

цов В.А., Калашников В.Н. Турбулентность аномальных жидкостей. - В сб.: Тепло- и массоперенос, т.3. Минск, 1968. 6. Маскатов Е.П. Механика - наука не стареющая. - "Наука и жизнь", 1972, №2. 7. Новиков В.М. К выбору раствора полимера как теплоносителя систем теплоснабжения. - В сб.: Отопление, вентиляция и строительная теплофизика. Минск, 1973, вып. 2.

УДК 697.957

А.Т. Сычев (канд.техн.наук),
В.П. Николаенко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВОЗДУШНОГО ДУША (ПЛОСКАЯ СТРУЯ)

Широкое применение воздушных душей для борьбы с воздействием лучистого тепла вызывает значительный рост затрат на их сооружение и эксплуатацию. Охлаждающий эффект воздушного душирования зависит от разности температур между потоком воздуха и омываемой им поверхности тела и скорости обтекания потоком воздуха охлаждаемого тела. Расчетные параметры воздуха на выходе из воздухораспределителя, его скорость v и температура t зависят от размера выходной щели воздухораспределителя b , расстояния до рабочего места x , скорости v и температуры t на рабочем месте. Расчетные параметры наружного воздуха, согласно [1], принимаются по параметрам B , в соответствии с которыми наружный воздух подается, как правило, на рабочее место предварительно охлажденным. При расчете воздушных душей рекомендуют применять установку с адиабатическим охлаждением воздуха, так как установка с применением искусственного холода дорога в эксплуатации и по первоначальным затратам [2].

При использовании установок с адиабатическим охлаждением воздуха приходится идти на увеличение размеров воздухо-распределителя, скорости и количества воздуха.

В работе делается попытка определить оптимальную производительность воздушного душа на основании сопоставления экономической эффективности вариантов охлаждения воздуха.

Выражения, определяющие среднюю по площади скорость и среднюю по расходу избыточную температуру для основного участка струи с учетом коэффициентов m , n , имеют вид [3]

$$v_o = \frac{v_p \sqrt{x}}{m \sqrt{b_o} K} \sqrt{\frac{\gamma_p}{\gamma_o}}; \quad (1)$$

$$t_n \quad t_o = \frac{(t_n - t_p) \sqrt{x}}{n \sqrt{b_o} K_{\Delta t} \beta_{\Delta t}} \sqrt{\frac{\gamma_p}{\gamma_o}}, \quad (2)$$

где $T_o/T_p = \gamma_p/\gamma_o$; t_n - температура воздуха, окружающего струю на расстоянии x . В практике эту температуру приравнивают к температуре рабочей зоны $t_{p.з}$; m, n - коэффициенты, характеризующие изменение скорости и температуры по длине струи; x - расстояние от воздухораспределителя до рабочего места; γ_p, γ_o - плотность воздуха на рабочем месте и на выходе из воздухораспределителя; b_o - ширина воздуховыпускной щели воздухораспределителя; $K, K_{\Delta t}, \beta_{\Delta t}$ - соответственно коэффициенты поля скоростей, избыточных температур и поправочный коэффициент на количество тепла.

Холодопроизводительность оросительной камеры определяется по уравнению

$$Q_o = G_o (I_n^b - I_k), \quad (3)$$

где G_o - производительность установки кондиционирования воздуха; I_n, I_k - теплосодержание наружного воздуха (параметры Б) и воздуха на выходе из оросительной камеры.

Будем считать, что Q_o - холодопроизводительность оросительной камеры, соответствующая максимально возможному перепаду теплосодержаний $I_n^b - I_k$. Значению Q_o соответствует производительность кондиционера G_o , теплосодержание и температура воздуха на выходе из камеры I_k, t_k .

При других значениях перепада теплосодержаний $I_n^b - I_k \leq I_n^b - I_k$ соответственно получаем $Q_o', G_o', I_k', t_k', Q_o'$.

Относительное значение холодопроизводительности камеры записывается уравнением

$$\bar{Q}_o' = \frac{Q_o'}{Q_o} = \frac{G_o' (I_n^b - I_k')}{G_o (I_n^b - I_k)} = \bar{G}_o' \frac{I_n^b - I_k'}{I_n^b - I_k}, \quad (4)$$

где \bar{G}_o' - относительный расход воздуха, определяемый как

$$\bar{G}_o' = \frac{G_o'}{G_o} = \frac{g_o'}{g_o}, \quad (5)$$

где g'_0, g_0 - производительность воздушного душа, соответствующая холодопроизводительности камеры с Q'_0 и Q_0 .

$$g_0 = v_0 b_0 l_0 \gamma_0; g'_0 = v'_0 b'_0 l'_0 \gamma'_0, \quad (6)$$

где $b_0 l_0; b'_0 l'_0; v_0; v'_0$ - площадь воздухораспределителя и средняя скорость на выходе из воздухораспределителя.

С учетом выражений (6) и (1), записанных для v_0 и v'_0 , и условия постоянства параметров на рабочем месте при неизменном расстоянии x получим

$$\bar{G}'_0 = \sqrt{\bar{b}'_0} \sqrt{\bar{\gamma}'_0} \approx \sqrt{\bar{b}'_0}, \quad (7)$$

где $\bar{b}'_0 = b'_0 / b_0$; $\bar{\gamma}'_0 = \gamma'_0 / \gamma_0$; \bar{b}'_0 - относительная ширина щели воздухораспределителя.

Значение \bar{b}'_0 записывается через относительную избыточную температуру согласно уравнению (2) следующим образом:

$$\sqrt{\bar{b}'_0} = \frac{t_n - t_{0n}}{t_n - t'_0} \approx \frac{t_{p.э} - (t_k + \Delta t)}{t_{p.э} - (t'_k + \Delta t)} = \frac{t_n^A + (\pm \Delta t^A) - (t_k + \Delta t)}{t_n^A + (\pm \Delta t^A) - (t'_k + \Delta t)}, \quad (8)$$

где Δt - повышение температуры воздуха в вентиляторе и воздуховодах между камерой и воздухораспределителем (в практике принимается $\Delta t = 1,5^\circ\text{C}$); t_n^A - расчетная летняя температура, соответствующая параметрам A ,

$$t_n^A = t_{p.э} - (\pm \Delta t^A). \quad (9)$$

Согласно [1], $\Delta t^A \leq 5^\circ\text{C}$.

Анализ уравнений (4), (7), (8) показывает, что относительная холодопроизводительность камеры для заданного помещения зависит от теплосодержания и температуры на выходе из камеры - I'_k, t'_k . Аналитически взаимосвязь между этими параметрами определяется выражением (14), которое получено путем преобразования уравнения теплосодержания воздуха

$$I'_k = 0,24 t'_k + 0,5974 d'_k + 0,00043 d'_k t'_k, \quad (10)$$

где d'_k - влагосодержание воздуха,

$$d'_k = \frac{622}{p_6 / \varphi p_n - 1} \approx \frac{622}{p_6} \varphi p_n, \quad (11)$$

где φ - относительная влажность воздуха; p_6 - барометрическое давление, мм рт.ст.; p_n - парциальное давление водяных паров насыщенного влажного воздуха [4],

$$\lg p_n = \frac{156 + 8,12 t'_n}{236 + t'_n}, \quad (12)$$

где t'_n - температура насыщенного воздуха.

Для относительной влажности $\varphi = 95\%$ в пределах применяемых в практике значений температур

$$t'_n \approx t'_n + 0,5. \quad (13)$$

Выражение (10) с учетом значений d'_k, p_n, t'_n из уравнений (11), (12), (13) и принимая во внимание, что

$$0,24 t'_k + 0,5974 d'_k \gg 0,00043 d'_k t'_k,$$

имеет вид

$$I'_k = 0,24 t'_k + \frac{353,6}{p_6} 10 \frac{160 + 8,12 t'_k}{236,5 + t'_k}. \quad (14)$$

Приращение удельной стоимости установки кондиционирования воздуха C определяется выражением

$$V \bar{G}'_o + U \bar{Q}'_o (I^6_n - I'_k) = C, \quad (15)$$

где V - удельная стоимость воздуха при адиабатическом охлаждении, коп.·кг/ч; \bar{G}'_o - приращение стоимости обрабатываемого воздуха; U - удельная стоимость холода, коп.·ккал/ч; $\bar{Q}'_o (I^6_n - I'_k)$ - приращение стоимости холода.

Подставляя в выражение (15) вместо \bar{Q}'_o, \bar{G}'_o их значения из выражений (4) и (7), получим

$$V \sqrt{\bar{b}'_o} + U \sqrt{\bar{b}'_o} (I^6_n - I'_k) = C \quad (16)$$

или

$$\sqrt{\bar{b}'_o} \left[1 + \bar{U} (I^6_n - I'_k) \right] = \frac{t_{p,з} - \Delta t - t'_k}{t_{p,з} - \Delta t - t'_k} \left[1 + \bar{U} (I^6_n - I'_k) \right] = \bar{C}; \quad (17)$$

$$\bar{U} = \frac{U}{V}; \quad \bar{C} = \frac{C}{V}.$$

Анализ выражений (17) показывает, что стоимость установки для неизменных параметров наружного и внутреннего воздуха зависит от относительной удельной стоимости холода, температуры и теплосодержания воздуха на выходе из камеры.

Выражение (17) позволяет определять расчетную температуру воздуха после оросительной камеры t'_k и теплосодержание I'_k , соответствующие оптимальной производительности воздушного душа, следующим образом: задаются значениями t'_k в пределах $t_k - t_{kA}$ (t_{kA} - температура, соответствующая адиабатическому охлаждению) и определяют значения I'_k по выражению (14). Устанавливают относительную удельную стоимость холода \bar{U} для проектируемой установки и \bar{C} по выражению (17). По значениям t'_k и \bar{C} строят кривую и находят расчетное значение t'_k , соответствующее минимальному значению \bar{C} . Определяют b_o по выражению (2) и v_o по уравнению (7). За начало отсчета можно принимать условную оросительную камеру, имеющую на выходе $t_k = 0$. Действительная температура t_k определяется по теоретической температуре t_t . Теоретическая температура равна $\sim 9^\circ\text{C}$ для минимально допустимой температуры кипения хладагента $+1^\circ\text{C}$, средней температуры хладоносителя 6°C [1], среднего значения коэффициента эффективности теплообмена в камере 0,8 и перепада температур воды 4°C . Значения t_k находятся на пересечении прямой, содержащей на $I-d$ диаграмме точки с параметрами I_b и $t_t = 9^\circ\text{C}$, $\varphi = 100\%$ с кривой относительной влажности $\varphi_n = 95\%$.

Резюме. Расчет воздушного душа следует начинать с определения оптимальной температуры воздуха после оросительной камеры, соответствующей минимальной стоимости кондиционирования воздуха.

Л и т е р а т у р а

1. Строительные нормы и правила, ч. II, разд. Г, гл. 7. "Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха". М., 1964.
2. Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений, ч. II. Под общ. ред. И.П. Староверова. М., 1969.
3. Сычев А.Т. Душирование рабочих мест плоской струей. - "Труды Всесоюз. совещания. Проблемы вентиляции и кондиционирования воздуха". Минск, 1969.
4. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. Изд. 3-е. М., 1971.