

2/20

Zadan, V., Kand. d. techn. Wiss. - Odesskij technologičeskij institut pišcevoj i cholodil'noj promyslennosti
(Technolog. Institut für die Nahrungsmittel- und Kälteindustrie in Odessa)

Optimale Arbeitsbedingungen von Kälteanlagen mit Rückkühlung des Kondensatorwassers.

Der Wärmeentzug vollzieht sich in mittleren und großen Kälteanlagen gewöhnlich durch das Umlaufwasser, das ständig durch Luft in den Wasserkühlern gekühlt wird (Kühltürme, Spritzbecken).

Bei der Projektierung von Kälteanlagen mit Rückkühlung des Wassers werden die wichtigsten Berechnungsgrößen wie Vorkühlung des Wassers im Wasserkühler, Temperaturgefälle im Kondensator, Umlaufwasserdurchfluß gewöhnlich ohne hinreichende Begründung angenommen.

Die Vorkühlung wird in den Grenzen 2 - 4° angenommen [1], das Temperaturgefälle in den Kondensatoren um 5°, wobei bekannt ist, wie sehr diese Größen dem Minimum des Betriebsaufwandes entsprechen, d. h. wie sehr sie den optimalen Werten nahekommen.

Die Schwierigkeit dieses Problems besteht in der komplizierten Wechselbeziehung zwischen den genannten Größen; man kann keinen optimalen Wert für das Temperaturgefälle im Kondensator finden, ohne diesen mit den optimalen Werten der Kondensationstemperatur, des Durchflusses des Umlaufwassers und seiner Kühlung im Wasserkühler zu koordinieren. Es ist nur eine komplexe Lösung der Aufgabe im ganzen möglich.

Wir führen folgende Bezeichnungen ein:

- Q_0 = Kälteleistung in Arbeits-kcal/h;
- t_0 = Verdampfungstemperatur, °C;
- t_k = Kondensationstemperatur, °C;
- S_e = Kosten von 1 kWh Elektroenergie, Rubel;

k = Wärmeübertragungskoeffizient des Kondensators,
kcal/m² h °C;

S_k = Kosten von 1 m² Wärmeaustauschoberfläche des Kondensators, Rubel;

τ_k = Lebensdauer des Kondensators, h;

t_{a_1} = Temperatur des in den Kondensator einströmenden Wassers, °C;

t_{a_2} = Temperatur des aus dem Kondensator ausströmenden Wassers, °C;

t_{f_1} = Lufttemperatur nach einem Feuchtthermometer, °C;

η = Koeffizient der Effektivität des Wasserkühlers. Er stellt die Beziehung der tatsächlichen Wasserkühlung zur theoretischen dar, wobei die theoretische Kühlungsgränze die Lufttemperatur nach dem Feuchtthermometer t_{f_1} ist.

Der mechanische Wasserverlust durch Wind in offenen Spritzbecken (dieser Typ von Wasserkühlern fand bei Kälteanlagen große Anwendung) beträgt auch bei einer Windgeschwindigkeit von 3,5 m/sec nicht mehr als 2% [1], für die Verdampfung wird nicht weniger als 0,5% des Umlaufwassers verbraucht. Deshalb ist der Durchfluß von Frischwasser, das diese Verluste kompensiert, gering; auf jeden Fall beträgt er weniger als 10%. Die Temperatur des hinzugefügten Frischwassers unterscheidet sich von der Temperatur des Kühlwassers maximal um 5°.

Deshalb kann man den Einfluß des hinzugefügten Frischwassers auf die Temperaturverhältnisse der Arbeit von Kondensator und Wasserkühler unberücksichtigt lassen.

Unter dieser Annahme ist t_{a_1} gleich der Temperatur des in den Wasserkühler einströmenden Wassers und t_{a_2} gleich der Temperatur des aus dem Wasserkühler ausströmenden Wassers. Hierbei gilt:

(1)

Für Spritzwasserbecken schwanken die Werte für η von 0,3 bis 0,5.

Bei der Bestimmung von η kann man von den Kurven für die Kühlung ausgehen, die L.D. Berman in seinem Buch [2] angab, oder die Kühlungskoeffizienten μ benutzen, die A.A. Gogolin bei der Untersuchung von Spritbecken gewann [1]. Im letzteren Fall kann die Umrechnung von μ auf η mit Hilfe der von uns [3] geschlossenen Näherungsgleichung

(2)

durchgeführt werden, wobei t_w die Wasserkühlung im Wasserkühler ist.

Sie muß zu Beginn der Berechnung in den Grenzen von 3 bis 5° vorgegeben werden.

Da t_w nicht wesentlich beeinflusst, ist nach der Präzisierung von t_w keine Umrechnung erforderlich.

Von den anderen Größen, die im folgenden gebraucht werden, sind zu erwähnen:

- p = Gesamtdruckgefälle, das durch die Pumpen, die das Wasser durch den Kondensator in den Wasserkühler geben, entsteht, atü;
- η = Wirkungsgrad der Pumpen;
- μ = Koeffizient des Frischwasserzusatzes, der die Beziehung der Menge des hinzugefügten Wassers zum Gesamtdurchfluß des Umlaufwassers darstellt;
- C_{fr} = die Kosten von 1 m³ Frischwasserzusatz, Rubel;
- C_{wk} = die Kosten des Wasserkühlers in Rubeln, bezogen auf 1 m³ Umlaufwasser pro Stunde;
- T = die Lebensdauer des Wasserkühlers, Std.

Bei der Herleitung der Berechnungsgleichungen ist es notwendig, die Gesetzmäßigkeit der Veränderung des Elektroenergieverbrauches durch die Kompressoren mit der Veränderung der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur zu kennen.

Der Energieverbrauch von mittleren und großen Ammoniakverdichtern vom Typ VP (Luftkolbenverdichter) und UP (Universalkolbenverdichter?) pro kWh mit 1000 kcal Kälte kann durch die von uns [4] gefundene Näherungsgleichung:

(a)

ausgedrückt werden.

Diese Gleichung stimmt gut mit den experimentellen Werten von [5] überein.

Für Kompressoren vom Typ GD (Kolbenverdichter mit waagerechter Bauart) ist die Gleichung

geeigneter.

Da in ein und derselben Kondensationsanlage gleichzeitig Kompressoren verschiedener Typen arbeiten können, werden wir im folgenden die verallgemeinerte, wenn auch weniger genaue Gleichung

benutzen.

Die Wärmebelastung der Kondensationsanlage kann mit hinreichender Genauigkeit durch die Gleichung

ausgedrückt werden [4].

Zur Herleitung der Berechnungsformeln ist es notwendig, die Zahl der unabhängigen Variablen auf ein Minimum zu reduzieren. Es erwies sich als möglich, sich auf zwei unabhängige Variable zu beschränken - auf die Kondensationstemperatur t_k und die Temperatur des aus dem Kondensator ausströmenden Wassers t_w .

Wir vereinbaren, alle variablen Posten der Kosten, die von den genannten Größen abhängen, in Rubeln auszudrücken und auf eine Stunde Betriebszeit der Kälteanlage zu beziehen.

Die Kosten des Elektroenergieaufwandes durch die Kompressoren betragen:

$$R_1 =$$

Die Amortisation für den Kondensator beträgt

$$R_2 =$$

Aus Gleichung (1) folgt

Bei dieser Gleichung kann man annehmen, daß

$$t_{w_1} = t_k;$$

dann gilt

$$t_k - t_{w_2} = (t_k - t_{w_1})$$

Auf Grund von Gleichung (1) gilt:

$$t_{w_2} - t_{w_3} = (t_{w_1} - t_{w_2})$$

So kann man schreiben:

$$R_2 = \dots \quad \langle f \rangle$$

Die Kosten für das Umpumpen des Umlaufwassers betragen:

$$R_3 = \dots \quad \langle g \rangle$$

Der Koeffizient 1,1 berücksichtigt die Amortisation der Pumpen und Rohrleitungen sowie die Kosten für die Wartung des Pumpwerks.

Die Kosten für den Frischwasserzusatz betragen:

$$R_4 = \dots \quad \langle h \rangle$$

Die Amortisation des Wasserkühlers ist

$$R_5 = \dots \quad \langle i \rangle$$

Zusammenfassend lassen sich die Betriebskosten durch die Gleichung

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5$$

ausdrücken.

In diese Gleichung sind die Werte aller Summanden einzusetzen; es sind die partiellen Ableitungen von $\frac{\partial R}{\partial t_{w_1}}$ und $\frac{\partial R}{\partial t_k}$ zu bestimmen, jede von ihnen ist 0 gleichzusetzen und das gewonnene Gleichungssystem ist für t_{w_1} und t_k zu lösen.

Aus der Bedingung $\frac{\partial R}{\partial t_{w_1}} = 0$ erhalten wir nach Umformung und einigen Vereinfachungen:

2,31g

<k>

Das Glied 2,31g ($t_k - t_{\infty}$) kann man, da es Null nahekommt, unberücksichtigt lassen. Dann erhalten wir aus letztgenannter Gleichung:

(5)

wobei a =

b =

<l>

Aus der Bedingung = 0 erhalten wir:

<m>

Multipliziert man die rechten und linken Seiten der Gleichungen (5) und (6), erhält man nach Umformungen

$t_k =$

(7)

Aus Gleichung (5) erhält man ohne Schwierigkeit

(8)

Gleichung (7), die die von t_k abhängende Größe b enthält, wird durch das Iterationsverfahren gelöst. Bei der Bestimmung der Werte für t_k kann man vor der Lösung von Gleichung (7) für große Kälteanlagen die Näherungsabhängigkeit

(9)

benutzen.

Die Divergenz zwischen den angenommenen und den endgültigen Werten für t_k von 0,5° ist zulässig.

Hat man mit Hilfe der Gleichungen (9), (7) und (8) die optimalen Werte für die Kondensationstemperatur t_k und die Temperatur des aus dem Kondensator ausströmenden Wassers ermittelt, kann man auch die übrigen Berechnungsgrößen bestimm-

men, die dem Minimum des Betriebsaufwandes entsprechen: die Temperatur des in den Kondensator einströmenden Wassers (aus Gleichung 1), die Vorwärmung des Wassers im Kondensator, den Umlaufwasserdurchfluß, das mittlere logarithmische Temperaturgefälle im Kondensator (Δt_k) und schließlich die erforderliche Größe der Wärmeaustauschfläche der Kondensatoren.

Alle genannten Größen werden optimal sein, wenn die Bestimmung der Werte für t_k und t_{w_0} mit Hilfe der Gleichungen (7) und (8) erfolgte.

Ist der Wasserdurchfluß und auch die optimale Kühlung des Wassers bekannt, ist es nicht schwierig, die wesentlichen Größen und Betriebsbedingungen für den Wasserkühler zu bestimmen.

Es kann sein, daß die optimale Kondensationstemperatur zu hoch ist (über 35°). In diesem Fall muß man bei der endgültigen Bestimmung der Arbeitsbedingungen für den Kondensator und den Wasserkühler auch die sicherheitstechnischen Anforderungen und die Vorschriften für die Betriebstechnik von Kühlanlagen berücksichtigen.

Betrachten wir die Beispiele, die von den Daten auf Tabelle 1 charakterisiert werden (die Kosten pro 1 m^2 Wärmeaustauschfläche der Kondensatoren wurden unter Berücksichtigung der Montagearbeiten angegeben).

Die Berechnungsergebnisse für die von uns gewonnenen Gleichungen, die sich auf die auf Tabelle 1 angeführten Beispiele beziehen, sind auf Tabelle 2 dargestellt.

SCHLUSSFOLGERUNGEN

Es wurde eine Methode zur koordinierten Berechnung der optimalen Größen entwickelt, die sich auf die gemeinsame Arbeit von Wasserkühler und Kondensator einer Kälteanlage beziehen und minimale Betriebskosten gewährleisten.

Die dargelegte Berechnungsmethode kann bei der Projektierung von Kälteanlagen sowie bei der Aufstellung von Vorschriften

ten für die Betriebstechnik und Regelung von Kondensationsanlagen bei Verdampfungskühlung des Umlaufwassers benutzt werden.

Die Berechnungsbeispiele zeigen, daß das bei Kondensatoren übliche Temperaturgefälle (ca 5°) überhöht ist.

Bei Anwendung der dargelegten Berechnungsmethode ist es notwendig, die Konkreten Arbeitsbedingungen der projektierten Anlage sowie die sicherheitstechnischen Anforderungen und betriebstechnischen Regeln für Kälteanlagen zu berücksichtigen.

LITERATUR

1. Gogolin, A.A.: Obratnoe ochlaždenie vody v choolodil'nyh ustanovkach. 1940.
2. Berman, L.D.: Isparitel'noe ochlaždenie cirkuljacionnoj vody. 1957.
3. Zadan, V.Z.: Ob ocenke effektivnosti raboty atmosferynych vodoochladitelej. Sbornik trudov Odesskogo technologičeskogo instituta piščevoj i choolodil'noj promyslennosti, t. VIII (1958) vyp. 1.
4. Zadan, V.Z.: Dejstvitel'nyj choolodil'nyj koefficient ammiáčnych kompressornych choolodil'nych mašin. Sbornik trudov Odesskogo technologičeskogo instituta piščevoj i choolodil'noj promyslennosti, t. VIII (1958) vyp. 2.
5. Komarov, N.S.: Choolod. 1953.

Оптимальные условия работы холодильных установок с обратным охлаждением конденсаторной воды

Канд. техн. наук В. ЖАДАН — Одесский технологический институт пищевой и холодильной промышленности

Отвод тепла в средних и крупных холодильных установках обычно осуществляется циркуляционной водой, которая непрерывно охлаждается воздухом в водоохладителях (градирни, брызгальные бассейны).

При проектировании холодильных установок с обратным охлаждением воды основные расчетные величины, как подохлаждение воды в водоохладителе, перепад температур в конденсаторе, расход циркулирующей воды, обычно принимаются без достаточного обоснования.

Подохлаждение воды выбирается в пределах 2—4 [1], перепад температур в конденсаторах около 5°, причем неизвестно, насколько эти величины отвечают минимуму эксплуатационных расходов, то есть насколько они близки к своим оптимальным значениям.

Трудность рассматриваемого вопроса заключается в сложном характере взаимосвязи между указанными величинами: нельзя найти оптимальное значение перепада температур в конденсаторе, не увязывая этот вопрос с обоснованием оптимальных значений температуры конденсации, расхода циркуляционной воды и подохлаждения ее в водоохладителе. Возможно только комплексное решение задачи в целом.

Введем следующие обозначения:

Q_0 — холодопроизводительность в рабочих ккал/час;

t_o — температура испарения, °C;

t_c — температура конденсации, °C;

S_3 — стоимость 1 квт-ч электроэнергии, руб.;

k — коэффициент теплопередачи конденсатора, ккал/м² час°C;

S_k — стоимость 1 м² поверхности теплообмена конденсатора, руб.;

τ_k — срок службы конденсатора, час.;

t_{w1} — температура воды, поступающей в конденсатор, °C;

t_{w2} — температура воды, выходящей из конденсатора, °C;

t_m — температура воздуха по мокрому термометру, °C;

η — коэффициент эффективности водоохладителя. Он представляет собой отношение действительного подохла-

ждения воды к теоретическому, причем теоретическим пределом охлаждения является температура воздуха по мокрому термометру t_m .

Механический унос воды ветром в открытых брызгальных бассейнах (этот тип водоохладителей нашел широкое распространение в холодильных установках) даже при скорости ветра 3,5 м/сек не превышает 2% [1], на испарение расходуется менее 0,5% циркулирующей воды. Поэтому расход свежей воды, компенсирующей эти потери, невелик, во всяком случае менее 10%. Температура добавляемой свежей воды обычно отличается от температуры охлаждающей воды максимум на 5°.

Таким образом, можно пренебречь влиянием добавляемой свежей воды на температурный режим работы конденсатора и водоохладителя.

С этим допущением t_{w2} будет равняться температуре воды, поступающей в водоохладитель, а t_{w1} — температуре воды, выходящей из водоохладителя. При этом:

$$\eta = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{t_{w2} - t_m} \quad (1)$$

Для брызгальных бассейнов значения η колеблются в пределах от 0,3 до 0,5.

При выборе η можно руководствоваться кривыми охлаждения, приведенными в книге Л. Д. Бермана [2], или пользоваться коэффициентами охлаждения u , полученными А. А. Гоголиным при испытании брызгальных бассейнов [1]. В последнем случае пересчет u на η может быть произведен с помощью выведенного нами [3] приближенного уравнения:

$$\eta = \frac{u}{1,35 - 0,025(t_m + \Delta t_w) + u} \quad (2)$$

где: Δt_w — подохлаждение воды в водоохладителе.

Им необходимо задаться в начале расчета в пределах от 3 до 5°.

Так как Δt_w незначительно влияет на η пересчета после уточнения Δt_w не требуется.

Из других величин, которые понадобятся в дальнейшем, отметим:

p — общий напор, развиваемый насосами, подающими воду через конденсатор в водоохладитель, атм.;

η_n — коэффициент полезного действия насосов;

ξ — коэффициент добавления свежей воды, представляющий собой отношение количества добавляемой воды к общему расходу циркулирующей воды;

S_w — стоимость 1 м³ добавляемой свежей воды, руб.;

S_o — стоимость водоохладителя в рублях, отнесенная к 1 м³ циркулирующей воды в час;

τ_a — срок службы водоохладителя, час.

При выводе расчетных уравнений необходимо знать закономерность изменения расхода электроэнергии компрессорами с изменением температур испарения и конденсации.

Расход энергии, затрачиваемой средними и крупными аммиачными компрессорами типа ВП и УП в кВт-ч на 1000 ккал холода, может быть выражен найденным нами [4] приближенным уравнением:

$$N_{\text{эл}} = \frac{t_k - 1,1t_o}{157 - 0,5t_k + 1,5t_o}.$$

Это уравнение удачно согласуется с опытными данными, имеющимися в литературе [5].

Для компрессоров типа ГД более подходящим является уравнение:

$$N_{\text{эл}} = \frac{t_k - 1,1t_o}{159 - 0,7t_k + 1,7t_o}.$$

Так как на одну и ту же конденсационную установку могут одновременно работать компрессоры разных типов, в дальнейшем будем пользоваться обобщенным, хотя и менее точным, уравнением:

$$N_{\text{эл}} = \frac{t_k - 1,1t_o}{158 - 0,6t_k + 1,6t_o}. \quad (3)$$

Тепловая нагрузка конденсационной установки с достаточной точностью может быть выражена [4] уравнением:

$$Q_k = \frac{(160 + t_o)Q_o}{161 - 0,6t_k + 1,7t_o}. \quad (4)$$

Для вывода расчетных формул необходимо свести к минимуму число независимых переменных. Оказалось возможным ограничиться двумя независимыми переменными — температурой конденсации t_k и температурой воды, выходящей из конденсатора t_{w2} .

Условимся все переменные статьи расходов, зависящие от названных величин, выражать в рублях и относить к одному часу эксплуатации холодильной установки.

Стоимость расхода электроэнергии компрессорами:

$$R_1 = \frac{(t_k - 1,1t_o)Q_o S_{\text{эл}}}{1000(158 - 0,6t_k + 1,6t_o)}.$$

Амортизационные отчисления на конденсатор

$$R_2 = \frac{(160 + t_o)Q_o S_k 2,3 I_g \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}}{(161 - 0,6t_k + 1,7t_o)k\tau_k(t_{w2} - t_{w1})}.$$

Из уравнения (1) $t_{w1} = \gamma t_m + (1 - \gamma)t_{w2}$

$$t_k - t_{w1} = t_k - \gamma t_m - (1 - \gamma)t_{w2}.$$

В данном уравнении можно принять приблизительно $t_{w2} \approx t_k$,

тогда

$$t_k - t_{w1} \approx (t_k - t_m)\gamma.$$

На основании уравнения (1):

$$t_{w2} - t_{w1} = (t_{w2} - t_m)\gamma.$$

Таким образом, можно записать:

$$R_2 \approx \frac{(160 + t_o)Q_o S_k 2,3 I_g \frac{(t_k - t_m)\gamma}{t_k - t_{w2}}}{(161 - 0,6t_k + 1,7t_o)k\tau_k(t_{w2} - t_m)\gamma}.$$

Стоимость перекачивания циркуляционной воды:

$$R_3 \approx \frac{Q_k 10^6 S_w 1,1}{(t_{w2} - t_{w1})360 \cdot 10^2 \eta_n} \approx \frac{(160 + t_o)Q_o S_w}{(161 - 0,6t_k + 1,7t_o)(t_{w2} - t_m)\gamma 33000 \eta_n}.$$

Коэффициент 1,1 учитывает амортизацию насосов и трубопроводов, а также расходы на обслуживание насосной станции.

Стоимость добавляемой свежей воды:

$$R_4 = \frac{(160 + t_o)Q_o \xi S_w}{(161 - 0,6t_k + 1,7t_o)(t_{w2} - t_m)\gamma 1000}.$$

Амортизация водоохладителя:

$$R_5 = \frac{(160 + t_o)S_o Q_o}{(161 - 0,6t_k + 1,7t_o)(t_{w2} - t_m)\gamma 1000 \tau_a}.$$

Суммарно эксплуатационные расходы выражаются уравнением:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5.$$

В это уравнение необходимо подставить значение всех слагаемых, найти частные производные $\frac{\partial R}{\partial t_{w2}}$ и $\frac{\partial R}{\partial t_k}$, приравнять каждую из них нулю и решить полученную систему уравнений в отношении t_{w2} и t_k .

Из условия $\frac{\partial R}{\partial t_{w_2}} = 0$ после преобразований

и некоторых упрощений получим:

$$2,3 \lg(t_k - t_{w_2}) - 2,3 \lg(t_k - t_m) \tau_1 + \\ + \frac{t_k - t_m}{t_k - t_{w_2}} - \frac{\rho S_w k \tau_k}{33000 \tau_m S_k} - \frac{\xi k \tau_k S_w}{1000 S_k} - \\ - \frac{k \tau_k S_a}{1000 \tau_o S_k} - 1 = 0.$$

Членом $2,3 \lg(t_k - t_{w_2})$, как близким к нулю, можно пренебречь. Тогда из последнего уравнения найдем:

$$\frac{t_k - t_m}{t_k - t_{w_2}} = \frac{k \tau_k a}{1000 S_k} + b + 1, \quad (5)$$

где: $a = \xi S_w + \frac{\rho S_w}{33 \tau_m} + \frac{S_a}{\tau_a}$; $b = 2,3 \lg(t_k - t_m) \tau_1$.

Из условия $\frac{\partial R}{\partial t_k} = 0$ найдем:

$$S_w k \tau_k (t_k - t_m) \tau_1 (t_k - t_{w_2}) - 1000(160 + t_o) S_k = 0$$

или

$$S_w k \tau_k (t_k - t_m) \tau_1 (t_k - t_{w_2}) = 1000(160 + t_o) S_k \quad (6)$$

Перемножив правые и левые части уравнений (5) и (6), найдем после преобразований

$$t_k = t_m + \sqrt{\frac{160 + t_o}{S_w \tau_1} \left[a + \frac{1000 S_k}{k \tau_k} (b + 1) \right]} \quad (7)$$

Из уравнения (5) нетрудно получить

$$t_{w_2} = \frac{\left(\frac{k \tau_k a}{1000 S_k} + b \right) t_k + t_m}{\frac{k \tau_k a}{1000 S_k} + b + 1} \quad (8)$$

Уравнение (7), в которое входит величина b , зависящая от t_k , решается методом последовательных приближений. При выборе значений t_k до решения уравнения (7) для крупных

холодильных установок можно пользоваться приближенной зависимостью

$$t_k \approx t_m + \sqrt{\frac{160 + t_o}{S_w \tau_1} \left(a + \frac{1800 S_k}{k \tau_k} \right)} \quad (9)$$

Расхождение между принятым и конечным значениями t_k в $0,5^\circ$ допустимо.

Определив с помощью уравнений (9), (7) и (8) оптимальные значения температуры конденсации t_k и температуры воды, выходящей из конденсатора, можно найти и остальные расчетные величины, отвечающие минимуму эксплуатационных расходов: температуру воды, поступающей в конденсатор (из уравнения 1), подогрев воды в конденсаторе, расход циркуляционной воды, средний логарифмический перепад температур в конденсаторе (Δt_k) и, наконец, требуемую величину поверхности теплообмена конденсаторов.

Все указанные величины будут оптимальными, если выбор значений t_k и t_{w_2} обоснован с помощью уравнений (7) и (8).

Зная расход воды, а также оптимальное подогревание воды, нетрудно определить основные размеры и условия эксплуатации водоохладителя.

Может оказаться, что оптимальная температура конденсации будет слишком высокой (выше 35°). В этом случае при окончательном выборе условий работы конденсатора и водоохладителя необходимо также учитывать требования техники безопасности и правила эксплуатации холодильных установок.

Рассмотрим примеры, характеризующиеся данными, приведенными в табл. 1 (стоимость 1 м^2 поверхности теплообмена конденсаторов принята с учетом стоимости монтажных работ).

Результаты расчетов по полученным нами уравнениям, относящиеся к примерам, приведенным в табл. 1, показаны в табл. 2.

Таблица 1

Номера примеров	t_m	t_o	S_w	τ_1	ξ	S_w	S_a	τ_a	ρ	τ_m	S_k	K	τ_k	Марка конденсатора
I	20	-30	0,2	0,4	0,1	0,4	100	100000	3	0,6	130	700	50000	159КТГ
II	20	-20	0,2	0,4	0,05	0,4	100	100000	3	0,6	130	700	50000	15 КТГ
III	20	-30	0,2	0,4	0,1	0,2	100	100000	1,5	0,6	130	700	50000	150КТГ
IV	20	-30	0,2	0,4	0,05	0,4	240	100000	3	0,6	220	700	50000	40КЭ
V	24	-30	0,2	0,4	0,1	0,4	100	100000	3	0,6	130	700	50000	159КТГ

Номера примеров	a	b	t_k	t_{w_2}	t_{w_1}	Δt_k	Δt_w
I	0,071	0,966	31,28	30,74	26,44	2,0	4,3
II	0,051	0,907	29,72	29,10	25,46	1,9	3,6
III	0,036	0,845	28,35	27,61	24,58	1,8	3,1
IV	0,052	0,926	30,21	29,21	25,53	2,4	3,7
V	0,071	0,966	35,28	31,44	30,26	2,3	4,2

Выводы

Разработана методика согласованного расчета оптимальных параметров, относящихся к совместной работе водоохладителя и конденсатора холодильной установки и обеспечивающих минимальные эксплуатационные расходы.

Изложенная методика расчета может быть использована при проектировании холодильных установок, а также для составления правил эксплуатации и регулирования конденсационных установок при испарительном охлаждении циркуляционной воды.

OPTIMUM OPERATING CONDITIONS OF REFRIGERATING PLANTS WITH ATMOSPHERIC COOLING OF CONDENSER WATER

V. ZHADAN, *Cand. Techn. Sci.*

Summary

For the efficient operation of refrigerating plants of major importance is the proper choice of the working conditions of the condenser together with the cooling tower or spray pond.

In the paper the methods of calculation of the optimal operating conditions for the condenser system are presented. Examples are given of the calculation.

The feasibility has been shown of cutting down the temperature difference between the ammonia and water in the condenser from the usual 5° to 2.5°C.

К расчету процессов охлаждения и осушения воздуха в форсуночных камерах

Инж. Л. ЗУСМАНОВИЧ — Научно-исследовательский институт санитарной техники Академии строительства и архитектуры СССР

Процессы испарения движущихся в форсуночных камерах капель воды и конденсации на них водяных паров из воздуха изучены пока еще недостаточно полно, и поэтому в отечественной и зарубежной практике [1] получили распространение методы расчета тепло- и массообмена, основанные на интегральных зависимостях, характеризующих достигаемые параметры взаимодействующих сред.

К таким методам относится, например, и способ расчета с применением так называемых коэффициентов эффективности. Сущность понятия о коэффициенте эффективности основана

Примерные расчеты показывают, что применяющийся обычно перепад температур в конденсаторах (около 5°) является завышенным.

При использовании изложенной методики расчета необходимо учитывать конкретные условия работы проектируемой установки, а также требования техники безопасности и правила эксплуатации холодильных установок.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. А. Гоголин. Обратное охлаждение воды в холодильных установках, 1940.
2. Л. Д. Берман. Испарительное охлаждение циркуляционной воды, 1957.
3. В. З. Жадан. Об оценке эффективности работы атмосферных водоохладителей. Сборник трудов Одесского технологического института пищевой и холодильной промышленности, т. VIII, вып. 1, 1958.
4. В. З. Жадан. Действительный холодильный коэффициент аммиачных компрессорных холодильных машин. Сборник трудов Одесского технологического института пищевой и холодильной промышленности, т. VIII, вып. 2, 1958.
5. Н. С. Комаров. «Холод», 1953.

на сравнении реального процесса, происходящего в форсуночной камере, с условным процессом, протекающим в тех же условиях, но заканчивающимся при полном насыщении воздуха влагой. Условные (идеальные) процессы при изображении их на $I-d$ -диаграмме ориентируют на характерные температуры воды (рис. 1).

Понятие о коэффициенте эффективности предусматривает различие в направлениях идеального процесса AB и реального AB [1, 2].

В общем случае задача тепловлажностного расчета форсуночных камер кондиционеров