

# Испарительно-рекуперативные системы кондиционирования

Канд. техн. наук А. Л. ЕМЕЛЬЯНОВ, д-р техн. наук Е. С. ПЛАТУНОВ, А. В. КОЗИН  
Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий  
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

*There was examined a variant of an evaporative transport conditioner using a recuperative heat exchanger to retain initial moisture of incoming air. A procedure has been proposed for complex calculation of the countercurrent recuperative heat exchanger of "air-air" and "air-wet wall" types.*

**Key words:** conditioning, evaporative cooling, recuperator, heat exchanger, complex calculation.

**Ключевые слова:** кондиционирование, испарительное охлаждение, рекуператор, теплообменник, комплексный расчет.

## Принципиальные схемы

Анализ современных типовых вентиляционных систем, работающих совместно с кондиционерами и калориферами, показывает, что имеются две возможности для снижения их энергетических затрат. Первая из них появляется при использовании энтальпии отработанного воздуха, а вторая возникает при переходе от компрессионного к более экономному и экологически чистому получению холода при адиабатическом испарении воды.

Непроизводительные затраты на охлаждение и нагрев свежего воздуха весьма внушительны. В жаркие и холодные дни они могут значительно превышать ту энергию, которая расходуется на компенсацию внутренних тепловых источников и теплообмен через наружные стены. Отработанный воздух, удаляясь из помещения, способен избавить систему от таких непроизводительных затрат энергии. Для этого достаточно встроить в вентиляционную систему рекуперативный теплообменник «воздух–воздух» и пропускать через него в противотоке свежий и отработанный воздух. При одинаковых расходах свежего и отработанного воздуха (что естественно для любой замкнутой вентиляционной системы) эффективно работающий рекуператор без существенных энергетических затрат, а только за счет теплообмена с отработанным воздухом, будет подавать в помещение свежий воздух с температурой, близкой к температуре помещения. Причем как в жаркое, так и в холодное время года. Благодаря этому появляется возможность резко снизить энергопотребление встроенных в систему кондиционеров и калориферов.

Замена компрессионных кондиционеров на испарительные системы считается проблематичной. Обычные

испарительные способы охлаждения (рис. 1) по техническим характеристикам неспособны конкурировать с компрессионными системами, особенно при повышенной влажности воздуха. К тому же они увеличивают влажность поступающего в помещение воздуха. Ситуация, однако, существенно меняется, если испарительный кондиционер подключить к рекуперативному теплообменнику «воздух–воздух». Рекуператор способен использовать эффект испарительного охлаждения косвенно, сохраняя влагосодержание приточного воздуха [1, 2].

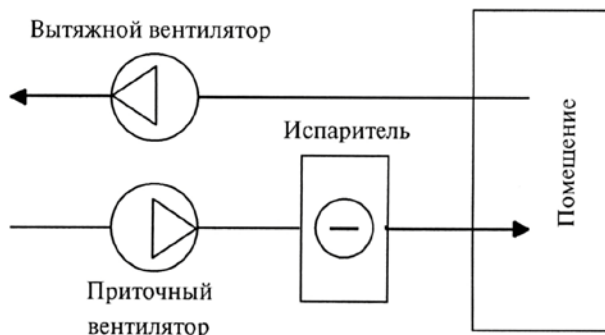


Рис. 1. Схема испарительного способа кондиционирования

Возможны различные способы объединения рекуператора с адиабатической системой испарения воды. Два из них показаны на рис. 2 и 3. В первом способе отработанный воздух до поступления в рекуператор предварительно пропускается через адиабатный испаритель, где увлажняется и охлаждается до температуры «мокрого» термометра. Благодаря этому свежий воздух, поступающий в помещение через рекуператор, оказывается охлажденным, сохранив исходное влагосодержание. Область

применения такой испарительно-рекуперативной системы кондиционирования оказывается близкой к компрессионным системам, выгодно отличаясь от них по затратам энергии. В частности, появились рекламные сообщения, что такие системы уже начинают использоваться для кондиционирования производственных зданий, причем их эксплуатация позволила снизить расход энергии на обслуживание здания в 5 раз [3].

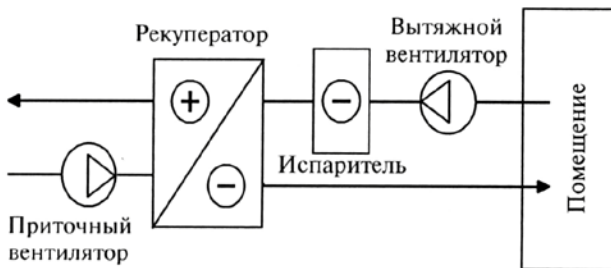


Рис. 2. Испарительно-рекуперативная система с противоточным рекуператором

Еще более универсальным оказывается способ испарительно-рекуперативного кондиционирования, схема которого показана на рис. 3. В отличие от предыдущего способа в нем используются два рекуператора. Подаваемый в помещение свежий воздух, пройдя через первый рекуператор, делится на два равных потока. Один из них пропускается через второй рекуператор и попадает непосредственно в помещение. Другой поток сначала охлаждается в адиабатном испарителе, а затем в противотоке пропускается через второй рекуператор, охлаждая основной поток до температуры «мокрого» термометра. Рассмотренный способ несколько сложнее предыдущего способа, но оказывается более предпочтительным, если в обрабатываемом (кондиционируемом) помещении имеются свои источники влаги. Важным дополнительным достоинством обоих способов (в сравнении с обычной испарительной системой) является экономичный расход испаряемой воды. В холодные дни обе испарительно-рекуперативные системы кондиционирования легко преобразуются в обычные рекуперативные системы с калориферным отоплением.

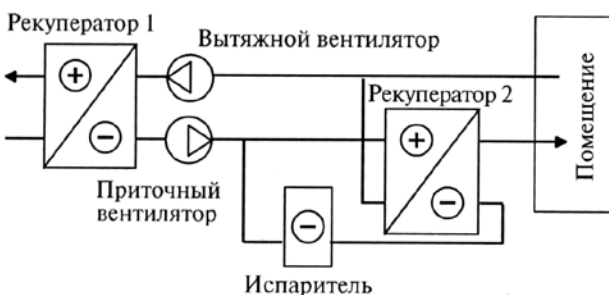


Рис. 3. Испарительно-рекуперативная СКВ с двумя рекуператорами

Таким образом, объединение приточно-вытяжной вентиляции с противоточным рекуператором, калорифером и адиабатным испарителем в единую систему кондиционирования обеспечивает ей полную универсальность. Постоянными блоками системы являются рекуператоры и вентиляторы. В жаркие дни к рекуператору подключается испаритель, а в холодные дни — калорифер. Внешняя энергия в системе потребляется только вентиляторами и калорифером.

Эксплуатационные возможности предлагаемой вентиляционной испарительно-рекуперативной системы кондиционирования можно оценить с помощью  $i-d$ -диаграммы влажного воздуха. Для этого достаточно задать расход, температуру, влажность наружного воздуха и выбрать оптимальный уровень температуры воздуха  $t_b$  в помещении. При отсутствии заметных источников влажности в помещении  $i-d$ -диаграмма позволяет определить температуру «мокрого» термометра  $t_m$  и ожидаемый расход испаряемой воды. При этом важно иметь в виду, что при наличии рекуператора тепловая нагрузка испарительного теплообменника определяется только разностью температур «сухого» и «мокрого» термометра в психрометре,  $\Delta t = t_b - t_m$ . Она обычно не превышает 10 К, поэтому большого расхода воды в системе не требуется.

Очевидно, что жизнеспособность рассматриваемой системы кондиционирования должна во многом зависеть от эксплуатационных и конструктивных характеристик рекуперативного и испарительного теплообменников. От эффективности их работы зависят качество кондиционирования и энергетическая экономичность всей системы. Чтобы обеспечить заданную эффективность, необходим комплексный расчет теплообменников. Ниже приводится краткое изложение методик такого расчета.

#### Комплексный расчет противоточного пластинчатого теплообменника «воздух—воздух»

Оптимально спроектированный рекуператор должен сочетать в себе высокую эффективность, низкий уровень шума, малое энергопотребление и приемлемые габаритные размеры. Особенности взаимного расположения каналов в предлагаемом теплообменнике показаны на рис. 4.

Расчет проведен при следующих допущениях:

- все щели теплообменника имеют одинаковую ширину  $d$ ;
- расходы воздуха в прямом и обратном каналах совпадают между собой ( $G_{пр} = G_{обр}$ );
- разделительные стенки изготовлены из тонкого полимерного материала;
- скорость воздуха  $u$  в щели не выходит за границы режима ламинарного течения.

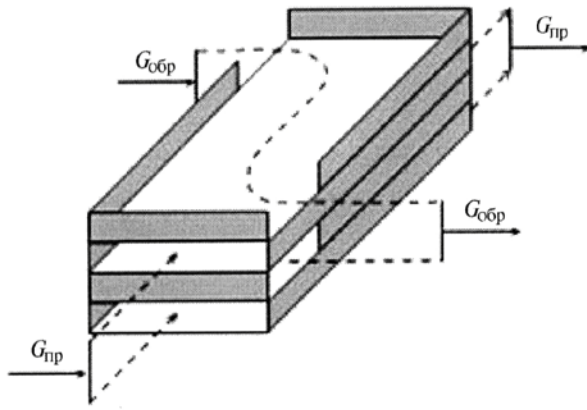


Рис. 4. Схема противоточного рекуперативного теплообменника

Благодаря этому встречные воздушные потоки обмениваются теплотой только через разделяющие их стенки. Толщину стенок целесообразно выбирать такой, чтобы их тепловая проводимость существенно превышала коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  между стенкой и щелью ( $\alpha = 2\lambda/d$ ) [4]. В этом случае для оценки эффективного коэффициента теплопередачи стенки может использоваться простое выражение  $k = \lambda/d$ .

Для комплексного расчета теплообменника воспользуемся уравнениями теплового баланса и теплопередачи между воздушными потоками, известным выражением для гидравлического напора  $\Delta p$  в щелях и условием для выбора допустимой скорости  $u$  воздушных потоков [4]:

$$Q = c\rho G\Delta t = (\lambda/d)nbl|\delta t|, \quad \Delta p \cong 12\mu(l/d^2)u, \quad (1)$$

где  $Q$  — тепловой поток, которым обмениваются воздушные потоки при одинаковых расходах ( $G = G_{гр} = G_{обp}$ );  $c, \rho, \lambda, \mu, \nu$  — теплоемкость, плотность, теплопроводность и динамическая вязкость воздуха, соответственно;  $n, b, l$  — общее число щелей в теплообменнике, высота и длина каждой щели, соответственно. Комплекс  $F = nbl$  определяет в уравнениях (1) общую площадь поверхности теплообмена между потоками, комплекс  $S = 2G/u = nbd$  — площадь поперечного сечения всех щелей теплообменника, а параметр  $\varepsilon = \Delta t/\delta t$  — коэффициент эффективности теплообменника. Тепловой поток  $Q = c\rho G\Delta t$  представляет при анализе самостоятельный интерес, так как характеризует количественно тепловую эффективность рекуператора, в частности его холодопроизводительность.

Исходные уравнения (1) обеспечивают функциональную связь эксплуатационных характеристик теплообменника ( $G, \varepsilon, u, \Delta p$ ) с его конструктивными параметрами ( $d, b, l, n, S, F$ ). При расчете теплообменника целесообразно задавать технологически приемлемую ширину  $d$

щелей. Все другие параметры, в том числе оптимальная скорость  $u$ , вычисляются последовательно, с помощью вытекающих из (1) соотношений

$$u^2 = \frac{\Delta p \lambda}{6\varepsilon c\rho\mu}, \quad l = \frac{\varepsilon c\rho}{2\lambda} d^2 u, \\ S = 2G/u, \quad n = (S/bd), \quad F = nbl, \quad (2)$$

где высоту  $b$  щелей целесообразно выбирать независимо, как заданную долю от их длины  $l$  (чтобы в теплообменнике на значительной площади пластин обеспечивалось встречное движение потоков). Оптимальным, в частности, является условие  $b = (0,2, \dots, 0,4)l$ .

*Пример 1.* Заданы:  $d = 0,9$  мм;  $G = 100$  м<sup>3</sup>/ч = 0,028 м<sup>3</sup>/с;  $\Delta p = 320$  Па;  $\varepsilon = 5$ ;  $\mu = 18,6 \cdot 10^{-6}$  Па·с;  $(\lambda/c\rho) \equiv a = 22,9 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $b = 0,3l$ .

Из формулы (2) имеем:  $u = 3,6$  м/с,  $l = 0,32$  м;  $b = 0,092$  м;  $n = 186$  щелей;  $S = 1,55$  дм<sup>2</sup>;  $F = 5,5$  м<sup>2</sup>.

Теплообменник с такими параметрами был проверен экспериментально. Исходные и расчетные параметры совпали между собой с приемлемой точностью. Перепады температуры вдоль пластин не превышали 10 К. Пластины были изготовлены из листового стеклотекстолита толщиной  $\sim 0,2$  мм.

#### Комплексный расчет пластинчатого испарительного теплообменника типа «воздух—мокрая стенка»

В основу расчетов были положены допущения, что мокрые стенки теплообменника за счет испарения влаги поддерживаются при психрометрической температуре «мокрого» термометра  $t_m$ , а движение воздушного потока у стенки сохраняет ламинарный характер с коэффициентом теплоотдачи  $\alpha \cong 2\lambda/d$  [4]. С их учетом уравнение, определяющее закон изменения температуры  $\vartheta(x) = t(x) - t_m$  воздушного потока в плоской щели шириной  $d$  и длиной  $l$ , движущегося со скоростью  $u$ , приобретает вид

$$\vartheta(x) = \vartheta_{вх} \exp(-x/x_0), \quad (3)$$

где  $x_0 = d^2 u/4a$ ;

$a$  — температуропроводность воздуха.

Следовательно, оптимальную длину щелей можно выбирать, задавая оптимальную величину коэффициента эффективности теплообменника  $\varepsilon = \vartheta_{вх}/\vartheta_{вых}$ ,

$$l = x_0 \ln \varepsilon. \quad (4)$$

Для комплексного расчета теплообменника соотношения (3), (4) следует дополнить интегральным уравнением теплового баланса между воздушным потоком  $G = ndbu$  и мокрыми пластинами с общей площадью  $F = 2nbl$ ,

а также выражением для гидравлического напора  $\Delta p$  в его щелях [4]

$$c\rho G\vartheta_{\text{вх}} = \alpha F \langle \vartheta \rangle, \quad \Delta p = 12\mu(l/d^2)u, \quad (5)$$

где  $\langle \vartheta \rangle = (x_0/l)\vartheta_{\text{вх}}$  — средний перегрев воздушного потока в щели.

Из уравнений (3)–(5) можно рассчитать оптимальную скорость  $u$  воздуха, толщину  $d$  щелей, поверхность  $F$  мокрых пластин и их общее число  $n$

$$u^2 = \frac{\alpha \Delta p}{3\mu \ln \varepsilon}, \quad d^2 = \frac{12\mu l u}{\Delta p}. \quad (6)$$

К другим важным характеристикам испарительного теплообменника относятся его холодопроизводительность  $Q_x$  (Вт) и массовый расход испаряемой воды  $g_{\text{исп}}$  (кг/с). Для их расчета могут использоваться формулы

$$Q_x = c\rho G(t_{\text{вх}} - t_{\text{м}}), \quad g_{\text{исп}} = Q_x/r_{\text{исп}}, \quad (7)$$

где  $t_{\text{вх}}$  — температура воздуха на входе в испарительный теплообменник;

$r_{\text{исп}}$  — удельная теплота испарения воды.

*Пример 2.* Заданы:  $G = 100 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,028 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $\varepsilon = 20$ ;  $\Delta p = 30 \text{ Па}$ ;  $l = 0,20 \text{ м}$ ;  $b = 0,10 \text{ м}$ ;  $\mu = 18,6 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;  $\alpha = 22,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $c\rho = 1,15 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{м}^3\cdot\text{К})$ ;  $r_{\text{исп}} = 2,5 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{кг}$ ;  $(t_{\text{вх}} - t_{\text{м}}) = 10 \text{ К}$ . Из формул (6) и (7) имеем:  $u = 2,0 \text{ м}/\text{с}$ ;  $d = 1,7 \text{ мм}$ ;  $n = 82$ ;  $F = 3,3 \text{ м}^2$ ;  $Q_x = 320 \text{ Вт}$ ;  $g_{\text{исп}} = 0,128 \text{ г}/\text{с} = 0,46 \text{ л}/\text{ч}$ . Рабочий объем теплообменника  $V = nbdl = 2,80 \text{ дм}^3$ .

Достоверность изложенной методики расчета была подтверждена на опытном образце испарительного пластинчатого теплообменника, все основные параметры которого указаны в примере. Мокрая стенка в теплообменнике была создана в виде набора вертикальных пластинок из текстолита, покрытых тонкой хлопчатобумажной тканью. Пластинки своими нижними кромками касались тонкого слоя воды и оставались мокрыми за счет капиллярных сил смачивания. Конечно, заслуживают внимания и другие способы испарительного охлаждения, более удобные в эксплуатации.

Заметим, что холодопроизводительности рекуператора и испарителя в объединенной испарительно-рекуперативной системе суммируются. Таким образом, привлекательность объединения рекуператора с испарительным теплообменником очевидна. Есть все основания ожидать, что вентиляционная испарительно-рекуперативная система кондиционирования по суммарным затратам энергии будет в несколько раз экономнее, чем используемые в настоящее время системы кондиционирования.

#### Список литературы

1. *Haibel Michael.* Адиабатное охлаждение в технике кондиционирования // ТАВ: Techn. Bau. 1997. № 10.
2. *Шустов В. П., Шаргородский Ф. Н., Семенов В. А.* Бесфреоновые кондиционеры // Наука в России. 1998. № 1.
3. Экономичная система кондиционирования здания // *Kalte- und Klimatecn.* 2000. 53. № 9.
4. *Мухеев М. А., Мухеева И. М.* Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1973.