

Обезмъглителна инсталация за закрити басейни при висока относителна влажност на външния въздух

Ивайло Петков Банов

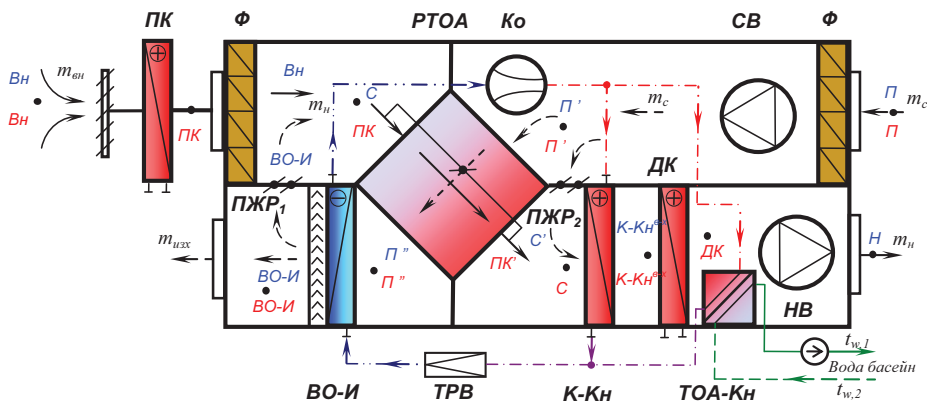
Abstract: In the article is examined an air-conditioning system for indoor swimming pools, operating in areas with high relative humidity of the outside air. A scheme is created that represents recuperative heat exchanger and refrigeration machine with minimum air flow. Processes are built and presented in h-x diagrams and power of the equipment is calculated.

ВЪВЕДЕНИЕ

За поддържане на микроклимата в закрити плавни басейни, съгласно [1], се препоръчва работа при летни условия със **100%** външен въздух, а за зимни – с частична рециркуляция [3]. За летен изчислителен режим, при зададена относителна влажност на въздуха в басейна $\phi_{п}=60\%$, се определя дебита на нагнетявания въздух. Кратността на въздухообмен е $n=20-30\text{ h}^{-1}$ и повече, особено за райони с висока относителна влажност на външния въздух. Това води до големи дебита на нагнетявания въздух и съответно големи енергийни разходи за обработката му. В някои случаи тази схема дори е неприложима.

ИЗЛОЖЕНИЕ

В настоящия материал е разгледана една възможност за синтезиране на схема на обезмъглителна инсталация, изискваща минимален дебит на нагнетявания въздух и експлоатационни разходи за поддържане на микроклимата в закрити плавни басейни, с използване топлината на отработения въздух чрез съвместната работа на рекуперативен топлообменен апарат - **РТОА** и хладилна машина.



Фиг.1. Принципно схемата на обезмъглителна инсталация за закрити плавни басейни при висока относителна влажност на външния въздух

В схемата са включени подвижни жалузийни решетки за осъществяване на смесването на необходимия външен въздух по норми, с отработен. За летен режим чрез **ПЖР₁** се регулира процеса на смесване, а **ПЖР₂** е затворена. За зимен режим – обратно - **ПЖР₁** – затворена, **ПЖР₂** – отворена. За зимен режим се предвижда предварителен калорифер – **ПК**, като мярка против замръзване на **РТОА** и

допълнителен калорифер - **ДК** при необходимост. В схемата е включен и топлообменен апарат за загряване на водата от басейна – **ТОА-Кн**, за сметка на излишната кондензаторна мощност на хладилната машина.

За летен режим външният въздух се филтрира и охлажда в **РТОА** при условие, че $t_{вн} > t_{л}$, в противен случай той преминава през байпас и не се обработва от **РТОА**.

Летен изчислителен режим

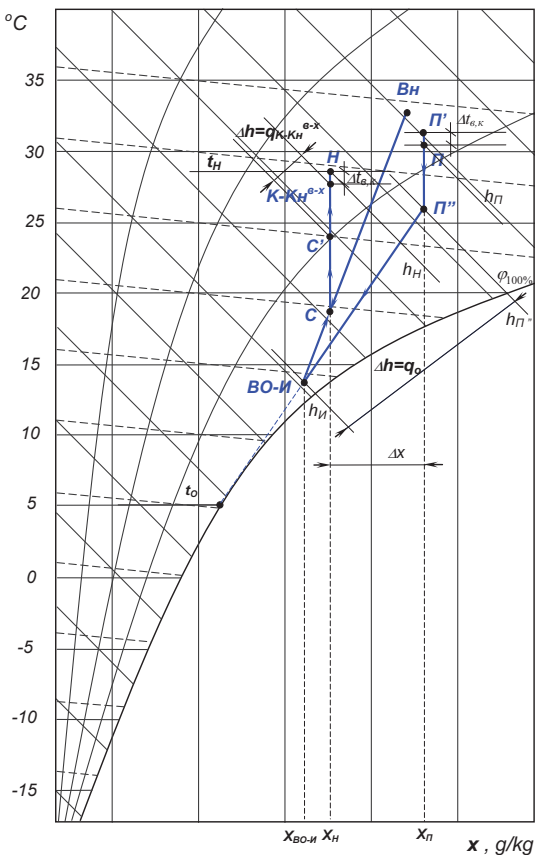
Процесите в **h-x** диаграма за летен изчислителен режим са показани на Фиг.2.

• Параметрите на външния въздух са съгласно [1], за съответното населено място и обезпеченост на климата:

$$m.V_n \leftarrow (t_{V_n}^*; \varphi_{V_n}^*)_л$$

h , kJ/kg

t , °C



Фиг.2. „h-x” диаграма за летен изчислителен режим

• Параметри на въздуха в помещението на басейна
Препоръчителната температура на въздуха е с **2K** по-висока от температурата на водата в басейна и с относителна влажност до **60%**:

$$m.Π \leftarrow (m_{Π} ; \varphi_{Π})_л$$

$$h_{\Pi} = c_{p_{\text{вз}}} \cdot t_{\Pi} + x_{\Pi} \cdot (r_0 + c_{p_{\text{в.п.}}} \cdot t_{\Pi}) \text{ , kJ/g} \quad (1)$$

• Параметрите на отработения въздух на входа на **PTOA** се определят при отчитане загряването в смукателния вентилатор и въздухопроводната мрежа:

$$m \cdot \Pi' \leftarrow (t_{\Pi'} = t_{\Pi} + \Delta t_{\text{в,к}}; x_{\Pi'} \equiv x_{\Pi})$$

• Определяне на състоянието на нагнетявания въздух в закрития басейн при препоръчителна температурна разлика от **2-3K** и определени дебит на отделената влага в помещението m_W и пълен товар Q_n на помещението:

$$m \cdot H \leftarrow (t_H; x_H)$$

$$t_H = t_{\Pi} - (2 \div 3) \text{ , } ^\circ\text{C} \quad (2)$$

$$x_H = \frac{\left(\frac{Q_n}{\Sigma m_W}\right) \cdot x_{\Pi} + c_{p_{\text{вз}}} \cdot t_H - h_{\Pi}}{\left(\frac{Q_n}{\Sigma m_W}\right) - r_0 - c_{p_{\text{в.п.}}} \cdot t_H} \text{ , g/kg} \quad (3)$$

$$h_H = c_{p_{\text{вз}}} \cdot t_H + x_H \cdot (r_0 + c_{p_{\text{в.п.}}} \cdot t_H) \text{ , kJ/kg} \quad (4)$$

• Определяне на дебита на нагнетявания въздух и дебита на външния въздух при спазване изискванията на санитарните норми [1]:

$$m_H = \frac{Q_n}{(h_{\Pi} - h_H)} \text{ , kg/s} \quad (5)$$

$$m_{\text{Вн}} = n_x \cdot m_{\text{Вн,ч}} \text{ , kg/s} \quad (6)$$

където: n_x - брой хора в помещението;

$m_{\text{Вн,ч}}$ - масов дебит външен въздух за един човек, **kg/s.ч**

• Параметрите на въздуха след въздухоохладителя – изпарител **ВО-И** могат да се определят при изискване за максимална ефективност на използване на топлообменния апарат като изпарител, гарантиращ относителна влажност на охлаждания и изсушаван въздух в границите на **90 – 95%** и влагосъдържание определено, следствие процеса на смесване:

$$m \cdot \text{ВО-И} \leftarrow (x_{\text{ВО-И}}; \varphi_{\text{ВО-И}} = (90 \div 95)\%)$$

$$x_{\text{ВО-И}} = x_{\text{Вн}} - \frac{m_{\text{Вн}}}{m_H - m_{\text{Вн}}} (x_{\text{Вн}} - x_C) \text{ , } x_C \equiv x_H \text{ , g/kg} \quad (7)$$

• Определяне на параметрите на отработения въздух на изхода от **PTOA**, явяващи се входни за въздухоохладителя – изпарител **ВО-И**:

$$m \cdot \Pi'' \leftarrow (x_{\Pi''} \equiv x_{\Pi'}; m \cdot \text{ВО-И}; \overline{(m \cdot (\text{ВО-И}) - (t_0 \cap \varphi_{100\%}))} \cap (x_{\Pi'}) = m \cdot \Pi'')$$

• Определяне студопроизводството – мощността на въздухоохладителя – изпарител **ВО-И** на хладилната машина :

$$Q_0 = Q_{\text{ВО-И}} = m_H (h_{\Pi''} - h_{\text{ВО-И}}) \text{ , kW} \quad (8)$$

• Построяване на състоянието на сместа **С** на входа на **PTOA** по пътя на смесения с пресния въздух:

$$m \cdot C \leftarrow (m \cdot \text{Вн}; m \cdot \text{ВО-И}; \overline{(m_{\text{Вн}} - (m \cdot \text{ВО-И}))} \cap x_C \equiv x_H = \text{const})$$

• Определяне на необходимата ефективност на **PTOA**, при равенство на масовите дебита на двата потока :

$$E = \frac{t_{\Pi'} - t_{\Pi''}}{t_{\Pi'} - t_C} \quad (9)$$

• Построяване на състоянието на сместа **С'** на изхода от **PTOA**:

$$m \cdot C' \leftarrow (m \cdot C; t_{C'}; x_C \equiv x_{C'} = \text{const})$$

$$t_{C'} = t_C + E \cdot (t_{\Pi'} - t_C), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10)$$

• Състоянието на въздуха след калорифера - кондензатора **К-КН** по въздух се определя при отчитане загряването в нагнетателния вентилатор и нагнетателната въздухопроводна мрежа;

$$m \cdot (K - K_H e^{-x}) \leftarrow (t_{K-K_H}^{e-x}; x_{K-K_H}^{e-x} \equiv x_H = \text{const})$$

$$t_{K-K_H}^{e-x} = t_H - \Delta t_{e,k}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11)$$

• Определяне на кондензаторната мощност на термопомпата Q_{KH} :

$$Q_{KH} = Q_O + N_{KO}, \text{ kW} \quad (12)$$

където: N_{KO} - мощност на компресора, **kW**;

• Определяне на мощността на калорифера - кондензатор **К-КН** - $Q_{K-K_H}^{e-x}$:

$$Q_{K-K_H}^{e-x} = m_H \cdot (h_{K-K_H}^{e-x} - h_{C'}) \quad , \text{ kW} \quad (13)$$

• Определяне на мощността за загряване на водата на басейна $Q_{ТОА-КН}^{soda}$:

$$Q_{ТОА-КН}^{soda} = Q_{KH} - Q_{K-K_H}^{e-x} = (Q_O + N_{KO}) - Q_{K-K_H}^{e-x}, \text{ kW} \quad (14)$$

Зимен изчислителен режим

Процесите в **h-x** диаграма за зимен изчислителен режим са показани на Фиг.3.

• Параметрите на външния въздух са съгласно [1], за съответното населено място и обезпеченост на климата:

$$m \cdot B_H \leftarrow (t_{B_H}^*; \varphi_{B_H}^*)_3$$

• Параметри на въздух в закрития басейн.

Препоръчителната температура на въздуха е с **2K** по-висока от температурата на водата в басейна и относителна влажност **60%**:

$$m \cdot \Pi \leftarrow (m_{\Pi}; \varphi_{\Pi})_3$$

• Параметрите на отработения въздух на входа на **РТОА** се определят при отчитане загряването в смукателния вентилатор и охлаждането във въздухопроводната мрежа:

$$m \cdot \Pi' \equiv m \cdot \Pi \leftarrow (t_{\Pi'} = t_{\Pi}; \Delta t_{e,k} = 0; x_{\Pi'} \equiv x_{\Pi})$$

• При необходимост може да се предвиди защита против замръзване на рекуперативния топлообменен апарат – чрез работа на предварителен калорифер – **ПК**, като температурата на входа му се контролира да е над **0°C**.

$$m \cdot \Pi K \leftarrow (t_{\Pi K} > 0^\circ\text{C}; x_{\Pi K} \equiv x_{B_H})$$

• Определяне параметрите на нагнетявания въздух при дебит на отделената влага в басейна Σm_H при зимен изчислителен режим и топлинни загуби Q_{m3} :

$$m \cdot H \leftarrow (t_H; x_H)$$

- При покриване на топлинния товар на басейна изцяло с обезмъглителната инсталация, температурата на нагнетявания въздух е:

$$t_H = t_{\Pi} + \frac{Q_{m3}}{c_p \cdot m_H}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (15)$$

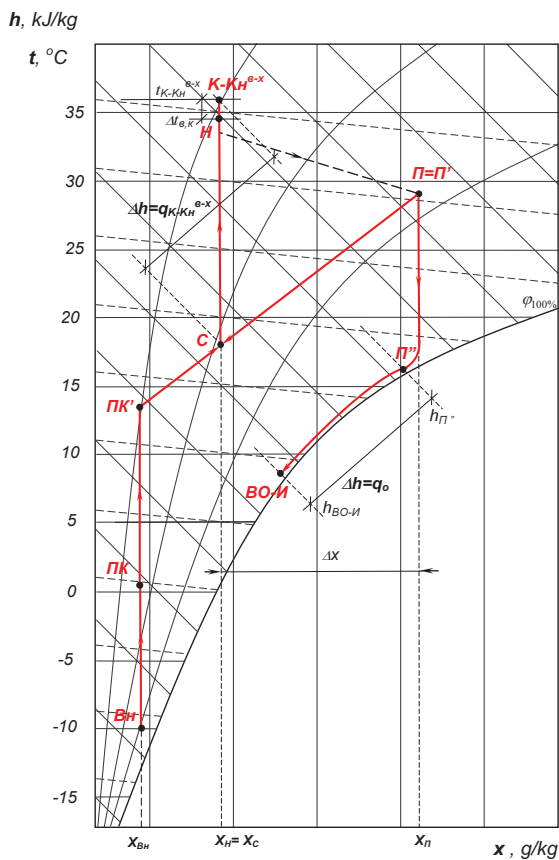
където: m_H - дебит на нагнетявания въздух, определен при летни изчислителни условия, **kg/s**;

- При частично покриване на топлинния товар на басейна с обезмъглителната инсталация и работа на отоплителна инсталация с мощност $Q_{OИ}$:

$$t_H = t_{\Pi} + \frac{Q_{m3} - Q_{OI}}{c_p \cdot m_H}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (16)$$

- Влагосъдържанието на нагнетявания въздух, зависи от дебита на отделената влага в басейна Σm_W при зимен изчислителен режим и дебита на нагнетявания въздух m_H :

$$x_H = x_{\Pi} - \frac{\Sigma m_W}{m_H}, \text{ g/kg} \quad (17)$$



Фиг.3. „h-x” диаграма за зимен изчислителен режим

- Параметрите на външния въздух след **PTOA**, при известна ефективност **E**:
 $m.PK' \Leftarrow (t_{PK'}; x_{PK'} = x_{PK})$
 $t_{PK'} = t_{PK} + E(t_{\Pi'} - t_{PK'})$, $^\circ\text{C}$ (18)

- Параметрите на отработения въздух след **PTOA**:
 $m.\Pi'' \Leftarrow (h_{\Pi''}; \varphi_{\Pi''} \approx 100\%)$
 $h_{\Pi''} = h_{\Pi'} - (h_{PK'} - h_{PK})$, kJ/kg (19)

• Определяне на състоянието на сместа на входа на кондензатора **К-Кн** по пътя на нагнетявания въздух:

$$m.C \leftarrow (m.ПК'; m.П'; (ПК' - П') \cap (x_C \equiv x_H))$$

• Дебитът на външния въздух $m_{ВН,з}$ при зимни изчислителни условия се определя графично от процеса на смесване, изобразен на **Фиг.3**:

$$m_{ВН,з} = m_H \cdot \frac{\overline{П' - C}}{\overline{П' - ПК'}} , \text{ kg/s} \quad (20)$$

• Определяне на състоянието на отработения въздух след въздухоохладителя-изпарител **ВО-И**:

$$m.ВО - И \leftarrow (h_{ВО-И}; \varphi_{ВО-И} \approx 100\%)$$

$$h_{ВО-И} = h_{П''} - \frac{Q_0}{m_{изх}} , \text{ kJ/kg} \quad (21)$$

$$Q_{ВО-И} = Q_0 , \text{ kW} \quad (22)$$

$$m_{изх} = m_{ВН,з} , \text{ kg/s} \quad (23)$$

• Кондензаторната мощност на хладилната машина – $Q_{Кн}$ се определя по (12):

$$Q_{Кн} = Q_0 + N_{К0} , \text{ kW}$$

• Мощностите на апаратите за загряване на нагнетявания въздух се определят в зависимост от състоянието на нагнетявания въздух след кондензатора **К-Кн** :

$$t_{К-Кн}^{g-x} = t_C - \frac{Q_{Кн}}{m_H \cdot c_p} , \text{ } ^\circ\text{C} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} 1. \text{ При } t_{К-Кн}^{g-x} > (t_H - \Delta t_{e,k}) &\Rightarrow t_{К-Кн}^{g-x} = t_H + \Delta t_{e,k} \\ Q_{К-Кн}^{g-x} &= m_H \cdot c_p \cdot (t_{К-Кн}^{g-x} - t_C) \\ Q_{ДК} &= 0 \\ Q_{ТОА-К}^{goda} &= Q_{Кн} - Q_{К-Кн}^{g-x} \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} 2. \text{ При } t_{К-Кн}^{g-x} = t_H - \Delta t_{e,k} &\Rightarrow Q_{К-Кн}^{g-x} = Q_{Кн} \\ Q_{ДК} &= 0 \\ Q_{ТОА-К}^{goda} &= 0 \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} 3. \text{ При } t_{К-Кн}^{g-x} < (t_H - \Delta t_{e,k}) &\Rightarrow Q_{К-Кн}^{g-x} = Q_{Кн} \\ Q_{ДК} &= m_H \cdot c_p \cdot ((t_H + \Delta t_{e,k}) - t_{К-Кн}^{g-x}) \\ Q_{ТОА-К}^{goda} &= 0 \end{aligned} \quad (27)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализирана е работата на безмъглителна инсталация на закрити басейни при висока относителна влажност на външния въздух. Синтезирана е схема с оползотворяване топлината на изхвърления въздух при съвместната работа на рекуперативен топлообменен апарат и хладилна машина с минимален дебит на нагнетявания въздух..

Построени са процесите при летен и зимен изчислителен режим и са

определени мощностите на съоръженията за топовлажностна обработка на подавания в закрития басейн въздух.

Литература:

- [1] Наредба N15/2005 “За технически правила и нормативи за проектиране, изграждане и експлоатация на обектите и съоръженията за производство, пренос и разпределение на топлинната енергия”
- [2] Банов И. Въздухообработваща централа за външен въздух с използване топлината на отработения въздух чрез рекуперативен топлообменен апарат и термopомпа. Сборник доклади НК „ЕМФ 2012”, Созопол, 2012
- [3] Справочник по отопление, вентилация и климатизация 3-та част, Вентилация и климатизация, под общата редакция на проф.д.т.н. инж. Станчо Д. Стамов, Техника, 1993
- [4] www.tangra.bg, www.damvent.com, www.fast.com, www.frostitaly.it, www.aermec.com

За контакти:

Доц. д-р инж. Ивайло Петков Банов - Технически университет София,
тел. 965-22-29; e-mail: banoviv@tu-sofia.bg

Докладът е рецензиран.