cdot 0{,}00192} = 0{,}34 \text{ м/с}$$

$$\left(w = \frac{G_w}{3600 \rho_w \Sigma f_в} = \frac{2280}{3600 \cdot 970 \cdot 0{,}00192} = 0{,}34 \text{ м/с}\right).$$

4. Определяем коэффициент теплопередачи

$$k = 12{,}9 (v\rho)^{0{,}393} w^{0{,}106} = 12{,}9 \cdot 5{,}68^{0{,}393} \cdot 0{,}34^{0{,}106} =$$

$$= 22{,}8 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}$$

$$[k = 11{,}1 \cdot 5{,}68^{0{,}393} \cdot 0{,}34^{0{,}106} = 19{,}6 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч·°С)}].$$

5. По основной номограмме для перекрестно-точной схемы при $W_w < W_в$, имея значения $W_{мин}$, k, $W_{мин}/W_{макс}$ и ΣF, находим

$$Q_у = 112 \text{ кВт}$$

$$(Q_у = 96500 \text{ ккал/ч});$$

$$\varepsilon = 0{,}41.$$

6. Подсчитываем разность температур воды и воздуха на входе в установку и поправочный коэффициент:

$$\Delta t_н = t_1 - t_н = 130 - (-22) = 152 \text{ °С};$$

$$k_t = \frac{\Delta t_н}{(\Delta t_н)_у} = \frac{152}{100} = 1{,}52.$$

7. Вычисляем количество тепла, которое передается от воды к воздуху в единицу времени,

$$Q = k_t Q_у = 1{,}52 \cdot 112 = 170 \text{ кВт}$$

$$(Q = 1{,}52 \cdot 96\,500 = 146\,500 \text{ ккал/ч}).$$

8. Определяем перепады температур воздуха и воды в калориферной установке при $W_н > W_w$:

$$\Delta t_в = \frac{W_w}{W_в} \varepsilon \Delta t_н = 0{,}954 \cdot 0{,}41 \cdot 152 = 59{,}5 \text{ °С};$$

$$\Delta t_w = \varepsilon \Delta t_н = 0{,}41 \cdot 152 = 62{,}2 \text{ °С}.$$

9. Находим температуру воздуха $t_к$ и воды t_2 на выходе из теплообменной установки:

$$t_к = t_н + \Delta t_в = -22 + 59{,}5 = 37{,}5 \text{ °С};$$

$$t_2 = t_1 - \Delta t_w = 130 - 62{,}2 = 67{,}8 \text{ °С}.$$

10. Вычисляем аэродинамическое сопротивление установки по формуле, взятой из прил. 7:

$$\Delta p = 1{,}2 (v\rho)^{1{,}76} = 1{,}2 \cdot 5{,}7^{1{,}76} = 25{,}6 \text{ Па}$$

$$(\Delta p = 0{,}122 \cdot 5{,}7^{1{,}76} = 2{,}6 \text{ кгс/м}^2).$$

11. Определяем гидравлическое сопротивление с помощью прил. 7:

$$\Delta H = 5{,}4 \cdot 2{,}94 = 15{,}9 \text{ кПа}$$

$$(\Delta H = 5{,}4 \cdot 0{,}3 = 1{,}62 \text{ м вод. ст.}).$$

В этом выражении 5,4 — множитель, учитывающий количество ходов воды в калорифере.

4. ТРЕТИЙ ВАРИАНТ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК, ОБОГРЕВАЕМЫХ ВОДОЙ

Методика решения задач первого типа

Заданы: тип воздухонагревателя, количество обрабатываемого воздуха $G_в$, температура воздуха на входе в теплообменную установку $t_н$ и на выходе из нее $t_к$, а также температура воды на входе в установку t_1 и на выходе из нее t_2.

Требуется определить: номер и число теплообменников, схему их соединения между собой по воздуху и по воде, режим работы установки, аэродинамическое и гидравлическое сопротивления.

Решение задачи состоит в следующем.

1. Определяют заданный перепад температур воздуха в установке, перепад температур воды, а также разность температур воды и воздуха на входе в установку и поправочный множитель:

$$\Delta t_в = t_к - t_н;$$

$$\Delta t_w = t_1 - t_2;$$

$$\Delta t_н = t_1 - t_н;$$

$$k_t = \frac{\Delta t_н}{(\Delta t_н)_у},$$

где $(\Delta t_н)_у$ — условная величина, приведенная в подрисуночной подписи к ДСХ.

2. Подсчитывают значения $(\Delta t_в)_у$ и $(\Delta t_w)_у$, нанесенные на ДСХ и соответствующие значениям $\Delta t_в$ и Δt_w, а также отношение $(\Delta t_в)_у/(\Delta t_w)_у$:

$$(\Delta t_в)_у = \frac{\Delta t_в}{k_t};$$

$$(\Delta t_w)_у = \frac{\Delta t_w}{k_t}.$$

3. Задаются массовой скоростью $(v\rho)'$, по заданному значению $G_в$ и $(v\rho)'$, определяют требуемое суммарное живое сечение воздухонагревателей для прохода воздуха $\Sigma f'_в$:

$$\Sigma f'_в = \frac{G_в}{(v\rho)'}, \text{ если } G_в \text{ в кг/с}$$

$$\left(\Sigma f'_в = \frac{G_в}{3600\,(v\rho)'}, \text{ если } G_в \text{ в кг/ч}\right).$$

4. Выбирают один или несколько $z_р$ воздухонагревателей с таким расчетом, чтобы суммарное живое сечение для прохода воздуха в выбранных теплообменниках было приблизительно равно требуемому:

$$\Sigma f_в = f_в z_р.$$

5. Уточняют массовую скорость воздуха в принятой воздухонагревательной установке

$$v\rho = \frac{G_в}{\Sigma f_в}, \text{ если } G_в \text{ в кг/с}$$

$$\left(v\rho = \frac{G_в}{3600\,\Sigma f_в}, \text{ если } G_в \text{ в кг/ч}\right).$$

6. На оси абсцисс ДСХ, построенной для заданного в условии задачи воздухонагревателя, находят отметку, соответствующую значению $v\rho$ и через эту отметку проводят вертикальную линию, пересекающую всю ДСХ и ее шкалы. По шкале Δp (вверху ДСХ) определяют аэродинамическое сопротивление.

7. Находят на проведенной вертикальной линии точку, в которой $(\Delta t_в)_у/(\Delta t_w)_у$ равно значению, вычисленному в п. 2. В полученной точке (характеризующей режим работы воздухонагревателя) определяют $(\Delta t_в)_у$. Если $(\Delta t_в)_у$ равна или больше, чем требуется по заданию (см. п. 2), то один воздухонагреватель по ходу воздуха способен нагреть его на заданный перепад. При этом запас теплопроизводительности не должен быть слишком большим. При большом запасе выбирают другой теплообменник с меньшим числом рядов трубок или меньшего номера. Если же требуемое по заданию значение $(\Delta t_в)_у$ больше полученного на ДСХ, то необходимо устанавливать последовательно по ходу воздуха несколько воздухонагревателей. При перекрестном токе сред необходимое число последовательно установленных теплообменников z' можно определить по рис. 27, для чего предварительно определяют исходные значения $\Delta t_в/(\Delta t_в)_1$ и t_s:

$$\frac{\Delta t_в}{(\Delta t_в)_1} = \frac{\Delta t_в}{k_t\,(\Delta t_в)_{у1}}; \qquad (122)$$

$$\Delta t_s = \frac{(\Delta t_в)_{у1}}{(\Delta t_н)_{у1}}, \qquad (123)$$

где $\Delta t_в$ и k_t — значения, вычисленные в п. 1; $(\Delta t_в)_{у1}$ и $(\Delta t_в)_{у1}/(\Delta t_н)_{у1}$ — значения, которые находятся по ДСХ, построенной для одного воздухонагревателя.

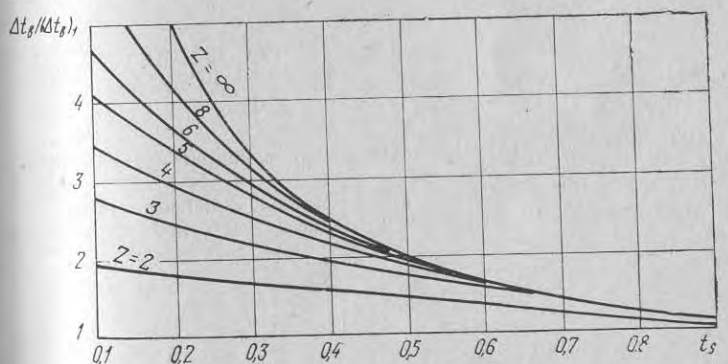


Рис. 27. Номограмма для определения требуемого числа теплообменников z при перекрестно-точной схеме

Округляют z' до ближайшего целого числа z и по рис. 27 уточняют значение $\Delta t_в/(\Delta t_в)_1$. Определяют действительное значение $\Delta t_в$ в выбранной ВУ:

$$\Delta t_в = \frac{\Delta t_в}{(\Delta t_в)_1}\,(\Delta t_в)_1.$$

8. Вычисляют запас теплопроизводительности ВУ. При большом запасе необходимо принять другую модель или другой номер воздухонагревателя и произвести поверочный расчет выбранной новой установки по методике решения задач второго типа.

9. Через точку, характеризующую режим работы установки, проводят горизонтальную линию через всю ДСХ и ее шкалы.

В точках пересечения проведенной линии со шкалами находят расход воды и гидравлическое сопротивление одного воздухонагревателя. Затем в соответствии с выбранной схемой соединения воздухонагревателей по воде вычисляют суммарные расходы воды и гидравлическое сопротивление ВУ.

Пример расчета

Требуется подобрать воздухонагревательную установку, состоящую из калориферов КМС-7, для следующих условий: $G_в = 2{,}78$ кг/с (10 000 кг/ч); $t_н = -10$°С; $t_к = 15$°С; $t_1 = 130$°С; $t_2 = 70$°С и определить $\Sigma\Delta p$ и $\Sigma\Delta H$.

Решение примера заключается в следующем.

1. Определяем заданный перепад температур воздуха и воды на входе в установку и поправочный множитель:

$$\Delta t_в = t_к - t_н = 15 - (-10) = 25\ °С;$$

$$\Delta t_w = t_1 - t_2 = 130 - 70 = 60\ °С;$$

$$\Delta t_н = t_1 - t_н = 130 - (-10) = 140\ °С;$$

$$k_t = \frac{\Delta t_н}{(\Delta t_н)_у} = \frac{140}{100} = 1{,}4,$$

где 100 — условная величина, приведенная в подрисуночной подписи к ДСХ.

2. Подсчитываем значения $(\Delta t_в)_у$ и $(\Delta t_w)_у$, нанесенные на ДСХ и соответствующие значения $\Delta t_в$ и Δt_w, а также отношение этих величин:

$$(\Delta t_в)_у = \frac{\Delta t_в}{k_t} = \frac{25}{1{,}4} = 17{,}9\ °С;$$

$$(\Delta t_w)_у = \frac{\Delta t_w}{k_t} = \frac{60}{1{,}4} = 42{,}8\ °С;$$

$$\frac{(\Delta t_в)_у}{(\Delta t_w)_у} = \frac{17{,}9}{42{,}8} = 0{,}417.$$

3. На оси абсцисс ДСХ калорифера КМС-7 (рис. 28) находим отметку, соответствующую заданному расходу воздуха $G_в = 2{,}78$ кг/с (10 000 кг/ч), через эту отметку проводим вертикальную линию, пересекающую всю ДСХ и ее шкалы (чтобы не портить ДСХ, вертикальную линию следует проводить на прозрачной бумаге, наложенной и закрепленной на ДСХ). По шкале $\Delta p_в$ (вверху ДСХ) определяем аэродинамическое сопротивление

$$\Delta p = 50\ Па$$

$$(\Delta p = 5{,}1\ мм\ вод.\ ст.).$$

4. Находим на проведенной вертикальной линии $G_в = 2{,}78$ кг/с точку, в которой $(\Delta t_в)_у/(\Delta t_w)_у = 0{,}417$. Эта точка будет характеризовать режим работы КУ, соответствующий заданным условиям. При выбранном режиме $(\Delta t_в)_у \approx 18{,}6$°С; $(\Delta t_w)_у \approx 44{,}5$°С.

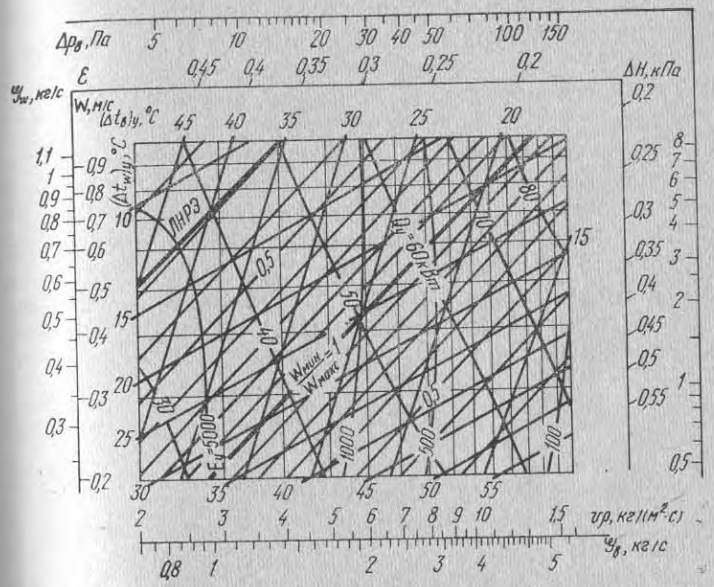


Рис. 28. Диаграмма совмещенных характеристик калорифера КМС-7 при $(\Delta t_н)_у = 100$°С

Значение $(\Delta t_в)_у$, полученное на ДСХ, примерно на 4% больше вычисленного в п. 2. Следовательно, один калорифер обеспечивает заданный нагрев воздуха. Заданный нагрев воздуха $[(\Delta t_в)_у = 17{,}9$°С] будет точно обеспечиваться при некотором уменьшении скорости воды в трубках калорифера. На ДСХ можно легко определить значения величин при новом режиме работы калорифера.

В точке пересечения $G_в = 2{,}78$ кг/с и $(\Delta t_в)_у = 17{,}9$°С на ДСХ находим $(\Delta t_w)_у = 46$°С. Действительное значение перепада температуры воды будет составлять

$$\Delta t_w = k_t (\Delta t_w)_у = 1{,}4 \cdot 46 = 64{,}3\ °С.$$

Температура воды на выходе из теплообменной установки равна

$$t_2 = t_1 - \Delta t_w = 130 - 64{,}3 = 65{,}7\ ^\circ\text{C}.$$

Через полученную точку проводим горизонтальную линию. В точках пересечения этой линии со шкалами получаем расход воды $G_w \approx 0{,}258$ кг/с (928 кг/ч), скорость воды в трубках калорифера $w \approx 0{,}23$ м/с и гидравлическое сопротивление $\Delta H \approx 600$ Па (0,061 м вод. ст.).

Методика решения задач второго типа

Заданы: теплообменник, расходы воздуха $G_в$ и воды G_w, температура воздуха $t_н$ и воды t_1 на входе в установку.

Требуется определить: тепловой поток Q, температуру воздуха $t_к$ и воды t_2 на выходе из установки, а также аэродинамическое Δp и гидравлическое ΔH сопротивления.

Решение задачи состоит в следующем.

1. По заданным значениям $G_в$ и G_w с помощью ДСХ выбранного теплообменника определяют $Q_у$, $(\Delta t_в)_у$, $(\Delta t_w)_у$, Δp и ΔH. Затем находят поправочный коэффициент k_t и вычисляют значения Q, $\Delta t_в$ и Δt_w, умножая на k_t величины $Q_у$, $(\Delta t_в)_у$ и $(\Delta t_w)_у$:

$$k_t = \frac{\Delta t_н}{(\Delta t_н)_у} = \frac{t_1 - t_н}{(\Delta t_н)_у};$$

$$Q = k_t Q_у;$$

$$\Delta t_в = k_t (\Delta t_в)_у;$$

$$\Delta t_w = k_t (\Delta t_w)_у.$$

Величины Q, $\Delta t_в$ и Δt_w — искомые, а эти же величины, но с индексом «у» получены с помощью ДСХ.

2. Значения $t_к$ и t_2 определяют по формулам:

$$t_к = t_н + \Delta t_в;$$

$$t_2 = t_1 - \Delta t_w.$$

Пример расчета

Воздухонагревательная установка состоит из калорифера КМС-7. Расход воздуха через калорифер $G_в = 4{,}17$ кг/с (15 000 кг/ч), расход воды $G_w = 0{,}833$ кг/с (3000 кг/ч), температура воздуха $t_н = -20$°С и воды $t_1 = 130$°С. Требуется определить Q, $t_к$, t_2, Δp, ΔH.

Решение примера заключается в следующем.

1. На рис. 28 через отметку $G_в = 4{,}17$ кг/с (15 000 кг/ч) на шкале абсцисс и $G_w = 0{,}833$ кг/с (3000 кг/ч) на шкале ординат проводим соответственно вертикальную и горизонтальную линии. В точке пересечения проведенных линий определяем $Q_у$, $(\Delta t_в)_у$ и $(\Delta t_w)_у$:

$$Q_у \approx 78{,}5 \text{ кВт}$$

$$(Q_у \approx 67\,500 \text{ ккал/ч});$$

$$(\Delta t_в)_у \approx 18\ ^\circ\text{C};$$

$$(\Delta t_w)_у \approx 22{,}5\ ^\circ\text{C}.$$

В точке пересечения вертикальной линии и верхней шкалы абсцисс находим Δp:

$$\Delta p \approx 100 \text{ Па}$$

$$(\Delta p \approx 10{,}2 \text{ мм вод. ст}).$$

В точке пересечения горизонтальной линии и правой оси ординат имеем

$$\Delta H = 5{,}1 \text{ кПа}$$

$$(\Delta H = 0{,}52 \text{ м вод. ст}).$$

2. Определяем поправочный коэффициент

$$k_t = \frac{\Delta t_н}{(\Delta t_н)_у} = \frac{130 - (-20)}{100} = 1{,}5.$$

3. Вычисляем Q, $\Delta t_в$, Δt_w:

$$Q = k_t Q_у = 1{,}5 \cdot 78{,}5 = 118 \text{ кВт}$$

$$(Q = 67\,500 \cdot 1{,}5 = 101\,250 \text{ ккал/ч});$$

$$\Delta t_в = 1{,}5 \cdot 18 = 27\ ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_w = 1{,}5 \cdot 22{,}5 = 33{,}8\ ^\circ\text{C}.$$

4. Определяем значение $t_к$ и t_2:

$$t_к = -20 + 27 = 7\ ^\circ\text{C};$$

$$t_2 = 130 - 33{,}8 = 96{,}2\ ^\circ\text{C}.$$

5. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Поверочный расчет электронагревательной установки, которая может быть смонтирована из одного или нескольких электрокалориферов, состоит из выбора типа, модели и числа теплообменников, а также проверки соответствия заданных параметров воздуха тем, которые обеспечивает выбранная установка. Кроме того, в поверочный расчет входит определение аэродинамического сопротивления выбранной установки.

Выбор типа и модели электрокалориферов при проектировании СВ и КВ промышленных, общественных и жилых зданий в настоящее время проводить не требуется, так как для этих зданий серийно производят электрокалориферы лишь одного типа и модели СФО. Перечень электрокалориферов типа СФО приведен в прил. 11.

Наиболее часто в практике проектирования при подборе электрокалориферов встречаются задачи, когда известными (заданными) являются следующие величины: расход воздуха $G_в$ температура воздуха на входе в электрокалориферную установку $t_н$ и на выходе из нее $t_к$, напряжение электрической сети U, а также характеристики электрокалориферов: мощность одного электрокалорифера N_1, живое сечение для прохода воздуха $f_в$, предельно допустимая температура поверхности ТЭН $t_{ст}$.

Рекомендуется такая последовательность поверочного графоаналитического расчета электрокалориферной установки.

1. Определяют водяной эквивалент воздуха $W_в$, заданный перепад температуры воздуха в установке $\Delta t_в$ и количество тепла Q, которое необходимо передавать воздуху в единицу времени для его нагревания:

$$W_в = c_р G_в;$$

$$\Delta t_в = t_к - t_н;$$

$$Q = W_в \Delta t_в.$$

2. Вычисляют потребную мощность установки, кВт:

$$N' = \frac{Q}{C},$$

где C — переводной коэффициент, значение которого зависит от выбора единицы для Q.

Если Q в Вт, то $C = 1000$ Вт/кВт; при измерении Q в ккал/ч переводной множитель $C = 860$ ккал/кВт.

3. Выбирают значение массовой скорости воздуха в установке $(v\rho)'$ и определяют требуемое суммарное живое сечение электрокалориферной установки для прохода воздуха

$$f'_в = \frac{G_в}{3600\,(v\rho)'}, \text{ если } G_в \text{ в кг/ч.}$$

Порядок выбора массовой скорости воздуха зависит от формы представления исходных данных. Для калориферов СФО имеются графики минимальных значений скоростей воздуха v [7, 18] в зависимости от его температуры на входе в установку $t_н$. Кривые линии на этих графиках рассчитаны при условии, что температура на поверхности нагревателей будет равна 150°С

При выборе v точка, лежащая на пересечении линий $t_в = \text{const}$ и $v = \text{const}$, должна находиться не ниже кривой.

Методика выбора оптимальных скоростей воздуха с экономической точки зрения к настоящему времени не разработана.

4. Пользуясь паспортными характеристиками электрокалориферов, подбирают один или несколько $z_р$ теплообменников в ряду с таким расчетом, чтобы их живое сечение для прохода воздуха одного $f_в$ или нескольких $\Sigma f_в = f_в z_р$ электрокалориферов было приблизительно равно требуемому согласно расчету $f'_в$. Находят мощность одного выбранного воздухонагревателя N_1.

5. Уточняют массовую скорость воздуха в выбранной теплообменной установке

$$v\rho = \frac{G_в}{3600\,\Sigma f_в} \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}, \text{ если } G_в \text{ в кг/ч.}$$

6. Вычисляют суммарную мощность одного ряда теплообменников

$$N_р = N_1 z_р.$$

7. Вычисляют число рядов калориферов z', необходимое для нагревания воздуха до заданной температуры

$$z' = \frac{N'}{N_р}.$$

8. Полученное значение z' округляют до ближайшего целого числа z, после чего вычисляют действительную суммарную мощность электрокалориферной установки

$$N = N_р z.$$

9. Определяют запас мощности теплообменной установки

$$\psi_N = \frac{N - N'}{N'}\,100\ [\%].$$

10. При большом запасе мощности необходимо применять другой электрокалорифер меньшего номера и произвести приведенный выше расчет снова.

11. Если электрокалориферы конструктивно выполнены так, что они не могут соединяться по нескольку

штук в один ряд для совместной работы, то их поверочный расчет упрощается, а диапазон мощностей ограничивается.

В этом случае в п. 4 производят выбор лишь одного теплообменника с $f'_в \approx f_в$, п. 6 из расчета исключают; расчетная формула в п. 7 будет иметь вид $z' = N'/N_1$, а в п. 8 — $N = N_1 z$.

12. Для электрокалориферов типа СФО по соответствующему графику [7, 18] перепадов температур воздуха в калорифере $\Delta t_в$ и разности температур поверхности ТЭН и воздуха на выходе из калорифера Δt определяют температуру на выходе из калорифера $t_к$ и стенки $t_{ст}$ наиболее нагретого ТЭН:

$$t_к = t_н + \Delta t_в;$$
$$t_{ст} = t_к + \Delta t.$$

Если последовательно по ходу воздуха установлено больше одного электрокалорифера, то $t_к$ определяют сначала для первого теплообменника, а затем — для второго, причем $t_к$ первого электрокалорифера принимают за $t_н$ для второго.

Температуру стенки определяют и сравнивают с предельно допускаемой температурой стенки только для второго электрокалорифера, так как при одинаковых значениях v_0 температура стенки возрастает с увеличением $t_н$. Если $t_{ст}$ больше допустимой, то производят повторный выбор электронагревателей и расчет установки.

Для уменьшения температуры поверхностей ТЭН при данной температуре воздуха на входе в установку необходимо увеличивать скорости воздуха. При постоянном расходе воздуха этого можно достичь уменьшением живого сечения калорифера, т. е. выбором теплообменника меньшего номера.

13. Находят аэродинамическое сопротивление одного электрокалорифера. Суммарное значение аэродинамического сопротивления нескольких установленных по ходу воздуха электронагревателей $\Sigma\Delta p$ определяют по формуле

$$\Sigma \Delta p = \Delta p z.$$

В эксплуатационной практике может встретиться задача, отличающаяся от рассмотренной. Если электрокалориферная установка смонтирована, а следовательно, известны характеристики электрокалориферов (тип, количество, схема присоединения калориферов к электрической сети, мощность одного электрокалорифера, предельно допустимая температура $t_{ст}$ поверхностей ТЭН, живое сечение для прохода воздуха $f_в$ одного электрокалорифера), то расчетом можно определить допустимый наименьший расход воздуха при различных его температурах на входе в установку, перепады температур воздуха $\Delta t_в$ в установке и его температуру на выходе из установки, а также температуру поверхностей ТЭН и аэродинамическое сопротивление электронагревательной установки Δp.

ГЛАВА III

МОНТАЖ, НАЛАДКА И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

1. ОСОБЕННОСТИ МОНТАЖА ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Под монтажом воздухонагревателей следует понимать их установку в соответствии с проектом в системах, предназначенных для обработки воздуха.

Воздухонагреватели могут входить в состав калориферных установок, систем воздушного отопления, систем кондиционирования воздуха и других устройств. В СКВ они применяются для первого и второго подогрева воздуха, а также для местного подогрева в зональных доводчиках. Монтаж воздухонагревателей в каждой из перечисленных систем имеет свои особенности, изложенные в специальной технической литературе [14, 31, 63]. Поэтому ниже будут рассмотрены в основном те особенности монтажа, от которых зависит эффективность работы воздухонагревательной установки или воздухонагревательного узла более сложной системы. Под воздухонагревательным узлом подразумевается часть системы, в которую входит воздухонагреватель с обслуживающими его устройствами.

Работу, связанную с монтажом воздухонагревателей, можно разделить на два этапа: 1) мероприятия, которые следует выполнить перед монтажом, и 2) собственно монтаж.

Перед монтажом необходимо производить внешний осмотр воздухонагревателей. В ходе осмотра проверяют соответствие теплообменника проекту и его состояние, а также производят несложные исправления повреждений, если они имеются.

На боковом щитке каждого калорифера должна быть прикреплена фирменная табличка, на которой указываются завод-изготовитель (при одинаковом наименовании у калориферов, выпускаемых различными заводами, может быть разная эффективность), тип (паровой или водяной, т. е. одноходовый или многоходовый), модель (число рядов трубок), номер калорифера (фронтальный размер), величина теплопередающей поверхности и другие сведения. Эти данные сверяют с данными проекта.

Если перечисленные данные не совпадают, т. е поставлен не соответствующий проекту калорифер (хотя по присоединительным размерам он подходит), то калорифер монтировать нельзя до тщательной проверки возможности замены запроектированного теплообменника поставленным. Проверка заключается в выполнении расчета ВУ (задача второго типа, см. гл. II).

Патрубки калориферов при транспортировании должны быть закрыты колпаками или заглушены. Если патрубки были открыты, то необходимо убедиться в том, что внутри патрубков, коллекторов и трубок нет загрязнений. При обнаружении загрязнений их следует удалить до производства монтажных работ.

Необходимо тщательно осмотреть оребрение трубок, исправить погнутые и смятые ребра, а также обратить внимание на соответствие ГОСТу зазоров между трубными решетками и крайними ребрами и шагов ребер номинальному шагу.

Если обнаружено, что имеются отклонения в зазорах и шагах ребер или что число смятых ребер значительно, то при наладочных работах необходимо особенно тщательно проверить соответствие теплопроизводительности и аэродинамического сопротивления теплообменной установки их проектным значениям. Править погнутые ребра следует так, чтобы не повредить их оцинковку.

Проверку теплообменников перед монтажом на герметичность и прочность обычно производить не требуется, если нет каких-либо оснований для этого. Эта проверка по каждому теплообменнику должна выполняться на заводе.

При монтаже воздухонагревателей необходимо соблюдать следующие требования.

Для предотвращения замерзания воздухонагреватели и трубопроводы для подвода и отвода теплоносителя размещают в теплой части здания.

Зазоры между теплообменниками и стенками ограждений, а также между отдельными теплообменниками должны быть плотно заделаны для того, чтобы часть воздуха не могла пройти минуя воздухонагреватель. Та часть воздуха, которая будет проходить через зазоры, а не через теплообменные поверхности воздухонагревателей, не будет нагреваться. Следовательно, через теплообменники пойдет меньшее количество воздуха, уменьшится скорость его движения, температура этой части

воздуха после аппарата хотя и увеличится, но количество тепла, которое будет передано воздуху по сравнению с тем количеством тепла, которое было бы передано при прохождении через воздухонагреватель всего количества воздуха, уменьшится. Все это приведет к тому, что воздух за теплообменником после смешения обеих частей будет иметь меньшую температуру. Отклонение этой температуры от проектной будет зависеть от величины неплотностей и режима работы воздухонагревательной установки.

Одноходовые калориферы, обогреваемые водой и паром, допускается устанавливать вертикально и горизонтально.

Паровые калориферы соединяют между собой по пару параллельно. Направление движения пара принимается сверху вниз.

Для осуществления этой схемы подводящий трубопровод пара следует подключать сверху, а отводящий конденсат трубопровод—снизу.

Трубопроводы теплоносителя к калориферам согласно ГОСТ 7201—70 должны присоединяться сваркой. Для удобства обслуживания теплообменников, очистки внутренних поверхностей от вложений, ремонта и замены теплообменных аппаратов на подводящем и обратном трубопроводах необходимо устанавливать запорную арматуру. При разъединении труб у теплообменника запорные устройства оставляют на концах труб системы для того, чтобы система горячей воды могла функционировать на других участках.

При монтаже калориферных установок, состоящих из многоходовых калориферов, допускается только горизонтальное расположение теплообменных трубок. Подвод горячей воды, как правило, осуществляют к верхнему патрубку калорифера; к нижнему патрубку подключают отводящий трубопровод.

Для определения фактической теплопроизводительности теплообменника при его обогреве горячей водой необходимо измерять расход воды через теплообменный аппарат, а также ее температуру на входе и выходе калориферной установки. Если же воздухонагреватель обогревается паром, то требуется замерять лишь давление пара перед теплообменником или его температуру.

Температуру воды можно замерять лабораторными термометрами. Для их установки на подводящем и отво-

дящем трубопроводах должны быть предусмотрены спе-
циальные гильзы. Рекомендации по установке термомет-
ров в гильзах содержатся в книге Г. А. Мурина [45].

Расход воды можно измерять с помощью дроссельно-
го расходомера, состоящего из диафрагмы, дифференци-
ального манометра и соединительных шлангов или тру-
бок, связывающих между собой оба прибора. На трубо-
проводе до и после диафрагмы устанавливают штуцера
2, 10 (см. рис. 29), на которые надевают шланги или
к которым крепят соединительные трубки. Расход при
работе воздухонагревательной установки измеряют по
разности высот рабочей жидкости Δh в дифманометре и
заранее построенному тарировочному графику $G_w = f(\Delta h)$, исходные данные для которого получают ве-
совым или объемным методом на холодной воде, прохо-
дящей по проточной схеме (через открытое запорное
устройство *1*, показанное на рис. 29). Правила устройст-
ва штуцеров, построения тарировочного графика и
определения по Δh расхода горячей воды даны в специ-
альной литературе. Диафрагму устанавливают в трубо-
проводе только на время замеров расхода воды.

Давление пара в подводящем трубопроводе определяют по лабораторному манометру. Для присоединения манометра на трубопроводе должен быть предусмотрен соответствующий штуцер.

При эксплуатации воздухонагревателей на внутренних поверхностях теплообменных трубок образуются твердые отложения, которые увеличивают их термическое сопротивление, уменьшают теплоотдачу и увеличивают гидравлическое сопротивление ΔH. По росту гидравлического сопротивления можно судить о состоянии внутренних, недоступных для визуального наблюдения поверхностей трубок.

Принцип измерения гидравлического сопротивления воздухонагревательной установки такой же, как и принцип измерения расхода. Отличие заключается лишь в том, что в измерительной схеме функции диафрагмы выполняет воздухонагревательная установка, и не требуется строить тарировочный график, так как необходимые данные получают непосредственным замером. При измерениях дифференциальный манометр шлангами или трубками присоединяют к штуцерам *2* и *5* (см. рис. 29). После окончания измерений соединительные шланги снимают, а на штуцера ставят заглушки.

Калориферы с пластинчатым гофрированным оребрением типа «Волна», у которых кромки пластин с одной стороны скошены относительно оси потока воздуха, а с другой—выполнены параллельно общему направлению потока воздуха, следует устанавливать так, чтобы скошенные кромки пластин были со стороны входа воздуха в калорифер.

Для обеспечения удаления воздуха из водяной и паровой систем и слива из них воды и конденсата рекомендуется прокладывать трубопроводы, присоединяемые к воздухонагревателям, с уклоном: для воды—не менее 3 мм на 1 м длины труб, для пара и конденсата—не менее 5 мм на 1 м длины ($i=0{,}003—0{,}005$).

Болты фланцевых соединений и боковых щитков должны быть доступны для подтягивания. Во фланцевых соединениях калориферов с воздуховодами и переходами к ним устанавливают паранитовые, кренгилитовые или асбестовые прокладки. Для калориферов, работающих на воде с температурой ниже 100°С, допускается применение картонных прокладок, проваренных в натуральной олифе.

Опоры под калориферы выполняют из огнестойкого материала. Расстояние от сгораемых конструкций до калориферов рекомендуется устанавливать не менее 100 мм.

Крепление воздуховодов и других конструкций к болтовым соединениям калориферов не допускается.

При установке калориферов в вентиляционной камере с каждой рабочей стороны их необходимо иметь свободное пространство не менее 700 мм, а при установке калориферов в воздуховоде рекомендуется устраивать с обеих сторон люки на уплотняющих прокладках размером не менее 400×400 мм.

Таким образом, при правильном монтаже обеспечивается герметичность стыков между калориферами и ограждениями, достигается удобство регулировки, ремонта и замены оборудования.

На рис. 29 приведена принципиальная монтажная измерительная схема воздухонагревательной установки.

Воздухонагреватели центральных кондиционеров, поставляемые на место монтажа совместно с другими типовыми секциями, необходимо, так же как и калориферы, подвергать внешнему осмотру, а при их монтаже следует учитывать приведенные выше для калориферов

рекомендации. Для обслуживания воздухонагревателей в центральных кондиционерах предусмотрены специальные камеры с герметичными дверками.

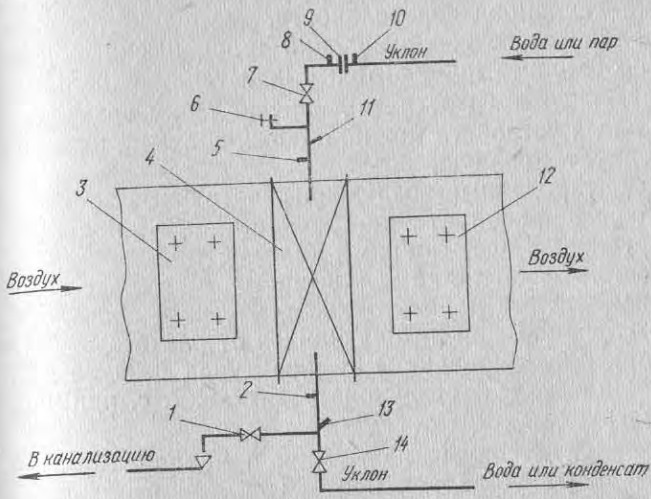


Рис. 29. Принципиальная монтажная измерительная схема воздухонагревательной установки (узла)

1, 7, 14 — запорные устройства; *2, 5, 8, 10* — штуцера для измерения статического давления воды; *3, 12* — лючки для обслуживания воздухонагревателя; *4*— воздухонагреватель; *6* — устройство для подключения манометра; *9* — устройство для установки в трубопроводе диафрагмы; *11, 13* — термометровые гильзы

Воздухонагреватели агрегатов поступают на монтажные площадки уже смонтированными. На месте монтажа остается лишь подключить к воздухонагревателям подводящий и отводящий горячую воду или пар трубопроводы.

На подающих и обратных трубопроводах воздухонагревательных установок предусматривают тепловую изоляцию.

2. ОСОБЕННОСТИ НАЛАДКИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Вновь смонтированные для обработки воздуха системы и системы, находящиеся в эксплуатации, из-за возможных недочетов и ошибок проектирования, дефектов

монтажа, а также недостатков их эксплуатации могут не давать расчетного (проектного) эффекта. Для установления соответствия проекту смонтированной воздухонагревательной установки и эффективности ее работы, а также теплопроизводительности, аэродинамического и гидравлического сопротивлений теплообменных аппаратов необходимо проводить их испытания и наладку.

В зависимости от назначения наладку воздухонагревательных устройств можно подразделить на монтажную и эксплуатационную.

Смонтированные воздухонагревательные устройства до сдачи в эксплуатацию должны быть подвергнуты предпусковым испытаниям и наладке (монтажной). Особенность этой наладки заключается в том, что она осуществляется без работы технологического оборудования и, как правило, при отличающихся от расчетных (принятых при проектировании) температурах воздуха и воды (пара) на входе в воздухонагреватель, т. е. при частичной нагрузке.

Эксплуатационные испытания и наладка воздухонагревательных установок проводятся при необходимости (после ремонта или реконструкции установки, а также при периодических проверках) и осуществляются при нормальной нагрузке технологического оборудования. Однако, как и монтажная наладка, эксплуатационная наладка осуществляется обычно при температурах теплообменивающихся сред, отличающихся от расчетных.

По организации и объему испытания и наладка могут быть комплексными, когда воздухонагреватели испытывают совместно с другими элементами и системами, и индивидуальными, когда теплообменные аппараты испытывают отдельно. Для упрощения изложения ниже будут рассматриваться лишь отдельные испытания воздухонагревательных устройств. Однако основное содержание индивидуальных испытаний и наладки воздухонагревателей полностью совпадает с комплексными испытаниями и наладкой этих устройств совместно с другими элементами системы, составляя их часть.

Работы, связанные с предпусковыми испытаниями и наладкой воздухонагревательной установки, можно разбить на следующие: внешний осмотр; теплотехнические, аэродинамические и гидравлические испытания; анализ данных испытания и проектных данных; определение мероприятий по наладке; наладка.

В ходе внешнего осмотра проверяют соответствие проекту установленных воздухонагревателей и схемы их обвязки, состояние теплообменников, наличие устройств для подключения необходимых для испытания контрольно-измерительных приборов.

Порядок и объем осмотра воздухонагревателей такой же, как и перед монтажом (см. п. 1 этой главы). Схемы выполненной обвязки теплообменников сверяют с проектом.

Оценка практически встречающихся схем обвязки (схем движения теплообменивающихся сред в воздухонагревательных установках) дана в п. 4 гл.I.

На основании результатов осмотра и выявленных недочетов проектирования, а также дефектов монтажа составляют перечень замечаний, который передают монтажникам для устранения этих недочетов и дефектов.

После устранения замечаний, выявленных при осмотре воздухонагревательной установки, производят испытание ВУ.

Испытания воздухонагревателей после монтажа ВУ нужны не только для определения необходимых мероприятий при предпусковой наладке, но и для определения действительных теплотехнических, аэродинамических и гидравлических характеристик, которые используют в дальнейшем для определения причин изменения характеристик установки при эксплуатации. При анализе результатов эксплуатационных испытаний воздухонагревателей надо знать действительные характеристики установки до эксплуатации. Эти характеристики выявляют в процессе испытаний после завершения монтажных работ. Завод не проводит теплотехнических и аэродинамических испытаний выпускаемых воздухонагревателей.

Соответствие этих характеристик воздухонагревателей паспортным (справочным) обеспечивается заводом лишь соблюдением установленных ГОСТом (техническими условиями на изготовление) геометрических размеров всех элементов теплообменника и качеством изготовления. Если эти требования выполняются не полностью, то характеристики воздухонагревателей могут отличаться от справочных.

По результатам испытания воздухонагревательной установки выводят эмпирические формулы для определения коэффициента теплопередачи, аэродинамического

и гидравлического сопротивления. Оформление результатов теплотехнических испытаний в виде эмпирических уравнений для определения коэффициентов теплопередачи определяется тем, что значения k практически не зависят от изменяющейся температуры, при которой работает воздухонагреватель, и являются функцией лишь режимов его работы (аэродинамической и гидравлической обстановки).

Для проведения теплотехнических, аэродинамических и гидравлических испытаний необходимо обеспечить проход воздуха и горячей воды (давления пара) через испытываемый теплообменник, а также иметь устройства для регулирования проходящих количеств воздуха и воды (давления пара). На воздухонатревательной установке следует установить приборы для измерения температуры воздуха на входе $t_н$ и выходе из теплообменника $t_к$, температуры воды на входе t_1 и выходе из теплообменника t_2, перепада статического давления воздуха $\Delta p_{ст}$ между сечениями перед теплообменниками и после них, перепада статических давлений воды ΔH до и после теплообменников, а также до и после диафрагмы Δh, динамического давления воздуха $p_{дин}$ или скорости воздуха v и расхода воды G_w через воздухонагреватели.

Температуру воздуха и воды можно измерять лабораторными термометрами с ценой деления 0,1°С. Удобнее, однако более сложно, измерять температуру микротермопарами. Перед установкой термометров для измерения температуры воздуха после теплообменника необходимо проверить на разных расходах поле скоростей и поле температур воздушного потока в том сечении, где предусматривается установка термометра. Если поле температур воздуха неравномерное, то в этом сечении следует установить несколько термометров. Полученные на разных термометрах температуры осредняют по формуле

$$\bar{t}_к = \frac{(t_к)_1 + (t_к)_2 + \ldots + (t_к)_n}{n}, \qquad (124)$$

где $(t_к)_1$, $(t_к)_2$, $(t_к)_n$ — показания соответственно 1, 2 и n-го термометра; n — число установленных термометров.

Температура пара определяется по таблице (см. прил. 1) и давлению, замеряемому манометром.

Перепад статических давлений воздуха измеряют микроманометром, к которому шлангами подключают

датчики статического давления. Измеренные значения перепадов статических давлений при равенстве сечений воздуховодов до и после теплообменников являются аэродинамическими сопротивлениями воздухонагревательной установки.

Перепад статических давлений воды измеряют дифференциальным манометром, подключенным шлангами к штуцерам статического давления, установленным на патрубках до и после испытываемого теплообменника, а также на трубопроводе до и после диафрагмы. Измеренные значения перепадов статических давлений воды при равенстве диаметров трубопроводов в местах установки обоих датчиков являются значениями соответственно гидравлического сопротивления воздухонагревательной установки и диафрагмы.

Правила установки датчиков статического давления, подключения шлангов к микроманометру и производства замеров изложены в специальной литературе.

Расход воды через теплообменники определяют по дифманометру и тарировочному графику. Тарировка дифманометра производится весовым способом. Для тарировки необходимо иметь емкость для воды, весы, гири и секундомер. В системе должна быть предусмотрена возможность пропускать холодную воду через теплообменник, а затем на слив.

Расходы воздуха, если его скорость не меньше 4 м/с, через воздухонагреватель определяют по величине динамического давления воздуха $p_{дин}$, измеряемого с помощью микроманометра, подключенного шлангами к пневмометрической трубке, установленной в потоке воздуха.

Для измерения скоростей воздушного потока, меньших 4 м/с, используют крыльчатый анемометр и секундомер. Для первоначального определения поля скоростей воздушного потока необходимо иметь чашечный анемометр. При неравномерном поле скоростей воздуха в контролируемых сечениях крыльчатый анемометр может выйти из строя из-за возможных слишком больших скоростей потока воздуха на отдельных участках сечения.

Таким образом, для выполнения теплотехнических, аэродинамических и гидравлических испытаний воздухонагревательной установки необходимо иметь следующие основные приборы: лабораторные термометры, пневмометрическую трубку, микроманометр, дифференциальный манометр, диафрагму, анемометры крыльчатый и ча-

шечный, секундомер, лабораторный манометр, весы с гирями. Кроме того, требуются шланги и трубки для подключения микроманометра и дифференциального манометра к датчикам.

На рис. 30 представлена принципиальная схема установки измерительных приборов и их датчиков при испытании воздухонагревателей.

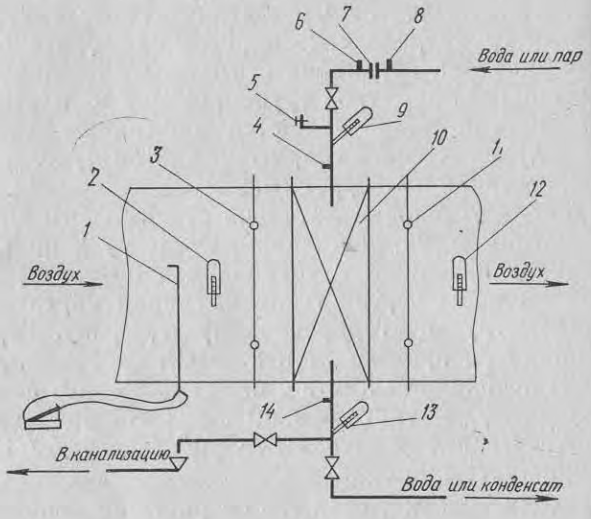


Рис. 30. Принципиальная схема установки измерительных приборов и их датчиков при испытании воздухонагревателей

1— пневмометрическая трубка; *2, 9, 12, 13*— лабораторные термометры или термопары; *3, 11*— датчики статического давления воздуха; *4, 6, 8, 14*— датчики статического давления воды; *5*— устройство для подключения манометра; *7*— устройство для установки в трубопроводе диафрагмы

Для вывода искомых эмпирических формул испытания ведут методом однофакторного эксперимента, т. е. поддерживают постоянными все значения величин, влияющих на изучаемый фактор, кроме одной величины, которую изменяют, устанавливая после каждого ее изменения стационарный режим и записывая после этого показания соответствующих приборов.

При испытании воздухонагревательной установки число опытов должно быть не меньше девяти: по три опыта при одинаковых значениях $v\rho$ и разных w для трех разных значений $v\rho$. При испытании калориферов на стендах рекомендуется [64] проводить не менее 15 опытов.

Данные замеров записывают в таблицу, подобную табл. 5.

При проведении опытов необходимо перед замерами и во время замеров поддерживать постоянными все измеряемые величины. Для того чтобы быть уверенным в установлении стационарного режима, рекомендуется во время каждого опыта трижды снимать замеры и записывать их в таблицу. Если считать второй из трех замеров расчетным, то предыдущий и последующий при практическом равенстве одинаковых замеряемых величин будут гарантировать, что ни в начале, ни в конце замеров параметры не изменялись. Вторым подтверждением правильности проведенного опыта является невязка теплового баланса δ по воздуху и теплоносителю. Значение δ не должно быть больше $\pm 10\%$.

Используя данные табл. 5, выводят эмпирические искомые уравнения.

Рассмотрим последовательность операций при выводе следующих эмпирических формул:

$$\Delta p = f(v\rho);$$
$$\Delta H = \varphi(w);$$
$$k = \psi(v\rho,\ w).$$

При вычислении k тепловой поток Q относят к средней арифметической разности температур, потому что так принято в настоящее время обрабатывать результаты паспортных испытаний калориферов [64], которые используют при проектировании.

Для вывода эмпирической формулы, выражающей зависимость аэродинамического сопротивления от влияющих на него факторов, сначала строят график $\Delta p = f(v\rho)$. Этот график лучше всего построить в прямоугольных координатах с логарифмическими шкалами (в логарифмической анаморфозе, или на так называемой логарифмической сетке). Если нет заранее построенной логарифмической сетки, то ее не трудно построить. При построении на обеих координатных осях наносят логарифмические шкалы, используя для этого движок логарифмической линейки. Движок логарифмической линейки поочередно совмещают с осями абсцисс и ординат, переносят со шкалы движка на оси графика соответствующие отметки с их численными значениями. При этом можно использовать нижнюю шкалу движка (прикладывая движок к линиям осей сверху)

ТАБЛИЦА 5. ПРОТОКОЛ ИСПЫТАНИЯ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

№ опыта	Массовая скорость воздуха $v\rho$, кг/(м² · с)	Массовый расход воздуха $G_в$, кг/с	Скорость воды w, м/с	Массовый расход воды G_w, кг/с	Температура воздуха, °С: до теплообменника $t_н$	Температура воздуха, °С: после теплообменника $t_к$	Температура воды, °С: до теплообменника t_1	Температура воды, °С: после теплообменника t_2	Перепад статического давления, Па: по воздуху Δp	Перепад статического давления, Па: по воде ΔH
1	$(v\rho)_1$	$(v\rho)_1 f_в$	w_1	$w_1 \rho_w f_w$	$(t_н)_1$	$(t_к)_1$	$(t_1)_1$	$(t_2)_1$	Δp_1	ΔH_1
2	$(v\rho)_2$	$(v\rho)_2 f_в$	w_1		$(t_н)_2$	$(t_к)_2$	$(t_1)_2$	$(t_2)_2$	Δp_2	ΔH_1
3	$(v\rho)_3$	$(v\rho)_3 f_в$	w_1		$(t_н)_3$	$(t_к)_3$	$(t_1)_3$	$(t_2)_3$	Δp_3	ΔH_1
4	$(v\rho)_1$	$(v\rho)_1 f_в$	w_2	$w_2 \rho_w f_w$	$(t_н)_4$	$(t_к)_4$	$(t_1)_4$	$(t_2)_4$	Δp_1	ΔH_2
5	$(v\rho)_2$	$(v\rho)_2 f_в$	w_2		$(t_н)_5$	$(t_к)_5$	$(t_1)_5$	$(t_2)_5$	Δp_2	ΔH_2
6	$(v\rho)_3$	$(v\rho)_3 f_в$	w_2		$(t_н)_6$	$(t_к)_6$	$(t_1)_6$	$(t_2)_6$	Δp_3	ΔH_2
7	$(v\rho)_1$	$(v\rho)_1 f_в$	w_3	$w_3 \rho_w f_w$	$(t_н)_7$	$(t_к)_7$	$(t_1)_7$	$(t_2)_7$	Δp_1	ΔH_3
8	$(v\rho)_2$	$(v\rho)_2 f_в$	w_3		$(t_н)_8$	$(t_к)_8$	$(t_1)_8$	$(t_2)_8$	Δp_2	ΔH_3
9	$(v\rho)_3$	$(v\rho)_3 f_в$	w_3		$(t_н)_9$	$(t_к)_9$	$(t_1)_9$	$(t_2)_9$	Δp_3	ΔH_3

Примечание. В конце таблицы помещают две графы для вычисления соответственно среднего температурного напора сред по формуле $\Delta t_{ср} = (\Delta t_м - \Delta t_б)/2$ и коэффициентов теплопередачи по формуле $k = Q/(F\Delta t_{ср})$.

или верхнюю шкалу с меньшим масштабом (прикладывая при этом движок к линиям осей снизу). Через полученные на оси абсцисс отметки проводят вертикальные линии, а через отметки на оси ординат — горизонтальные. Готовая логарифмическая сетка состоит из двух шкал с нанесенными значениями отметок на шкалах, а также из вертикальных и горизонтальных линий. Важно отметить, что все значения осей абсцисс или ординат по мере надобности можно одновременно умножать на 10 в любой степени (положительной и отрицательной), выраженной целым числом. Это позволяет нанести на шкалы любые значения величин.

Логарифмические сетки удобны потому, что степенные функции, а к ним относятся эмпирические уравнения для определения коэффициентов теплопередачи, аэродинамических и гидравлических сопротивлений, на них изображаются в виде прямых линий. Это упрощает построение графиков, уменьшает число проводимых опытов и сводит определение эмпирических формул к нахождению коэффициента и показателя степени в уравнении прямой линии.

На оси абсцисс логарифмической сетки по данным каждого опыта откладывают массовую скорость $v\rho$, а на оси ординат — соответствующее ей аэродинамическое сопротивление Δp. Вертикальные и горизонтальные линии, проведенные соответственно через отметки, полученные при нанесении на осях абсцисс и ординат опытных точек, пересекаясь, дают точку на поле графика. Таким же образом на поле графика получают семейство точек, каждая из которых характеризует один опыт, а общее их число равно числу опытов. Через семейство нанесенных точек обычно можно провести прямую или ломаную линию. Линия через точки проводится так, чтобы с каждой ее стороны находилось примерно одинаковое количество точек. Принципиальный вид графика, который получается при этом, показан на рис. 31.

Для полученной линии (если же на графике получается ломаная линия, то для каждого участка ломаной) определяют уравнение прямой, общий вид которого заранее известен — это степенная функция следующего вида:

$$\Delta p = b\,(v\rho)^r, \qquad (125$$

где b и r — постоянные числа, которые и следует определить.

Для определения b и r логарифмируют уравнение (125), в результате чего получают

$$\lg(\Delta p) = \lg b + r \lg(v\rho). \qquad (126)$$

В уравнение (126) подставляют дважды соответствующие друг другу значения Δp и $v\rho$, полученные с помощью графика в двух произвольно выбранных наиболее удаленных точках прямой линии (см. рис. 31, точки

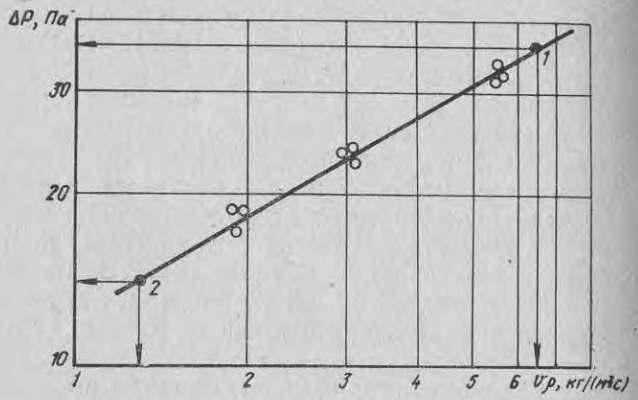


Рис. 31. Принципиальный вид графика для определения эмпирического уравнения $\Delta p = f(v\rho)$

1 и *2*). Получают два уравнения, в которых неизвестными являются лишь b и r:

$$\lg(\Delta p)_1 = \lg b + r \lg(v\rho)_1;$$

$$\lg(\Delta p)_2 = \lg b + r \lg(v\rho)_2.$$

Решая эти уравнения, определяют значение r:

$$r = \frac{\lg[(\Delta p)_1/(\Delta p)_2]}{\lg[(v\rho)_1/(v\rho)_2]}. \qquad (127)$$

Значение r подставляют в одно из уравнений системы и, решая это уравнение, определяют b.

Полученные численные значения b и r подставляют в выражение (125) и получают эмпирическое уравнение для определения аэродинамических сопротивлений воздухонагревательной установки.

Находят значения b_1 и r_1 для эмпирического уравнения

$$\Delta H = b_1 w^{r_1}, \qquad (128)$$

где ΔH — гидравлическое сопротивление теплообменника; w — скорость воды в трубках воздухонагревателя; b_1 и r_1 — постоянные числа, определяемые по результатам эксперимента.

Величины b_1 и r_1 определяют аналогично величинам b и r для уравнения (125). Отличие лишь в том, что из табл. 5 используют не Δp и $v\rho$, а ΔH и w.

Эмпирическая формула для определения коэффициента теплопередачи воздухонагревателя k отличается от выведенных уравнений (125) и (128) тем, что в ней содержится не одна, а две независимые переменные $v\rho$ и w, для каждой из которых необходимо найти свой показатель степени. Рекомендуется следующий порядок вывода эмпирического уравнения вида

$$k = a(v\rho)^m w^n. \qquad (129)$$

На логарифмической сетке по данным эксперимента строят график $k = f(v\rho)$ при трех разных значениях w. При этом на оси абсцисс откладывают значения $v\rho$, а на оси ординат — k. Из табл. 5 выбирают значения k, группируют их при одинаковых значениях w и наносят на логарифмическую сетку, используя для обозначения опытов, соответствующих каждой скорости воды, свой условный символ. Принципиальный вид графика дан на рис. 32. На графике получают три семейства опытных точек, через каждое из которых проводят прямые или ломаные линии.

Ломаные линии получают тогда, когда воздухонагреватель исследуется в широком диапазоне изменения скоростей теплообменивающихся сред, особенно горячей воды, и один режим течения жидкости (ламинарный, переходный или турбулентный) в этом диапазоне исследования теплообменника переходит в другой.

В таких случаях весь график разбивают на участки прямых линий и каждый участок рассматривают отдельно.

Все полученные на графике линии, как правило, примерно параллельны друг другу. Параллельные на логарифмической сетке прямые линии при аналитическом их выражении имеют одинаковые показатели степени при независимой переменной величине. Поэтому для определения показателя степени независимой переменной, нанесенной на оси абсцисс, достаточно определить его для одной линии. Этот показатель определяется так же, как и для уравнения $\Delta p = f(v\rho)$, по формуле (127):

$$m = \frac{\lg[k_1/k_2]}{\lg[(v\rho)_1/(v\rho)_2]}.$$

Далее определяют для каждого опыта (см. табл. 5) отношения $k/(v\rho)^m$ и строят на логарифмической сетке график функции $[k/(v\rho)^m]=f(w)$. При этом на оси абсцисс откладывают значения w, а на оси ординат — $k_0=k/(v\rho)^m$. На таком графике через все опытные точки можно провести одну прямую линию. Принципиальный вид графика показан на рис. 33.

С помощью рис. 33 находят показатель степени n для независимой переменной w, отложенной на оси абсцисс, и постоянный множитель a. Методика определения n и a такова же, как и методика определения r и b для уравнения $\Delta p=f(v\rho)$.

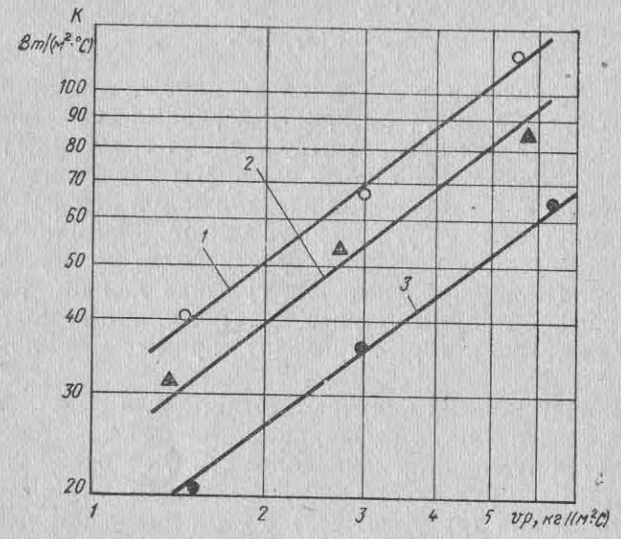


Рис. 32. Общий вид графиков с нанесенными опытными точками $k=f(v\rho, w)$

1— при w_1=const; *2*— при w_2=const и *3*— при w_3=const

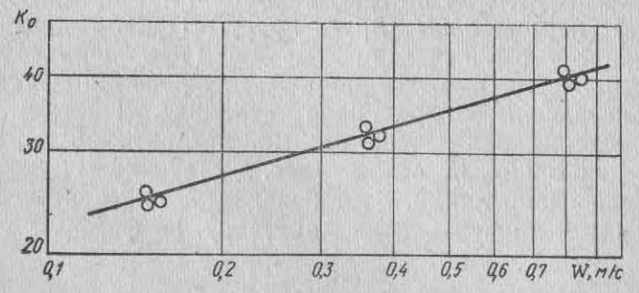


Рис. 33. Обобщенные опытные данные $k_0=f(w)$ $[k_0=k/(v\rho)^m]$

По формуле вида (127) определяют

$$n=\lg\{[k/(v\rho)^m]_1/[k/(v\rho)^m]_2\}/\lg w_1/w_2$$

и, подставляя ее значение в уравнение $\lg[k/(v\rho)^m]=\lg a+n\lg w$, находят постоянную a. Определив постоянные величины a, m и n, подставляют их в искомое уравнение (129) и на этом заканчивают определение коэффициента теплопередачи.

После получения эмпирических формул для определения значений k, Δp и ΔH можно приступить к сравнению их с проектными (справочными) и на основе анализа результатов сравнения проверить соответствие действительной эффективности работы воздухонагревателя и его аэродинамического и гидравлического сопротивлений справочным данным, а также определить необходимые мероприятия по наладке воздухонагревательной установки.

Если коэффициенты теплопередачи, полученные по результатам испытания, отличаются от справочных больше чем на $\pm 10\%$, то надо искать причину, вызвавшую это отклонение. Такими причинами могут быть загрязнение внешней поверхности воздухонагревателя или внутренних стенок труб теплообменной поверхности, большие отклонения конструктивных характеристик теплообменника от требуемых согласно ГОСТу или плохое качество изготовления нагревателя.

Полученные при испытании и справочные аэродинамические сопротивления могут отличаться от справочных не больше чем на $\pm 15\%$. Причинами большего отличия аэродинамического сопротивления воздухонагревательной установки могут быть дефекты изготовления (несоответствие шагов между ребрами, а также зазоров между краями ребер и боковыми щитками, между крайними ребрами и трубными решетками), дефекты монтажа (загрязнения поверхностей теплообмена, наличие погнутых и смятых ребер, наличие зазоров между калориферами, а также калориферами и стенками ограждений).