

## گرمایش سالن های مرغداری با استفاده از انرژی خورشیدی

ابوالفضل احمدی - استادیار گروه مکانیک دانشگاه علم و صنعت ایران

علی احیایی - استادیار گروه مکانیک دانشگاه علم و صنعت ایران

سحر زارع زاده - دانشجوی کارشناسی مکانیک دانشگاه علم و صنعت ایران

### چکیده

در دنیای امروز خورشید به عنوان یکی از منابع مهم انرژی به شمار می رود و از آن برای گرمایش ساختمان های مسکونی، تولید انرژی الکتریکی و ایجاد آبگرم استفاده می گردد.

در اینجا ساختمان یک مرغداری که به صورت بسته و در شرایط آب و هوایی تهران می باشد در نظر گرفته شده و با استفاده از نرم افزار carrier بار آن محاسبه شده است. سیستم گرمایش از کف به دلیل سازگاری آن با سیستم خورشیدی انتخاب گردیده و با استفاده از روابط مربوطه محاسبات آن انجام شده است و سپس با استفاده از روابط موجود و به کمک نرم افزار maple سطح کلکتور خورشیدی مورد نیاز برای جمع آوری انرژی خورشیدی محاسبه گردیده است.

کلمات کلیدی: بار حرارتی، سیستم گرمایش از کف، سیستم گرمایش خورشیدی، سطح کلکتور، دمای صفحه پوششی، دمای صفحه جاذب، تانک ذخیره، تعداد کلکتور

علائم اختصاری	$\delta$ زاویه میل خورشیدی	$Q_{ip}$ انرژی حرارتی تلف	N تعداد پوشش های شیشه ای
$\Delta\theta_{V, Ausl}$ اختلاف دمای ورودی طراحی	$\omega$ زاویه ساعت خورشیدی	شده از صفحه	$E_g$ ضریب صدور شیشه
$\Delta\theta_{H, Ausl}$ اختلاف دمای آب گرم و اتاق	$I_b$ تابش مستقیم	مايع	$E_p$ ضریب صدور صفحه
$\sigma$ محدوده دما	$I_d$ تابش پخشی	جاذب	hw ضریب جابجایی باد
$\theta_{V, Ausl}$ دمای آب گرم	$\beta$ زاویه شیب کلکتور	$U_{if}$ ضریب کلی اتلاف حرارت از لوله	K ضریب هدایت عایق
$\theta_i$ دمای سالن	جذبی موثر کلکتور برای تابش مستقیم خورشید	$U_{ip}$ ضریب کلی اتلاف حرارت از صفحه	L ضخامت عایق کف
$Q_{u,a}$ شار گرمایی روبه پایین ناحیه پر اقامت	$(\tau\alpha)_d$ ضریب عبور جذبی موثر کلکتور برای تابش پخشی خورشید	$T_{fm}$ دمای متوسط سیال	$K'$ ضریب هدایت حرارتی عایق کنار
$Q_{u,r}$ شار گرمایی رو به پایین ناحیه کناره	$(\tau\alpha)_g$ ضریب عبور جذبی موثر کلکتور برای تابش پخشی خورشید	$T_{pm}$ دمای متوسط صفحه جاذب	$L'$ ضخامت عایق های کنار
$R_o$ مقاومت جزئی کف رو به بالا	باز تابش سطح زمین	$T_a$ دمای محیط	$A'$ سطح پوشش کلکتور
$R_u$ مقاومت جزئی کف روبه پایین	$\theta_g$ زاویه موثر برخورد به سطح کلکتور برای باز تابش زمین	$Q_{uf}$ انرژی خالص کسب شده توسط لوله های مایع	P محیط پیرامون کلکتور
$q_a$ شار گرمایی طراحی	$\theta_d$ زاویه موثر برخورد به سطح کلکتور برای تابش آسمان	$Q_{up}$ انرژی خالص کسب شده توسط صفحه جاذب	Y ضخامت (ارتفاع) کلکتور
$q_r$ اتلاف گرمای ناحیه کناره	$Q_i$ اتلاف حرارتی از کلکتور	$U_{top}$ ضریب اتلاف حرارتی از بالای کلکتور	D قطر لوله ها
$Q_{FHKR}$ گرما دهی کل	$Q_u$ انرژی خالص جذب شده توسط کلکتور	$U_{back}$ ضریب اتلاف حرارتی پایین کلکتور	W مرکز دو لوله مجاور
M دبی جرمی آب	$Q_{if}$ انرژی حرارتی تلف شده از لوله	$U_{edge}$ ضریب اتلاف حرارتی از اطراف کلکتور	$\delta$ ضخامت صفحه
$p$ چگالی آب			$T_b$ دمای میانگین سیال در مقطع مورد نظر
$c_w$ گرمای ویژه آب			$h_{ra}, h_r$ ضریب انتقال حرارت تشعشعی
$L_A$ طول لوله			$h_{con}$ ضریب انتقال حرارت جابجایی
$\Delta P$ افت فشار			
n تعداد روز سال			
$\phi$ عرض جغرافیایی			

در این مقاله با توجه به استاندارد های مربوط به نحوه ی عایق بندی ساختمان های مرغداری و استاندارد های دمایی، یک مرغداری فرض شده است که با توجه به شرایط آب و هوایی شهر تهران و مصالح به کار گرفته در ساختمان مرغداری و همچنین حداکثر دمای لازم برای پرورش جوجه، حداکثر بار حرارتی آن توسط نرم افزار Carrier محاسبه گردیده است.

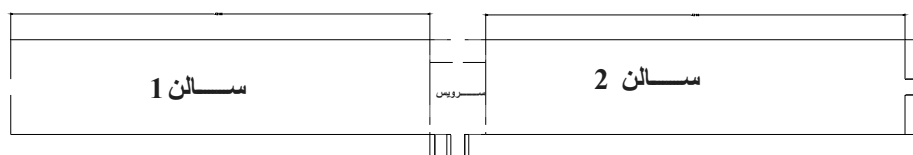
سیستم گرمایشی مورد استفاده در این ساختمان سیستم گرمایش از کف می باشد که هم سازگار با سیستم خورشیدی است و هم از لحاظ استاندارد بهترین شیوه ی گرمایش در مرغداری ها می باشد که محاسبات آن توسط روابط موجود و با توجه به بار حرارتی ساختمان محاسبه گردیده است.

سیستم تامین انرژی کلکتور خورشیدی می باشد که سطح مورد نیاز آن برای تامین بار حرارتی ساختمان محاسبه گردیده است. این محاسبات طبق شرایط آب و هوایی شهر تهران و شارخورشیدی موجود در سردترین روز سال و با استفاده از روابط مربوطه و با کمک نرم افزار Maple صورت گرفته است.

### مشخصات ساختمان

سالن مرغداری انتخاب شده از نوع سالن های بسته می باشد و نور گیر و پنجره ای به محیط خارج ندارد. این سالن در تهران قرار دارد و مشخصات آب و هوایی آن از ایستگاه هواشناسی فرود گاه مهر آباد و نیز از استاندارد ASHREA اقتباس شده است. این مرغداری شامل دو سالن پرورش جوجه هر یک به مساحت ۵۰۰ متر مربع یک سالن سرویس به مساحت ۴۰.۵ متر مربع و یک اتاق تجهیزات حرارتی به مساحت ۱۱.۸ متر مربع می باشد. جنس دیوار های خارجی از آجر نما، عایق حرارتی R-۷، بلوک بتونی سبک و پوشش گچ از داخل است. جنس سقف از steel deck، عایق R-۷، Built up roofing می باشد. جنس کف از یک بستر گچی، روکش سیمان، عایق پلی استایرن و بتن معمولی می باشد. جنس دیوار داخلی از بتن سبک می باشد. درب ها آهنی و پنجره ها از نوع پنجره های معمولی هستند. تمامی محاسبات مربوط به بار حرارتی ساختمان توسط نرم افزار carrier صورت گرفته است.

همانطور که گفته شد از سیستم گرمایش از کف برای ایجاد دمای مورد نظر استفاده می شود. لوله های مورد استفاده در این سیستم از نوع PEX و ساخت شرکت Roth می باشد. کلکتور های خورشیدی مورد استفاده در سیستم نیز از ژورنال AET انتخاب شده است.



### ۱- محاسبات مربوط به بار حرارتی

همانطور که گفته شد ساختمان مرغداری در تهران می باشد که شرایط آب و هوایی آن از ایستگاه هواشناسی مهرآباد استخراج شده است. حداقل و حداکثر مطلق دما به ترتیب ۱۰- و ۴۲.۶ درجه و میانگین سالانه نیز ۱۷.۷ درجه سانتیگراد می باشد. ماه تیر با میانگین حداکثر ۳۶.۶ درجه گرمترین و دی با میانگین حداقل ۰.۹- درجه سانتیگراد سردترین ماه سال می باشد. [۴] و [۷]

۲- سیستم گرمایش از کف

اجرا و طراحی سیستم های گرمایش از کف مطابق DIN EN ۱۲۶۴ با عنوان سیستمهای گرمایش از کف انجام می شود. در دستور العمل عایق بندی گرمایی در سال ۱۹۹۵ آمده است که در گرمایش از سطح، ضریب انتقال گرمای لایه های بین سطح گرم و هوای بیرون، زمین یا بخش هایی از ساختمان که دمای داخلی آنها پایین است نباید از  $k=0,35 \text{ w/m}^2\text{k}$  بیشتر شود. برای این سیستم از لوله های مسی و پلاستیکی استفاده می شود. در صورت استفاده از لوله های مسی مطابق سیستم نصب مرطوب با بستن سیمانی و گچین باید از آسیب دیدن کف تحت گرمایش در اثر اختلاف ضریب انبساط گرمایی لوله و بستن جلوگیری شود. لوله های پلاستیکی به کار رفته در این سیستمها باید مطابق با DIN ۴۷۲۸ باشند. در این سیستم ها از جنس PB (پلی بوتن) ، PP (پلی پروپیلن) نوع ۲ ، PP نوع ۳ ، VPX -X که برای دمای ۷۰ درجه سلسیوس و فشار ۳ بار مناسب هستند استفاده شود.

بخش بندی کف اتاق با درز انبساط به این صورت است که هیچ کف یک پارچه ای نباید از ۴۰ متر مربع بزرگتر باشد. نیز هرگاه در سطوح کوچکتر طول اتاق ۸ متر از عرض آن بلند تر باشد یا به علت شکل ویژه اتاق سطح باریک و درازی در آن بوجود آید ایجاد درز انبساط ضروری است. [۵]

برای محاسبه اختلاف دمای ورودی طراحی  $\Delta\theta_{V,Ausl}$  می توان نوشت:

$$- \text{ هرگاه } \sigma / \Delta\theta_H < 0,5 \text{ باشد و } \sigma = \Delta k \text{ ، آنگاه :}$$

$$\Delta\theta_{V,Ausl} \leq \Delta\theta_{H,Ausl} + \sigma/2$$

$$\Delta\theta_{V,Ausl} = \Delta\theta_{H,Ausl} + \sigma/2$$

$$\theta_{V,Ausl} = \Delta\theta_{V,Ausl} + \theta_i$$

برای محاسبه دبی آب گرم در هر اتاق یا هر چرخه گرمایش، افزون بر شار گرمایی سطح مورد نظر روبه بالا شار گرمایی رو به پایین  $q_{ur}$  و  $q_{ua}$  نیز باید محاسبه شود. این شار گرمایی رو به پایین از روابط زیر بدست می آید:

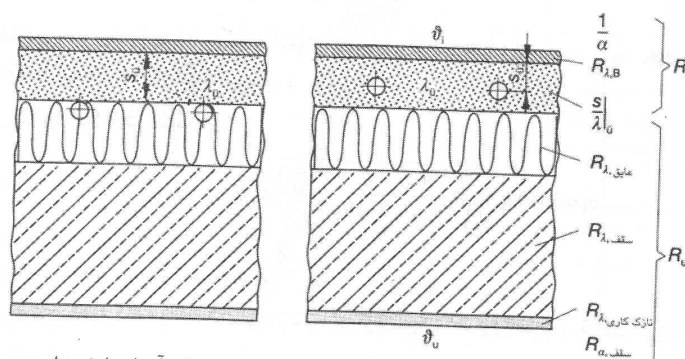
$$Q_{u,a} = ((R_o/R_u) + ((\theta_i + \theta_u)/(q_a \times R_u))) \times q_a$$

برای ناحیه ی پر اقامت

$$Q_{u,r} = ((R_o/R_u) + ((\theta_i + \theta_u)/(q_r \times R_u))) \times q_r$$

برای ناحیه ی کناره

ساختار کف اتاق برای محاسبه این مقادیر در شکل نشان داده شده است.



ساختار کف اتاق

$$R_o = (1/\alpha) + (R_{\lambda,B}) + (S/\lambda)$$

$$1/\alpha = 0,093 \text{ m}^2\text{k/w}$$

$$R_u = R_{\lambda, \text{عایق}} + R_{\lambda, \text{سقف}} + R_{\lambda, \text{کاری}} + R_{\alpha, \text{سقف}}$$

$$R_{\alpha, \text{سقف}} = 0,17 \text{ m}^2\text{k/w}$$

بنابراین گرمادهی کل به صورت زیر بدست می آید :

$$Q_{FHKR} = (q_a + q_{u,a}) \times A_a + (q_r + q_{u,r}) \times A_r$$

بنابراین دبی جرمی آب از رابطه زیر بدست می آید:

$$M = Q_{FHKR} / (\sigma \times \rho \times c_w)$$

افت فشار این سیستم ها بر اساس طول لوله محاسبه می شود. این مقدار با داشتن مساحت اتاق یا چرخه گرمایش و فاصله نصب لوله ها به دست می آید. حد اکثر افت فشار این سیستم ها نباید از ۳۰kpa تجاوز کند. طول لوله به آسانی از روابط زیر بدست می آید:

$$L_{o,A} = 1/VA$$

$$L_A = L_{o,A} \times A_a$$

از روی نمودار افت فشار مربوط به لوله PEX می توان افت فشار را بدست آورد. [۵]

### ۳- محاسبات کلکتور خورشیدی

زاویه حمله کلکتور:

نمودار زاویه بهینه را برای عرض جغرافیایی و آب و هوا نشان می دهد. بنابر این طبق این نمودار بر حسب خط ۲ و بر اساس عرض جغرافیایی تهران که ۳۵.۷ می باشد زاویه شیب کلکتور در تهران ۵۴ درجه می شود. [۶]

محاسبه میزان کل انرژی جذب شده توسط کلکتور:

در سالهای ۱۹۶۷ تا ۱۹۷۰ شدت تابش خورشیدی که به جو زمین می رسد با دقت بسیار زیادی تعیین شده است. انرژی حاصل که ثابت خورشیدی ( $G_s$ ) نامیده می شود تقریباً ثابت و برابر  $G_s = 1353 \text{ w/m}^2$  است. در این صورت انرژی خورشیدی فرودی در جهت عمود بر سطح خارجی جو زمین  $G_o$  چنین می شود:

$$G_o = G_s (1 + 0.033 \times \cos(360 \times n / 365)) \times (\cos \phi \times \cos \delta \times \cos \omega + \sin \phi \times \sin \delta) \quad (3-1)$$

با در نظر گرفتن مدل پخش متقارن برای آسمان برای کل انرژی جذب شده بدست می آید:

$$S = I_b \times R_b \times (\tau \alpha)_b + I_d \times (\tau \alpha)_d \times ((1 + \cos \beta) / 2) + \rho_g \times (I_b + I_d) \times (\tau \alpha)_g \times ((1 - \cos \beta) / 2) \quad (3-2)$$

$$(\tau \alpha) = (\tau \alpha)_{\text{eff}} = 1.01 \times \tau \alpha \quad (3-3)$$

زاویه موثر برخورد به سطح کلکتور برای باز تابش زمین  $\theta_g = 90 - 0.5788 \times \beta + 0.02693 \times \beta^2$

زاویه موثر برخورد به سطح کلکتور برای تابش آسمان  $\theta_d = 59.7 - 0.1388 \times \beta + 0.001497 \times \beta^2$

$R_b$  که ضریب هندسه شکل نامیده می شود برابر است با نسبت تابش مستقیم خورشیدی به یک صفحه مورب به همان تابش و به همان صفحه مورب به همان تابش و به همان صفحه وقتی که افقی باشد و از رابطه زیر محاسبه می شود: [۶]

$$R_b = ((\cos(\phi - \beta) \times \cos \delta \times \cos \omega) + (\sin(\phi - \beta) \times \sin \delta)) / ((\cos \phi \times \cos \delta \times \cos \omega) + (\sin \phi \times \sin \delta)) \quad (3-4)$$

انرژی مفید کسب شده توسط سطح صفحه جاذب یا سطح لوله های مایع که مستقیماً تحت تابش قرار دارند، برابر است با کل انرژی جذب شده منهای اتلافات حرارتی :

$$Q_u = A_c \times S - Q_l \quad (3-5)$$

حرارتی که از طریق هدایت، جابجایی و تابش مادون قرمز به محیط اطراف تلف می شود را با استفاده از ضریب کلی اتلاف حرارتی  $U_1$  به شکل زیر نشان می دهیم:

$$Q_{lf} = A_{cf} \times U_{1f} \times (T_{fm} - T_a) \quad (3-6)$$

$$Q_{lp} = A_{cp} \times U_{lp} \times (T_{pm} - T_a) \quad (3-7)$$

$$Q_{uf} = A_{cf} \times [S - U_{lf} \times (T_{fm} - T_a)] \quad (3-8)$$

$$Q_{up} = A_{cp} \times [S - U_{lp} \times (T_{pa} - T_a)] \quad (3-9)$$

$$U_1 = U_{top} + U_{back} + U_{edge} \quad (3-10)$$

$$U_{back} = K/L \quad (3-11)$$

$$U_{top} = \frac{1}{\frac{NT}{c \left( \frac{T_m - T_a}{N+f} \right)^e} + \frac{1}{hw}} + \frac{\sigma (T_m + T_a) (T_m^2 + T_a^2)}{(Ep + 0.0059) N hw + \frac{2 N + f - 1 + 0.1334 Ep}{Eg} - 1} \quad (3-12)$$

$$- f = (1 + 0.089 \times hw - 0.166 \times Ep \times hw) \times (1 + 0.07866 \times N)$$

$$- c = 520 \times (1 - 0.000051 \times \beta^2) \quad 0 < \beta < 70$$

$$- e = 0.43 \times (1 - (100/T_m))$$

$$U_{edge} = (K'/L') \times (P/A') \times y \quad (3-13)$$

بنابر این با استفاده از روابط بالا می توان مقدار کل  $U_1$  محاسبه نمود. برای بدست آوردن  $U_1$  نیاز است مقادیر  $T_{pm}$  و  $T_{fm}$  محاسبه گردد. برای این منظور از تحلیل پره ها استفاده شده است. بنابر این با نوشتن معادله انرژی و ایجاد یک المان و اعمال شرایط مرزی در آن معادله توزیع دما به شکل زیر می شود:

$$T_x = \frac{\cosh(mx) \left( T_b - T_a - \frac{S}{U_l} \right)}{\cosh \left[ m \left( \frac{1}{2} W - \frac{1}{2} D \right) \right]} + T_a + \frac{S}{U_l} \quad (3-14)$$

$$m = (U_1 / (k \times \delta))^{0.5} \quad (3-15)$$

$$Q_u = q_{up} + q_{uf} \quad (3-16)$$

$$Q_u = \frac{D_y (W - D) (S - U_l (T_b - T_a)) \tanh \left[ m \left( \frac{1}{2} W - \frac{1}{2} D \right) \right]}{m \left( \frac{1}{2} W - \frac{1}{2} D \right)} + D D_y (S - R_l (T_b - T_a)) \quad (3-17)$$

به جای  $A_c$ ، پارامتر  $(A_c = D \times D_y)$  و به جای  $T_{fm}$  و  $T_b$  که دمای متوسط سیال در مقطع مورد تحلیل می باشد، قرار گرفته است. همچنین  $U_{top}$  در  $R_1$  نیز بر اساس  $T_m = T_b$  محاسبه می شود. توجه شود که انرژی فوق الذکر (انرژی منتقل شده به طول کوچکی از لوله) باعث تغییرات آنتالپی مایع می شود یعنی می توان نوشت:

$$q_u = m \times c \times (T_o - T_i) \quad (3-18)$$

بنابر این انرژی مفید خروجی از کلکتور برای یک لوله از جمع  $q_u$  که برای هر طول کوچک  $D_y$  از طول کلی لوله محاسبه شده است، بدست می آید:

$$Q_u = \sum (q_u)_I = m \times c \times (T_{of} - T_{if}) \quad (3-19)$$

دمای میانگین صفحه جاذب و سیال:

مراحل انجام کار برای بدست آوردن دماهای صفحه جاذب و سیال به شرح زیر است:

(1) طول بسیار کوچک از لوله ( $D_y$ ) را در مقطع ورودی در نظر گرفته می شود چون طول بسیار کوچکی از لوله در نظر گرفته شده است پس می توان:

الف) مطابق رابطه (۱۴-۳) توزیع دما را برای صفحه جاذب در جهت  $x$  (راستای عمود بر جریان حرکت سیال) به شرط دانستن  $T_b$  (دمای سیال در همان مقطع) و صرف نظر از گرادیان دمای صفحه جاذب در جهت  $y$  به دست آورد.

ب) چون فاصله مقطع ورودی و خروجی سیال در طول کوچکی در نظر گرفته شده است و خیلی به هم نزدیک هستند، بنابراین این می توان تغییرات دمای سیال در این فاصله را خطی در نظر گرفته و دمای میانگین سیال در آن مقطع را برابر  $(T_b = T_i + T_o/2)$  دانست.

۲) برای  $T_o$  مقداری به دلخواه در نظر گرفته می شود (کمی بزرگتر از  $T_i$ ) و لذا از معادله ذکر شده در قسمت (ب) بند ۱ می توان  $T_b$  را بدست آورد.

۳) با جایگذاری  $T_b$  در رابطه (۱۴-۳) و با فرض مقدار دلخواه برای  $T_{pm}$  مقادیر  $T(x)$  در طول های مناسب بدست می آید (یعنی مقادیر عددی جهت  $T(x_1), T(x_2), T(x_3), \dots, T(x_n)$  یافت می شوند).

۴) با استفاده از رابطه مقدار میانگین  $T'_{pm}$  برای  $T(x_i)$  های بدست آمده محاسبه می شود.

۵)  $T'_{pm}$  با  $T_{pm}$  فرض شده در بند ۳ مقایسه می گردد اگر اختلاف قابل قبول بود مقدار  $T_{pm}$  در این مقطع بدست آمده و لذا مرحله ۶ محاسبه می گردد ولی اگر اختلاف قابل ملاحظه بود با  $T'_{pm}$  جدید که بدست آمده به مرحله ۳ باز گشته و مراحل ۳ و ۴ و ۵ تکرار می شوند این کار آنقدر ادامه می یابد تا اختلاف  $T'_{pm}$  بدست آمده در مرحله ۴ با  $T_{pm}$  فرض شده در مرحله ۳ به حد قابل قبولی برسد آنگاه مرحله ۶ محاسبه می گردد.

۶) تا اینجا  $T_{pm}$  صحیح برای  $T_o$  فرض شده، بدست می آید. اما برای اینکه مقدار صحیح  $T_o$  نیز بدست آید از رابطه های (۱۹-۳)، (۱۸-۳) استفاده می شود. یعنی با استفاده از  $T_o$  حدس زده (در مرحله دوم) و  $T_{pm}$  که در مرحله ۵ بدست آمده می توان توسط معادله (۱۸-۳) مقدار  $q_u$  را محاسبه نمود و سپس با استفاده از معادله (۱۹-۳) مقدار  $T'_o$  را به شکل زیر محاسبه کرد:

$$T'_o = (q_u / (m \times c)) + T_i \quad (3-20)$$

اگر اختلاف  $T_o$  و  $T'_o$  قابل قبول بوده مقدار  $T_o$  صحیح می باشد و مرحله ۷ انجام می گردد ولی اگر اختلاف قابل ملاحظه بود  $T'_o$  جدید بدست آمده به مرحله ۲ باز گشته و مراحل ۲، ۳، ۴، ۵، ۶ دوباره تکرار می گردد. این کار را آنقدر ادامه می یابد تا  $T'_o$  با  $T_o$  فرض شده در قسمت ۲ به اختلاف قابل قبولی برسد، آنگاه مرحله ۷ انجام می شود.

۷) تا این مرحله مقادیر صحیح  $T_o$  و  $T_{pm}$  را برای طول کوچک لوله که در مقطع ورودی در نظر گرفته شده بود به دست آمد. حال طول کوچک دیگری بلافاصله در ادامه طول قبلی در نظر گرفته می شود و دمای  $T_o$  بدست آمده در مرحله ۶ به عنوان دمای ورودی طول جدید  $T_i$  فرض می شود و مراحل ۱ تا ۷ مجدداً تکرار می شود و این کار آنقدر ادامه می یابد تا  $T_o$  برای تمام طول های تقسیم شده لوله در سر تا سر آن یافت شود. در این صورت توزیع دمای جریان لوله پیدا شده است و می توان با استفاده از رابطه مقدار میانگین به روش زیر مقدار  $T_{fm}$  جریان را محاسبه کرد

$$T_{fm} = (1/n) \times (\sum (T_b)_i) \quad (3-21)$$

به همین شکل برای محاسبه  $T_{pm}$  صفحه جاذب در مسیر حرکت جریان داخل لوله می توان نوشت:

$$T_{pm} = (1/n) \times (\sum (T_{pm})_i) \quad (3-22)$$

لذا بدین ترتیب مقادیر دمای میانگین سیال داخل لوله و صفحه جاذب مشخص شده اند. [۶]

در اینجا نیز مانند قسمت قبل، دمای میانگین پس از پیدا کردن توزیع دمادر پوشش به دست می آید. لازم به ذکر است که برای این منظور از توزیع دمای بدست آمده برای صفحه جاذب ولوله استفاده می شود.

$$q_{\text{loss}}(T_p, T_c) = q_{\text{loss}}(T_p, T_a) \quad (3-23)$$

$$q_{\text{loss}}(T_p, T_c) = (1/R_r) \times (T_p - T_c) = (h_{\text{con}} + h_r) \times (T_p - T_c) \quad (3-24)$$

$$h_r = \frac{\sigma (T_p + T_c) (T_p^2 + T_c^2)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} \quad (3-25)$$

$$q_{\text{loss}}(T_p, T_a) = U_{\text{top}} \times (T_p - T_a) = (1/(R_1 + R_r)) \times (T_p - T_a) \quad (3-26)$$

$$R_r = 1/(h_{\text{con}} + h_r) \quad , \quad R_1 = 1/(h_w + h_{ra}) \quad (3-27)$$

$$U_{\text{top}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{con}} + h_r} + \frac{1}{h_w + h_{ra}}} \quad (3-28)$$

$$H_{\text{rad}} = \epsilon_c \sigma (T_c^2 + T_a^2) (T_a + T_c) \quad (3-29)$$

$$H_{\text{con}} = \frac{(h_w + h_{ra}) (T_p - T_a)}{T_p - T_c} - h_w - h_{ra} - h_r \quad (3-30)$$

همانطور که در رابطه بالا ملاحظه می شود مقادیر نامعلوم  $T_c$  و  $h_{\text{con}}$  می باشند. سایر پارامترها مقادیر معلومی دارند لذا ما برای یافتن همزمان  $T_c$  و  $h_{\text{con}}$  که ناشی از جابجایی آزاد بین صفحه جاذب و پوشش است نیاز به معادله دومی است، این معادله نیز از برقراری تساوی در روابط (3-11) و رابطه (3-10) در بالا بدست می آید. اما چون دو معادله تشکیل شده اخیر غیر خطی هستند پس حل همزمان دو معادله از روش سعی و خطا (تکرار) صورت می پذیرد. یعنی ابتدا  $T_c$  را حدس زده و از رابطه (3-29) مقداری برای  $h_{\text{con}}$  یافت می شود سپس با  $h_{\text{con}}$  یافت شده و همان  $T_c$  از رابطه (3-10) مقداری برای  $U_t$  بدست می آید که می باید با مقدار بدست آمده از رابطه (3-12) برابری نماید در صورت عدم تساوی در مقادیر حاصله می باید  $T_c$  جدیدی حدس و مراحل فوق تکرار شود تا نتیجه صحیح بدست آید. [6]

### نتایج

با استفاده از نرم افزار carrier بار حرارتی ساختمان به صورت زیر بدست آمده است:

سالن	بار بر حسب btu/hr	بار بر حسب watts
سالن ۱	۱۵۸۵۴۱	۴۶۴۳۱.۹
سالن ۲	۱۵۸۵۳۸	۴۶۴۳۱.۰۳
سالن سرویس	۱۲۹۹۹	۳۸۰۷.۰۱۷

با توجه به نکات ذکر شده برای محاسبه سیستم گرمایش از کف نتایج به صورت زیر است:

مکان	$Q_{\text{FHKR}}$	M	$L_A$	$\Delta P$
سالن ۱	۱۷۶۷.۷۲۶ w	۳۰۳.۵ l/hr	۵۹.۹۴ m	۱۵ kp
سالن ۲	۱۷۶۹.۹۴ w	۳۰۳.۸۵ l/hr	۵۹.۹۴ m	۱۵ kpa
سالن سرویس	۲۰۵.۱۸۵ w	۳۴۴.۲۴ l/hr	۶۹.۳ m	۲۵ kpa

برای سیرکولاسیون آب در سیستم با توجه به دبی و افت فشار در سالن ۱ و ۲ از پمپ HUP30-2.5U و در سالن سرویس از پمپ HUP15-6E استفاده می گردد. تمامی محاسبات مربوط به دمای میانگین سیال و صفحه جاذب و پوششی به دلیل حجم زیاد محاسبات و استفاده از روش سعی و خطا توسط نرم افزار maple صورت گرفته است. مدل کلکتور از روی کاتالوگ AET، AE-40 انتخاب گردیده است. در اینجا برای هر قسمت از ساختمان به دلیل جلوگیری از افت فشار و در دسترس تر بودن تانک ذخیره یک سیستم جداگانه در نظر گرفته شده است که نتایج در جدول زیر آمده است:

تعداد کلکتور	سطح کلکتور	مکان
۳۷	۱۲۸ m <sup>۲</sup>	سالن ۱
۳۷	۱۲۸ m <sup>۲</sup>	سالن ۲
۴	۱۱m <sup>۲</sup>	سالن سرویس

برای هر سالن نیز یک تانک ۸۰ گالنی ساخت شرکت EGGLE SUN مدل OST-80-TCE انتخاب می گردد. این سیستم گرچه ممکن است هزینه ی اولیه ی بیشتری نسبت به سایر سیستم های گرمایشی داشته باشد اما از این لحاظ که تقریباً هزینه سوخت صفر می شود، در دراز مدت صرفه ی اقتصادی بالایی دارد و هیچ گونه آلودگی زیست محیطی نیز در بر نخواهد داشت. کارهایی که در آینده می توان انجام داد:

- ۱) استفاده از این روش در سایر صنایع پرورش دام و طیور
- ۲) می توان این محاسبات را برای مناطق دیگر نیز مورد استفاده قرار داد
- ۳) تغییر نوع سیستم مرغداری از نوع بسته به باز و انجام این محاسبات برای آن
- ۴) ساختن ساختمان مورد نظر به طوریکه خود ساختمان جاذب اثرات خورشیدی باشد.
- ۵) طراحی کل سیستم تهویه مطبوع (سرمایش و گرمایش و تهویه) به صورت خورشیدی

منابع و مآخذ

[۱] بولتن علمی شماره ۳۵ تالونگ،  
<http://infopoultry.net>

[۲] بولتن علمی شماره ۳۴ تالونگ،  
<http://infopoultry.net>

[۳] احمدزاده-خدایاری،رها. مقایسه مزیت ها و معایب سیستم های گرم کننده سالن های مرغداری با سیستم گرمایش از کف، مقالات علمی تالونگ،  
<http://infopoultry.net>

[۴] وکیل الرعایا،و. طراحی سیستم های HVAC به کمک Carrier، انتشارات صانعی شهپیرزادی، سال نشر ۱۳۸۵

[۵] بیرانوند،ح(مترجم). دوره تاسیسات جلد ۲ گرمایش، اینگلف، تیا تور (مؤلف)، نشر طراح، ص - ۲۰۵-۱۸۷، سال نشر ۱۳۸۳

[۶] آقاجفی، س. دهقانی، ع. انتقال حرارت تابشی خورشیدی و کاربرد آن در ساختمان، انتشارات دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، ص -- ۲۴ ۳۴۱-۳۱۸، ۲۸۷، ۲۲۴، ۲۱۹، ۲۶، سال نشر ۱۳۸۶

[۷] ایستگاه هواشناسی مهر آباد، هواشناسی استان تهران، سایت سازمان هواشناسی کشور،  
[www.tehranmet.ir](http://www.tehranmet.ir)