

Феоктистов А.Ю., канд. техн. наук, доц.,
 Овсянников Ю.Г., канд. техн. наук, доц.,
 Куцев Л.А., д-р техн. наук, проф.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА СО ВТОРОЙ РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ ВЫТЯЖНОГО ВОЗДУХА

AlexWolf79@mail.ru

Существующие общепринятые графо-аналитические методы расчета режимных параметров процессов обработки влажного воздуха в системах кондиционирования основаны на применении I-d диаграммы влажного воздуха, что приводит с значительной погрешности расчетов. В статье предлагается метод аналитического описания процессов тепловлажностной обработки воздуха в центральных кондиционерах со второй рециркуляцией вытяжного воздуха, основанный на аналитическом определении энтальпии. Определены границы применения второй рециркуляции по санитарно-гигиеническим требованиям и область конденсации влаги при смешении воздушных масс.

Ключевые слова: кондиционирование воздуха, вторая рециркуляция, аналитическое описание тепловлажностных процессов

Использование рециркуляции воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха (СКВ) позволяет значительно снизить затраты тепла и холода на подготовку воздуха, что оценивается по методике [1]. Принятый в настоящее время графо-аналитический метод расчета СКВ при помощи I-d диаграммы [4, 5], предусматривает определение эксплуатационных параметров установок подготовки воздуха для крайних параметров наружного воздуха – теплового и холодного периодов года. Такой подход затрудняет численный анализ показателей работы СКВ при различных наружных и эксплуатационных режимах и затрудняет определение эксплуатационных параметров при промежуточных значениях параметров наружного воздуха.

При рециркуляции части вытяжного воздуха общий объем подаваемого в помещения воздуха $L_{\text{п}}$, м³/с, складывается из смешиваемого

наружного воздуха $L_{\text{н}}$ и части удаляемого из помещения воздуха, называемого рециркуляционным $L_{\text{р}}$:

$$L_{\text{п}} = L_{\text{н}} + L_{\text{р}}. \quad (1)$$

Возможность рециркуляции и допустимая доля рециркуляционного воздуха устанавливается по [2].

В зависимости от места смешения наружного и рециркуляционного воздуха различают системы с 1-й и 2-й рециркуляцией (рис. 1). В первом случае смешение происходит в приемной камере кондиционера, во втором – после калорифера первого подогрева. Системы со второй рециркуляцией применяют для исключения калорифера второго подогрева в центральных кондиционерах [3] и уменьшения потребности в увлажнении воздуха [4].

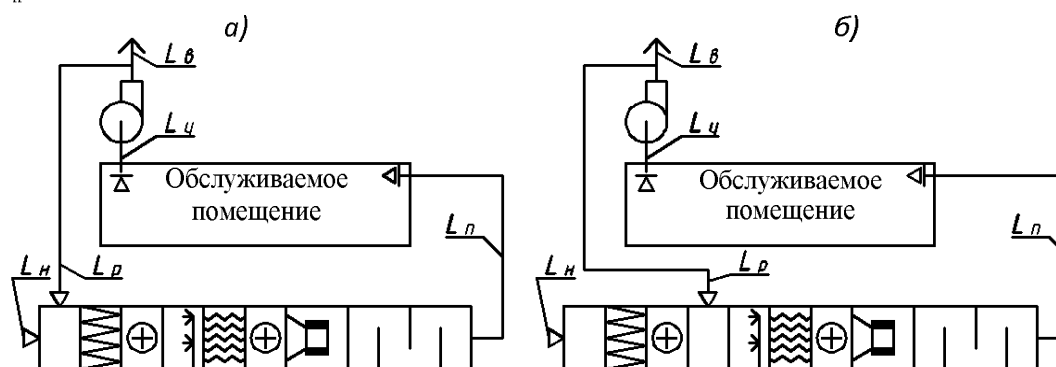


Рис. 1. Принципиальные схемы установок центральных кондиционеров с 1-й (а) и 2-й (б) рециркуляцией: $L_{\text{н}}$ – наружный воздух; $L_{\text{п}}$ – приточный воздух; $L_{\text{у}}$ – удаляемый из помещения воздух; $L_{\text{в}}$ – вытяжной воздух, выбрасываемый в атмосферу; $L_{\text{р}}$ – рециркуляционный воздух

Преимуществом второй рециркуляции над первой является меньшая вероятность конденсации части влаги рециркуляционного воздуха

[5]. При второй рециркуляции максимально сохраняется влага, имеющаяся в вытяжном воздухе и, как следствие, затраты энергии на ее испа-

рение при доувлажнении воздуха перед подачей в обслуживаемые помещения. На объемы рециркуляционного воздуха накладывается ряд ограничений, прежде всего связанных с санитарно-гигиеническими требованиями к СКВ – минимально допустимый объем подаваемого наружного воздуха на одного человека. Таким образом, с точки зрения энергосбережения и санитарно-гигиенического благополучия необходимо обеспечивать, с одной стороны максимально возможный объем рециркуляционного воздуха, а с другой стороны – подачу требуемого количества наружного воздуха.

Обозначим состояния воздуха после различных процессов тепловлажностной обработки нижними индексами: «н» – наружный воздух, «р» – рециркуляционный воздух (удаляемый из помещения), «п» – приточный воздух, «к» – после калорифера 1-го подогрева, «с» – после смешения.

Считаем, что параметры наружного воздуха для теплого и холодного периода года t_n^{XII} , φ_n^{XII} , t_n^{III} , φ_n^{III} , параметры подаваемого в помещения воздуха t_p^{XII} , φ_p^{XII} , t_p^{III} , φ_p^{III} и рециркуляционного воздуха (принимаются равными параметрам вытяжного воздуха) $t_p^{XII} = t_b^{XII}$, $\varphi_p^{XII} = \varphi_b^{XII}$, $t_p^{III} = t_b^{III}$, $\varphi_p^{III} = \varphi_b^{III}$ определены в ходе расчета воздухообмена. Термодинамические параметры воздуха (удельная энтальпия и влагосодержание) могут быть определены по [5].

Рассмотрим процесс обработки воздуха в холодный период года. При второй рециркуляции в смесительной камере кондиционера происходит смешение подогретого наружного и рециркуляционного воздуха с массовыми расходами, кг/с:

$$\begin{aligned} M_n &= \rho_n L_n, \\ M_p &= \rho_p L_p \end{aligned} \quad (2)$$

где ρ_n, ρ_p – плотности наружного и рециркуляционного воздуха, соответственно.

Для обеспечения дальнейшей подачи в обслуживаемые помещения воздуха с требуемой влажностью φ_n^{XII} при смешении необходимо добиться влагосодержания смеси, равного влагосодержанию приточного воздуха $d_c^{XII} = d_n^{XII}$ при фиксированном влагосодержании рециркуляционного воздуха d_p^{XII} . Тогда из уравнений материально-теплового баланса при смешивании воздушных масс [5] выразим требуемое влагосодержание воздуха после смешения, учитывая равенство влагосодержания подогретого и наружного воздуха $d_k^{XII} = d_n^{XII}$:

$$d_c^{XII} = \frac{d_n^{XII} M_n + d_p^{XII} M_p}{M_n + M_p}. \quad (3)$$

Если полученное значение влагосодержания воздуха после смешения меньше требуемого влагосодержания приточного воздуха d_n^{XII} , то обойтись без доувлажнения воздуха при его обработке в центральном кондиционере не удастся ввиду невозможности увеличения доли рециркуляционного воздуха из санитарно-гигиенических требований.

Если полученное значение влагосодержания воздуха после смешения больше требуемого влагосодержания приточного воздуха d_n^{XII} , то необходимо уменьшение доли рециркуляционного воздуха до достижения d_n^{XII} после смешения по формуле (3) с сохранением общего количества подаваемого воздуха L_n по формуле (1). Обозначим общий расход приточного воздуха $M_n = M_n + M_p$, подставим его в (3) и выразим расход рециркуляционного воздуха, считая $d_c^{XII} = d_n^{XII}$:

$$M_p = \frac{d_n^{XII} M_n + d_n^{XII} M_n}{d_p - d_n}. \quad (4)$$

Рассчитанный расход рециркуляционного воздуха при смешении с $M_n = M_n - M_p$ наружного воздуха позволит добиться требуемого влагосодержания приточного воздуха d_n^{XII} .

Следующей задачей расчета рециркуляционной схемы обработки воздуха является определение требуемой температуры воздуха после калорифера первого подогрева, позволяющей получить после смешения воздух с параметрами приточного без догрева в калорифере второй ступени. Требуемую энтальпию воздуха после калорифера первого подогрева выразим из уравнений материально-теплового баланса при смешивании воздушных масс [5], считая энтальпию воздуха после смешения равной энтальпии приточного воздуха $I_c^{XII} = I_n^{XII}$:

$$I_k^{XII} = \frac{I_n^{XII} (M_n + M_p) - I_p^{XII} M_p}{M_n}. \quad (5)$$

Тогда требуемая температура воздуха после калорифера первого подогрева будет определяться соотношением [7]:

$$t_k^{XII} = \frac{I_k^{XII} - r_n \frac{d_k^{XII}}{1000}}{c_{с.в.} + c_n \frac{d_k^{XII}}{1000}}, \quad (6)$$

где $c_{с.в.}$ – удельная теплоемкость сухого воздуха, кДж/(кг·°C); c_n – удельная теплоемкость водяного пара, кДж/(кг·°C); r_n – удельная теплота парообразования для воды, кДж/кг.

Расход тепла калорифером первого подогрева найдем по известным массовому расходу наружного воздуха $M_n = \rho_n L_n$ и энтальпиям воздуха до и после подогрева: I_n^{XII}, I_k^{XII} :

$$Q_k = M_n (I_k^{XII} - I_n^{XII}). \quad (7)$$

Расчет процесса смешения воздуха в центральном кондиционере с второй рециркуляцией в теплый период года производится аналогично, подставляя в формулы (2–7) параметры наружного и рециркуляционного воздуха для теплого периода года. Если влагосодержание смеси наружного и рециркуляционного воздуха будет превышать требуемое влагосодержание приточного воздуха, то одним из вариантов дальнейшей обработки приточного воздуха будет его осушение в камере орошения или контактном воздухоохладителе до достижения требуемого влагосодержания, в противном случае может потребоваться дальнейшее снижение доли рециркуляционного воздуха. Дальнейший расчет процесса тепловлажностной обработки воздуха в теплый период года, также, производится по методике, предложенной в [6], подставляя в качестве параметров наружного воздуха параметры смеси наружного и рециркуляционного воздуха.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пособие 9.91 к СНиП 2.04.05-91 Годовой расход энергии системами отопления, вентиляции и кондиционирования. М.: Промстройпроект, 1993. 32 с.
2. СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование. М.: ГУП ЦПП, 2004. 55 с.
3. Коченков Н.В., Шпагина М.С. Способы исключения первой рециркуляции в центральной системе кондиционирования воздуха // СтройПРОФИл, 2011. № 2/1. С. 6–11.
4. Рымкевич А.А. Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха. СПб: АВОК С-3, 2003. 272 с.
5. Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодно-снабжение: Учебник для ВУЗов; под ред. В.Н. Богословского. М.: Стройиздат, 1985. 367 с.
6. Ильина Т.Н., Феоктистов А.Ю., Овсянников Ю.Г. Аналитическое описание процессов обработки воздуха в центральных кондиционерах // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2010. № 1. С. 136–139.
7. Ильина Т.Н., Феоктистов А.Ю., Дегтев В.М. Прогнозирование и регулирование состояния микроклимата в замкнутом объеме со значительными тепло- и влагоизбытками // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2010. № 4. С. 121–123.

Feoktistov A. Y., Ovsyannikov Y. G., Kushchev L. A.

ON THE QUESTION OF THE CALCULATION OF AIR CONDITIONING SYSTEMS WITH A SECOND RECIRCULATION OF EXHAUST AIR

Existing conventional graph-analytical methods for calculating operating parameters of the processing of moist air conditioning systems based on the use of Id-diagram of humid air, which leads to significant error calculations. The paper proposes a method of analytical description of the processes of heat and humidity treatment of air in central air conditioning in the second recirculation of exhaust air based on the analytical determination of the enthalpy. The boundaries of the application of the second recirculation sanitary requirements and the area of condensation by mixing of air masses.

Key words: air conditioning, second recycling, analytical description of the processes of heat and humidity

Феоктистов Алексей Юрьевич, кандидат технических наук, доцент, кафедры теплогазоснабжения и вентиляции.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

E-mail: AlexWolf79@mail.ru

Овсянников Юрий Григорьевич, кандидат технических наук, доцент, кафедры теплогазоснабжения и вентиляции.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Кушев Леонид Анатольевич доктор технических наук, профессор кафедры теплогазоснабжения и вентиляции.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.