

# ЭНЕРГЕТИКА

## POWER ENGINEERING

Романюк В. П.  
V.P.Romanyuk

05.14.01

### ОБ УЛУЧШЕНИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЫТОВЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

### IMPROVING ENERGY PARAMETERS OF DOMESTIC AIR-CONDITIONING SYSTEMS



**Романюк Владимир Петрович** – кандидат технических наук, доцент кафедры элек-тротехники Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. E-mail: romaniuk@mail.ru  
**Vladimiv P.Romanyuk**

– PhD in Engineering, Assistant Professor at the Electro-technical Engineering Department of the State Komsomolsk-on-Amur Technical University (Komsomolsk-on-Amur). E-mail: romaniuk@mail.ru

**Аннотация:** Предложено два способа интенсификации охлаждения конденсатора бытового кондиционера, которые дают возможность снизить температуру конденсации с целью улучшения энергетических показателей прибора.

**Summary:** Two methods for better cooling of a condenser are suggested, which helps lower the temperature of condensation and improve energy parameters of the appliance.

**Ключевые слова:** Кондиционер, температура конденсации, потребляемая мощность.

**Keywords:** condenser, condensation temperature, consumed power.

В связи с все более широким распространением бытовых кондиционеров заметно возросла доля энергии, потребляемой ими в теплое время года, и, несмотря на достигнутые успехи, задача дальнейшего улучшения их энергетических показателей является достаточно актуальной. Повышая эффективность работы кондиционеров, можно добиться не только общего уменьшения энергопотребления, но и понизить величину максимума нагрузки энергосистемы в жаркую погоду.

Снижение мощности, потребляемой двигателем компрессора холодильной машины, может быть достигнуто уменьшением разности между температурой конденсации и температурой кипения хладагента. Известно, что холодильный коэффициент компресси-

онной холодильной установки (отношение ее холодопроизводительности к работе, затраченной на сжатие пара хладагента) находится как

$$\xi = \frac{h_3 - h_4}{h_2 - h_1},$$

где  $h_3$  и  $h_4$  – энтальпия хладагента на выходе и на входе в испаритель, соответственно;

$h_2$  и  $h_1$  – энтальпия хладагента на выходе и на входе в компрессор, соответственно,

причем в цикле без регенерации и перегрева пара  $h_1 = h_3$  [4].

Уменьшение температуры конденсации при неизменной температуре в испарителе вызывает снижение  $h_2$  и  $h_4$ , вследствие чего холодильный коэффициент возрастает. Один из возможных путей снижения температуры конденсации – интенсификация охлаждения конденсатора, который представляет собой оребренный трубчатый теплообменник с обдувом наружным воздухом.

Первый предлагаемый способ улучшения охлаждения конденсатора заключается в использовании для этого водяного конденсата, который выпадает на испарителе при работе кондиционера, и который обычно сливается на улицу или в канализацию. Если этот конденсат подавать в наружный блок кондиционера и орошать им конденсатор, то теплосъем с его поверхности будет проходить более интенсивно. Для иллюстрации сказанного и определения возможного при таком орошении снижения потребляемой компрессором мощности, проведем расчет, взяв для примера параметры кондиционера LG-K 1860, холодопроизводительность которого составляет  $Q_x = 5,27$  кВт, потребляемая мощность  $P = 1,9$  кВт, воздухопроизводительность вентилятора наружного блока  $V_n = 42$  м<sup>3</sup>/мин, внутреннего —  $V_b = 12$  м<sup>3</sup>/мин [2].

Пусть во внутренний блок кондиционера поступает воздух, имеющий температуру 25 °С и относительное влагосодержание  $\psi_{b1} = 0,6$ . Удельное влагосодержание входящего воздуха составляет  $d_{b1} = \psi_{b1} \cdot d_{s25} = 0,0122$  кг паров воды на 1 кг сухого воздуха ( $d_{s25} = 0,0203$  кг/кг – влагосодержание насыщенного влажного воздуха при температуре 25 °С) [1].

Уравнение теплового баланса испарителя:

$$Q_x = G_B \cdot (h_{B2} - h_{B1}),$$

где  $G_B = \rho_{20} \cdot V_b / 60 = 0,234$  кг/с – расход воздуха через испаритель (плотность воздуха при температуре 20 °С  $\rho_{20} = 1,19$  кг/м<sup>3</sup>);

$h_{B1} = 56,24$  и  $h_{B2}$  – энтальпия входящего и выходящего воздуха, соответственно, кДж/кг.

Отсюда

$$h_{B2} = h_{B1} - \frac{Q_x}{G_B} = 33,5 \text{ кДж/кг}.$$

Этому значению энтальпии соответствует влажный насыщенный воздух ( $\psi_{b2} = 1$ ) с температурой 11,7 °С и удельным влагосодержанием  $d_{b2} = 0,00867$  кг/кг. Количество конденсата, выпадающего на поверхность испарителя в единицу времени:

$$G_K = G_B \cdot (d_{B1} - d_{B2}) = 0,000826 \text{ кг/с}.$$

Пусть в наружный блок кондиционера поступает воздух, имеющий температуру 30 °С и относительное влагосодержание  $\psi_{n1} = 0,9$ . Его удельное влагосодержание составляет  $d_{n1} = \psi_{n1} \cdot d_{s30} = 0,0248$  кг/кг,

Поступила в редакцию 10.01.2010

энтальпия –  $h_{N1} = 93,6$  кДж/кг.

Уравнение теплового баланса для конденсатора без орошения (принимая, что с его поверхности снимается и тепло, отбираемое у воздуха в помещении, и мощность, потребляемая компрессором):

$$Q_X + P = G_H \cdot (h_{N2} - h_{N1}),$$

где  $G_H = \rho_{20} \cdot V_H / 60 = 0,833$  кг/с – расход воздуха через конденсатор;

$h_{N2}$  – энтальпия выходящего воздуха, кДж/кг.

Из уравнения получаем

$$h_{N2} = h_{N1} + \frac{Q_X + P}{G_H} = 102,21 \text{ кДж/кг},$$

удельное влагосодержание воздуха не меняется. Этим параметрам соответствует температура  $38,2$  °С.

При орошении конденсатора влагосодержание выходящего из него воздуха возрастает вследствие испарения воды:

$$d_{H2} = d_{H1} + \frac{G_K}{G_H} = 0,0258 \text{ кг/кг}.$$

Уравнение теплового баланса приобретает следующий вид:

$$Q_X + P + G_K \cdot h_K = G_H \cdot (h_{N2} - h_{N1}),$$

где  $h_K = 49,16$  кДж/кг – энтальпия конденсата при температуре  $11,7$  °С.

Следовательно,

$$Q_X + P + G_K \cdot h_K = G_H \cdot (h_{N2} - h_{N1}),$$

Полученным значениям влагосодержания и энтальпии соответствует температура  $35,7$  °С, относительное влагосодержание выходящего воздуха составит  $0,7$ . Таким образом, орошение приводит к снижению температуры выходящего из конденсатора воздуха на  $2,5$  °С. Можно принять, что на эту же величину снизится и температура конденсации.

Для воздушных конденсаторов разность между температурой конденсации и температурой выходящего воздуха составляет  $10...15$  °С [3], поэтому будем считать, что без орошения конденсатора температура конденсации составляет  $50$  °С, а с орошением –  $47,5$  °С. Принимая температуру кипения хладагента в испарителе равной  $5$  °С (на  $\approx 15$  °С ниже средней температуры проходящего через испаритель воздуха) и температуру переохлажденного жидкого хладагента на  $3$  °С ниже температуры конденсации для фреона R22, определяем энтальпии хладагента, необходимые для расчета холодильного коэффициента (см. прим. 1).

Без орошения конденсатора: энтальпия пара на выходе из испарителя (на входе в компрессор)  $h_1 = 407,15$  кДж/кг; энтальпия пара на выходе из компрессора  $h_2 = 437,22$  кДж/кг; энтальпия жидкого хладагента, поступающего в испаритель  $h_4 = 259,11$  кДж/кг. Холодильный коэффициент для этого режима

$$\xi = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = 4,92 \text{ кДж/кг}.$$

С орошением конденсатора: энтальпии –  $h_1 = 407,15$  кДж/кг,  $h_2 = 435,71$  кДж/кг,  $h_4 = 255,71$  кДж/кг; холодильный коэффициент  $\xi = 5,3$ .

Таким образом, при принятых параметрах наружного воздуха и воздуха в помещении испарение на конденсаторе наружного блока водяного конденсата, удаляемого из внутреннего блока, позволяет более чем на  $7\%$  повысить холодильный коэффициент агре-

гата и в той же степени снизить работу, необходимую для сжатия пара, а следовательно, и потребляемую компрессором кондиционера мощность.

Второй предлагаемый способ улучшения энергетических показателей кондиционера заключается в использовании для охлаждения конденсатора водопроводной воды, расходуемой на бытовые нужды. Для полностью водяного охлаждения требуется слишком много воды, поэтому водяное охлаждение должно быть дополнительным к обычному, воздушному. Горячий пар, нагнетаемый компрессором, будет последовательно проходить через два конденсатора. Первый – с обдувом наружным воздухом, второй – водяной, представляющий собой бак определенного объема с водопроводной водой, внутри которого расположены трубки с хладагентом. По мере расходования подогретой воды бак должен пополняться холодной водой. Пока температура хладагента на выходе из водяного конденсатора достаточно низкая, вентилятор воздушного конденсатора не включается, и основная часть тепла от охлаждаемого пара отбирается водой. При прогреве воды и повышении температуры хладагента до определенного уровня, зависящего от температуры наружного воздуха, система управления кондиционера должна включить вентилятор воздушного конденсатора. Так как для конденсаторов с водяным охлаждением температура конденсации на  $4...6$  °С выше температуры воды [3], то получить температуру конденсации, равную  $50$  °С (как при охлаждении воздухом с температурой  $30$  °С) можно при температуре воды  $44...46$  °С. Если принять, что начальная температура воды  $18$  °С, объем бака  $0,5$  м<sup>3</sup>, то кондиционер из рассмотренного выше примера, выделяющий на конденсаторе тепловую мощность  $Q_X + P = 7,2$  кВт, при непрерывной работе будет прогревать указанное количество воды до температуры  $45$  °С в течение более  $2$  ч. Всё это время температура конденсации будет ниже, чем при воздушном охлаждении, поэтому будет понижена и мощность, потребляемая компрессором.

Установка подобных систем может быть рациональной при строительстве частных домов, особенно при отсутствии централизованного горячего водоснабжения. Вода, подаваемая в автономный водонагреватель такого дома, будет предварительно подогреваться теплом кондиционера, следовательно, снижение энергопотребления кондиционера будет дополнено более существенным снижением энергопотребления водонагревателя. Емкость бака водяного конденсатора должна быть согласована с суточным расходом воды так, чтобы теплой воды, получаемой при дневной работе кондиционера, было достаточно для обеспечения вечернего водопотребления.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Богданов С. Н. Холодильная техника: Свойства веществ: Справочник / С. Н. Богданов, О. П. Иванов, А. В. Куприянова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. Машиностроение, 1976. – 166 с.
2. Коляда В. В. Кондиционеры. Принципы работы, монтаж, установка, эксплуатация и рекомендации по ремонту / В. В. Коляда. – М.: СОЛОН-Пресс, 2002. – 240 с.
3. Курылев Е. С. Холодильные установки: Учебник для вузов / Курылев Е. С., Оносовский В. В., Румянцев Ю. Д. – СПб.: Политехника, 1999. – 576 с.
4. Холодильные машины: Учебник для вузов / Под общ. ред. И. А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 511 с.

## ПРИМЕЧАНИЯ

1. CoolPack Version 1,46 – A Collection of Simulation Tools for Refrigeration © 1998-2001 Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark. Режим доступа <http://www.et.dtu.dk/CoolPack>