

Хол.техн., N 12, 1980

УДК 628.84.001.4

Комплексные теплотехнические испытания автономного кондиционера

Канд. техн. наук А. Г. СОТНИКОВ

Ленинградский технологический институт
холодильной промышленности

Н. С. КУДРЯШОВ

Всесоюзный научно-исследовательский
и проектный институт
комплексной энергетической технологии

Для проверки правильности принятых проектных решений и оценки эффекта работы СКВ большое значение имеют всесторонние комплексные испытания.

Комплексные теплотехнические испытания автономного кондиционера (АК) важны для определения характеристик оборудования, регуляторов, объекта кондиционирования, режима в объекте. В таком аспекте вопрос комплексных теплотехнических испытаний не отражен в литературе.

Излагаемая методика может оказаться полезной при проведении пуско-наладочных и лабораторных испытаний.

Оборудование автономного кондиционера при двухпозиционном регулировании может работать в двух режимах — непрерывном или циклическом. При пуско-наладочных испытаниях непрерывный режим не допустим, так как при нем заданный параметр не может поддерживаться автоматически [2]. При лабораторных испытаниях также предпочтительнее циклический режим, дающий большую информацию о кондиционере и объекте кондиционирования.

Испытывать можно различное оборудование АК: воздухоохладитель, воздухонагреватель, увлажнитель. Методика измерений и обработка их результатов примерно одинаковы. С учетом этого наибольший интерес представляет циклическая работа воздухоохладителя.

Для упрощения обработки данных лабораторные испытания можно проводить при работе АК только на рециркуляционном воздухе.

Основной целью пуско-наладочных испытаний является обеспечение заданных параметров воздуха в помещении. Об этом можно судить по характеру работы оборудования. Достаточно убедиться, что АК работает циклически, а регуляторы настроены на заданные параметры воздуха. Определение фактических характеристик оборудования хотя и имеет значение, но не главное.

При испытании АК в процессе пуско-наладочных работ на объекте параметры состояния воздуха до и после АК измеряют обычно аспирационным психрометром. Если в АК происходит процесс нагревания или сухого охлаждения, то определять температуру по влажному термомет-

ру не требуется. В психрометрах должна быть обеспечена постоянная подпитка удлиненного «чулочка» и непрерывная работа пружинного вентилятора.

При измерении периодически изменяющихся температур возникает динамическая ошибка, суть которой заключается в «сглаживании» измеренных амплитуд по сравнению с фактической. Их отношение представляет амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) прибора:

$$A(\omega_i) = A_{t\text{изм}}/A_{t\text{факт}} = \frac{1}{\sqrt{4\pi^2 i^2 (T/\tau_{ii})^2 + 1}}.$$

Для ее вычисления требуется определить постоянную времени экспоненциального переходного процесса в приборе при скачкообразном изменении температуры по сухому или влажному термометру. Погрешность зависит от периода колебаний τ_{ii} и порядкового номера гармоники i . Например, для первой (основной) гармоники разложения в ряд Фурье температурных колебаний ($i=1$) при периоде $\tau_{ii}=15$ мин и экспериментально определенной по сухому термометру постоянной времени $T \approx 0,5$ мин имеем $A(\omega_1) \approx \approx 1$, т. е. затухания на этой частоте не происходит.

В лабораторных испытаниях АК для увеличения точности измерения полезно использовать психрометрический калориметр.

Частота измерений зависит от продолжительности полупериодов включения и выключения оборудования, скорости изменения температуры. Обычно достаточно в минуту измерять 2—3 раза. Первое измерение проводят, когда периодический процесс установленся, о чем свидетельствует постоянство полупериодов включения и выключения оборудования. Перед включением оборудования АК в работу измеряется температура в помещении (на входе в АК в режиме без охлаждения и нагревания).

Все определяемые при комплексном теплотехническом испытании величины разделены на функциональные группы и систематизированы в таблице.

На основании показаний сухого и влажного термометров определяют соответствующие влагосодержания воздуха, строят графики изменения параметров за цикл (рис. 1) и наносят сочетания параметров на I, d -диаграмму (рис. 2). Вычисляют средние температуру и влагосодержание за цикл. Эти величины являются балансовыми.

Ряд параметров одновременно характеризуют как терморегулятор, так и динамический тем-

Вычисляемые величины	Формула	Пример вычисления	Примечание	
Средние параметры состояния приточного и внутреннего воздуха за период времени, $^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{в.ср}} = 1/n \sum t_{\text{в.и}}$ $t_{\text{пр.ср}} = 1/n \sum t_{\text{пр.и}}$	$t_{\text{в.ср}} = 19,4^{\circ}\text{C}$ $t_{\text{пр.ср}} = 16,5^{\circ}\text{C}$	По результатам измерений в течение цикла изменения по данным рис. 1.	
Среднее влагосодержание воздуха в помещении, $\text{г}/\text{кг}$	$d_{\text{в.ср}} = 1/n \sum d_{\text{в.и}}$	$d_{\text{в.ср}} = 7,9 \text{ г}/\text{кг} \text{ сух. возд.}$		
Среднее влагосодержание приточного воздуха, $\text{г}/\text{кг}$	$d_{\text{пр.ср}} = 1/n \sum d_{\text{пр.и}}$	$d_{\text{пр.ср}} = 7,0 \text{ г}/\text{кг} \text{ сух. возд.}$		
Характеристики двухпозиционного терморегулятора, создаваемого динамического температурного режима (ДТР)	Заданная регулируемая температура, $^{\circ}\text{C}$ Возмущение по заданию терморегулятора, $^{\circ}\text{C}$ Смещение заданной регулируемой температуры, $^{\circ}\text{C}$ Средний коэффициент формы кривой изменения $t_{\text{в}}(\tau)$ Период изменения температуры в помещении, мин Зона неоднозначности терморегулятора, $^{\circ}\text{C}$ Средний импульс отклонения температуры, $\text{ч}, ^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{в.зад}} = 0,5 (t_{\text{в. макс}} + t_{\text{в.мин}})$ $\Delta t_{\text{в.возд}} = t_{\text{в.(-0)}} - t_{\text{в.ср}}$ $\Delta t_{\text{в.зад}} = t_{\text{в.зад}} - t_{\text{в.ср}}$ $\psi_{\Phi} = (t_{\text{в.ср}} - t_{\text{в.мин}})/(t_{\text{в. макс}} - t_{\text{в.мин}})$ $\tau_{\text{п}} = \tau_{\text{вкл}} + \tau_{\text{выкл}}$ $\Delta t_{\text{з.н}} = t_{\text{в. макс}} - t_{\text{в.мин}}$ $I_{t_{\text{ср}}} = 0,25\psi_{\Phi}\tau_{\text{п}}\Delta t_{\text{з.н}}$	$t_{\text{в. зад}} = 19,25^{\circ}\text{C}$ $\Delta t_{\text{в.возд}} = 20,4 - 19,4 = 1^{\circ}\text{C}$ $\Delta t_{\text{в.зад}} = 19,25 - 19,4 = -0,15^{\circ}\text{C}$ $\psi_{\Phi} = (19,4 - 18,1)/(20,4 - 18,1) = 0,56$ $\tau_{\text{п}} = 4 + 12 = 16 \text{ мин} = 0,267 \text{ ч}$ $\Delta t_{\text{з.н}} = 20,4 - 18,1 = 2,3^{\circ}\text{C}$ $I_{t_{\text{ср}}} = 0,25 \cdot 0,56 \cdot 0,267 \times 0,23 = 0,086 \text{ ч}, ^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{в.(-0)}} - \text{до включения АК}$ Незначительно
Тепловая и влажностная нагрузка кондиционируемого помещения, Вт	Фактическая тепловая нагрузка помещения, Вт Расчетная тепловая нагрузка помещения, Вт Разность фактической и расчетной тепловой нагрузки, определяемой теплоаккумуляцией ограждения, Вт	$Q_{\text{п. факт}} = c_{\text{п}} \varrho L (t_{\text{в.ср}} - t_{\text{пр.ср}})/3,6$ $Q_{\text{п. р}} = Q_{\text{люд}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{об}} + \dots$ $\Delta Q_{\text{п}} = Q_{\text{п. факт}} - Q_{\text{п. р}}$	$Q_{\text{п. факт}} = 1,1 \cdot 2,2400 \times 15 [19,4 - 16,5]/3,6 = 2300 \text{ Вт}$ $Q_{\text{п. р}} = 800 \text{ Вт}$ $\Delta Q_{\text{п}} = 2300 - 800 = 1500 \text{ Вт}$	K_p — кратность $A_{(\omega)} - A_{\text{ЧХ}}$
Средний фактический коэффициент конвективной теплопердачи на поверхности ограждений, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$	$\alpha_{\text{в}} = c_{\text{п}} \varrho_{\text{п}} \frac{V_{\text{п}}}{F_{\text{огр}}} K_{\text{п}}$	$\alpha_{\text{в}} = 1,2 \cdot 1 \frac{160}{180} \times 15 [1 - 0,2]/0,2 \cdot 36 = 17,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$		
Фактическая влажностная нагрузка помещения, $\text{кг}/\text{ч}$	$G_{w \text{ п. факт}} = \varrho L (d_{\text{в.ср}} - d_{\text{пр.ср}}) \cdot 10^{-3}$	$G_{w \text{ п. факт}} = 1,2 \cdot 2400 (7,9 - 7,0) \cdot 10^{-3} = 2,56 \text{ кг}/\text{ч}$		
Расчетная влажностная нагрузка помещения, $\text{кг}/\text{ч}$	$G_{w \text{ п. р}} = G_{w \text{ люд}} + G_{w \text{ исп}} + \dots$	$G_{w \text{ п. р}} = 0,3 \text{ кг}/\text{ч}$		
Разность фактической и расчетной влажностной нагрузки, определяемой сорбцией (десорбией) ограждения, $\text{кг}/\text{ч}$	$\Delta G_w = G_{w \text{ п. факт}} - G_{w \text{ п. р}}$	$\Delta G_w = 2,56 - 0,3 = 2,26 \text{ кг}/\text{ч}$		

Продолжение

Вычисляемые величины	Формула	Пример вычисления	Примечание
Холодопроизводительность компрессора	$Q_x^{\text{явш}} i = c_p \rho L (t_{\text{в}} i - t_{\text{пр}} i) / 3,6 \cdot 10^{-3}$	—	Изменение $Q_x^{\text{явш}}$ и $Q_x^{\text{скр}}$ и их суммы во времени показано на рис. 3
Мгновенная холодопроизводительность $Q_x^{\text{явш}} i$, кВт	$Q_x^{\text{скр}} i = \rho L i_{\text{п}} (d_{\text{в}} i - d_{\text{пр}} i) / 3,6 \cdot 10^{-3}$	—	
Мгновенная холодопроизводительность $Q_x^{\text{скр}} i$, кВт	$Q_x^{\text{явш}} + Q_x^{\text{скр}}$	—	
Максимальная холодопроизводительность $(Q_x^{\text{явш}} + Q_x^{\text{скр}})_{\text{макс}}$, кВт	$Q_x^{\text{явш}} + Q_x^{\text{скр}})_{\text{макс}}$	—	
Коэффициент рабочего времени	$b = \tau_{\text{вкл}} / (\tau_{\text{вкл}} + \tau_{\text{выкл}})$	$b = 4 / (4 + 12) = 0,25$	
Амплитудно-частотная характеристика помещения как объекта регулирования температуры	Частота колебаний для i -й гармоники Амплитуда i -й гармоники температурных колебаний A_t в i , $^{\circ}\text{C}$ Амплитуда i -й гармоники температурных колебаний A_t пр i , $^{\circ}\text{C}$ Амплитудно-частотная характеристика $A(\omega) = A_t$ в i / A_t пр i	$\omega_i = i / 60 \tau_{\text{п}}$ — — —	

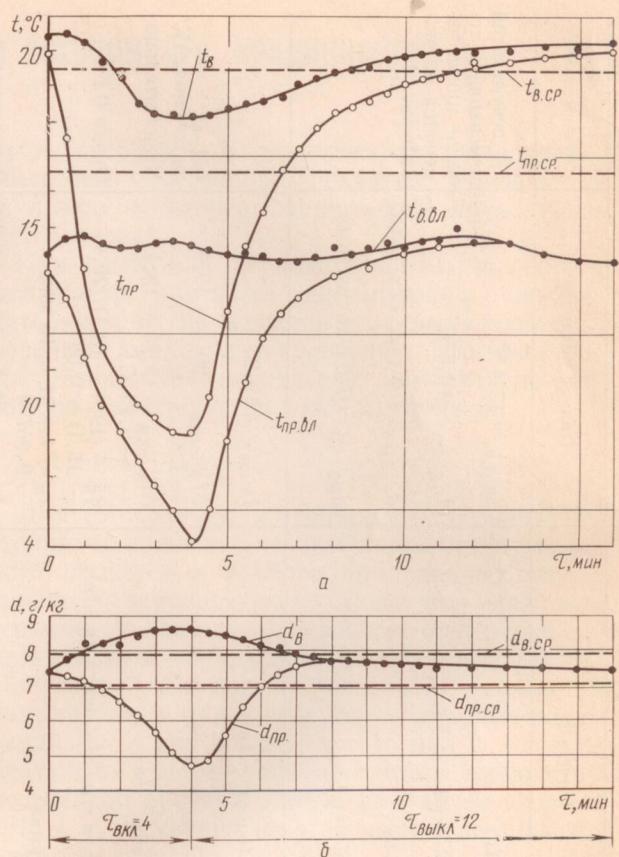


Рис. 1. Примерно изменение температуры воздуха на входе в АК t_B и выходе из него $t_{\text{пр}}$ по сухому и влажному термометрам (а) и влагосодержания воздуха d_B и $d_{\text{пр}}$ (б) в течение цикла работы холодильного компрессора.

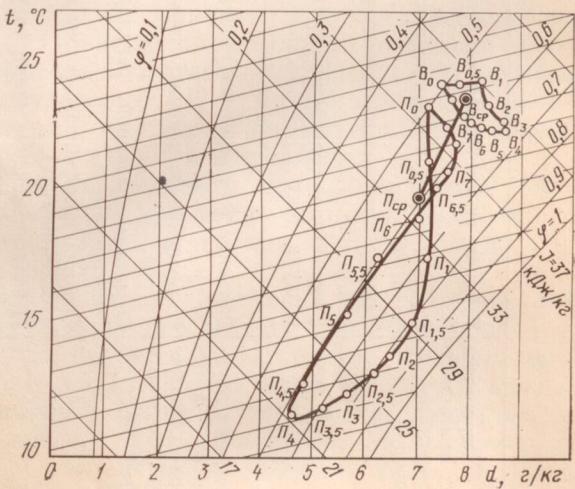


Рис. 2. Примерное изображение в I, d -диаграмме изменения состояния воздуха на входе (B) и на выходе из АК (P) в течение цикла (цифрами обозначены минуты)

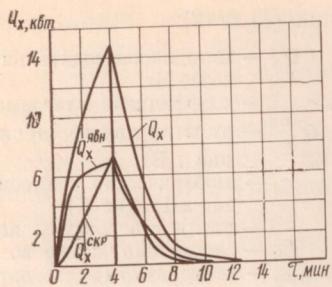


Рис. 3. Примерное изменение расхода холода в течение цикла работы холодильного компрессора.

пературный режим в помещении. Заданная температура определяется как средняя из тех, при которых происходит включение и выключение электродвигателя компрессора, истинная — как средняя из температур воздуха за цикл изменения. Разница истинной и заданной температур обычно незначительна и объясняется нелинейным в силу теплоаккумуляции изменением температуры во времени.

Возмущение по заданию терморегулятора устанавливают по разности температур в помещении до включения АК в работу и средней при работе АК. В результате этой разности возникает апериодический нестационарный (переходный) температурный режим в ограждении. Если температура в помещении снижается, то ограждения и оборудование отдают тепло, поэтому количество тепла, выделяемого источниками (люди, освещение, радиация), меньше количества холода, расходуемого на снижение температуры воздуха. На основе этой разности можно определить средний коэффициент конвективной теплоотдачи на поверхностях ограждений и оборудования.

Средний (с учетом различия в полупериодах) импульс отклонения температуры отражает ве-

личину, продолжительность и форму кривой изменения температуры в помещении. Его можно сравнивать с комфортным при монотонном труде [4].

Ряд параметров характеризует тепловую и влажностную нагрузку помещения и холодопроизводительность компрессора. Изменение расхода холода на охлаждение и осушение воздуха наглядно видно из графика (рис. 3), построенного для цикла работы холодильного компрессора. Расход холода определяется по формулам, приводимым в таблице. Расчетные значения можно сравнивать с паспортной холодопроизводительностью, если учитывать температуры кипения и конденсации хладагента (фактические и паспортные).

Для расчета параметров помещения применяют амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) и используют для этой цели ЭВМ. Изменение температур на входе в АК и на выходе из него представляют рядом Фурье. Если изменение температур в течение каждого из полупериодов допустимо считать экспоненциальным, то для этого случая амплитуды первых трех гармоник можно найти по таблицам [1, 3]. Делением амплитуд соответствующих гармоник температур A_{t_B} и $A_{t_{Bp}}$ получают амплитудно-частотную характеристику $A(\omega)$. Она построена на графике (рис. 4).

В исследованной полосе частот регулятора АЧХ изменяется незначительно, в этой полосе могут быть определены коэффициенты передаточной функции помещения. На графике нанесена АЧХ психрометра как инерционного звена первого порядка при экспериментально определенной по сухому термометру постоянной времени $T \approx 0,5$ мин. Если инерционность термоприемников, зависящая от скорости воздуха на входе и выходе из АК, примерно одинакова, то АЧХ помещения искажается незначительно.

Пример обработки опытных данных (см. рис. 1) при комплексном теплотехническом испытании АК приведен в таблице. Амплитуда пяти гармоник разложения в ряд Фурье в примере вычислены на ЭВМ.

При испытании оборудования АК в непрерывном режиме его характеристики устанавливают по расходу воздуха и перепадам температур или энтальпий (рис. 5). Изменение температуры в помещении определяют путем решения дифференциального уравнения переходного температурного режима. При внесении тепла в помещение конвективным путем уравнение теплового баланса записывается в виде:

$$Q_x/\xi - Q_{\text{пп}}^{\text{явн}} - \frac{c_p \rho L_h}{3,6} (t_h - t_b) - \frac{C_b}{3,6} \frac{dt_b}{d\tau} -$$

$$- \frac{\Sigma C_{\text{огр}}}{3,6} \frac{dt_{\text{огр.ср}}}{d\tau} - \Sigma \alpha_{hi} F_{hi} (t_{h, \text{поб}} - t_{окр}) = 0. \quad (1)$$

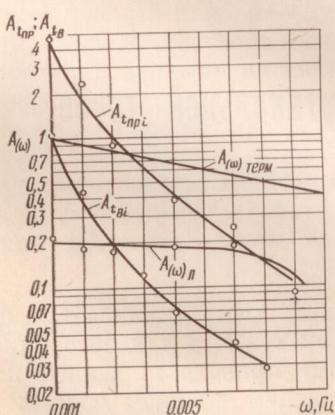


Рис. 4. Амплитуды гармоник разложения температур t_{Bp} и t_B в ряд Фурье, амплитудно-частотная характеристика помещения и термоприемника.

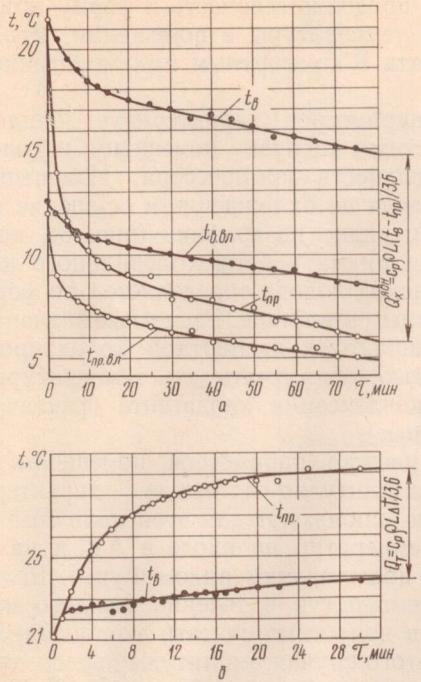


Рис. 5. Примерная зависимость температуры воздуха на входе в АК и на выходе из него при непрерывной работе компрессора (а) и воздухонагревателя (б) от времени.

Установившееся значение температуры узнают по тепловому балансу помещения, а время его достижения $\tau_{\text{пер}}$ — по теплоинерционным свойствам ограждений ($\tau_{\text{пер}} \approx 3T_{\text{огр}}$). Постоянная времени ограждения приближенно описывается зависимостью для среднеинтегральной температуры:

$$T_{\text{огр}} \approx c_p \rho \delta / 1,8 \alpha_{\text{в.}} \quad (2)$$

В формулах (1) и (2):

- Q_x — холодопроизводительность компрессора, Вт;
- ξ — коэффициент влаговыпадения;
- $Q_{\text{явл}}$ — избытки явного тепла в помещении, Вт;
- c_p — изобарическая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);
- ρ — плотность воздуха, кг/м³;
- $L_{\text{н}}$ — расход наружного воздуха, м³/ч;
- $t_{\text{н}}, t_{\text{в}}, t_{\text{н. пов}}, t_{\text{окр}}$ — температуры соответственно наружного и внутреннего воздуха, наружной поверхности ограждений, окружающих помещения, °C;
- $C_{\text{в}}, C_{\text{огр}}$ — общая теплоемкость воздуха в объеме помещения и ограждений, кДж/К;
- $\alpha_{\text{н}}, \alpha_{\text{в}}$ — коэффициент теплоотдачи наружной и внутренней поверхности ограждений, Вт/(м²·К);
- $F_{\text{н}}$ — наружная поверхность ограждений, м²;
- δ — толщина ограждения, м.

Изложенная методика может быть применена при пуско-наладочных и лабораторных испытаниях для определения характеристик оборудования, регуляторов, объекта регулирования и динамического температурного режима в нем.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сотников А. Г. Гармонический анализ в расчетах систем кондиционирования воздуха с позиционным регулированием. — Холодильная техника, 1979, № 3.
2. Сотников А. Г. Методика выбора автономного кондиционера. — Холодильная техника, 1980, № 9.
3. Сотников А. Г. Системы кондиционирования воздуха с количественным регулированием. Л., Стройиздат, 1971.
4. Хомутецкий Ю. Н., Куксинская Т. В. Комфортный динамический микроклимат в помещениях. — Водоснабжение и санитарная техника, 1979, № 5.