

## استفاده از پمپ های حرارتی جذبی در کانال های رفت و برگشت تامین هوا

دیاکو کبودی<sup>۱</sup> - هیوا رشیدزاده<sup>۲</sup> - وحید حبیب زاده<sup>۳</sup> - کامیار کبودی<sup>۴</sup>

۱. کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی؛ [Diakokaboodi@ymail.com](mailto:Diakokaboodi@ymail.com)
۲. کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی؛ [Hivarashidzadeh@ymail.com](mailto:Hivarashidzadeh@ymail.com)
۳. کارشناسی مهندسی مکانیک - حرارت و سیالات؛ [Yahidhabibzadeh@ymail.com](mailto:Yahidhabibzadeh@ymail.com)
۴. کارشناسی مهندسی مکانیک - حرارت و سیالات؛ [Kamiarkaboodi@ymail.com](mailto:Kamiarkaboodi@ymail.com)

### چکیده:

امروزه پمپ های حرارتی به دلیل استفاده های دومنظوره ای که از آنها در زمینه سرمایش و گرمایش می توان به عمل آورد، بسیار مورد توجه قرار گرفته اند. اینگونه سیستم ها قابلیت تامین حرارت و برودت و نیز تولید حرارت و برودت همزمان را بسته به نوع نیازهای موجود دارند. در این بین با توجه به اینکه این سیستم ها قابلیت بازیافت حرارت و انتقال آن را به بخش های دیگر که نیاز به حرارت دارند را دارا می باشند؛ می توانند در زمینه های گوناگون که حرارت های تلف شده در فرایندهای آنها وجود دارد بکار گرفته شوند. از جمله این زمینه ها، بخش تاسیسات و تهویه مطبوع در ساختمان می باشد. در این مقاله کاربرد پمپ های حرارتی جذبی در کانال های رفت و برگشت ساختمان، جائیکه انرژی قابل توجهی در اثر تخلیه به محیط هدر می رود، مورد بررسی قرار گرفته است.

**کلمات کلیدی:** سرمایش و گرمایش- پمپ حرارتی- سیستم توزیع هوا- مدیریت انرژی

### مقدمه:

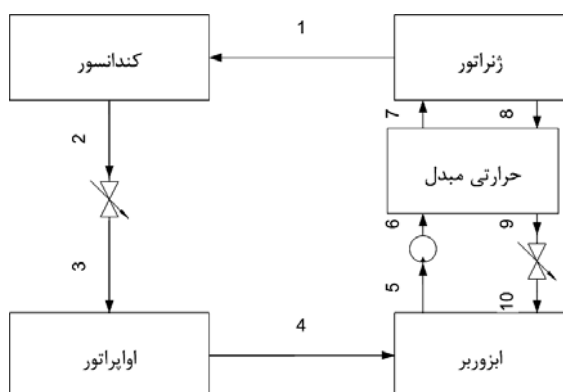
با توجه به گسترش روزافزون جوامع بشری و به نسبت آن افزایش ساختمان ها و واحدهائی که مردم در آن سکونت دارند، امروزه سهم مصرف انرژی در بخش ساختمان بسیار چشمگیر شده است و بیش از ۴۰٪ از کل مصرف انرژی، در مصارف

مسکونی مورد استفاده قرار می گیرد. بدیهی است که این میزان انرژی که در این بخش مورد استفاده قرار می گیرد به صورت کاملاً بهینه مورد استفاده قرار نمی گیرد و سهم عمده ای از آن به دلیل عدم بهره برداری و استفاده صحیح و اصولی به هدر می رود. در این راستا هر گونه اقدام در جهت مدیریت انرژی در این بخش و بهینه سازی مصرف سوخت می تواند نقش بسیار موثری در کاهش مصرف سوخت ایفاء کند. اصولاً حوزه کاری بخش تاسیسات ساختمان از لحاظ درجه حرارت، در حوزه درجه حرارت های متوسط به پائین در نظر گرفته می شود. این حوزه قابلیت ها و انعطاف های بیشتری جهت بازیافت، تبدیل و انتقال انرژی با روش های گوناگون از جمله سیستم های تولید بخار، تولید برق، تولید برق و حرارت همزمان، پمپ های حرارتی و . . . را دارا می باشد. در بسیاری موارد مشاهده می گردد که در بخش تاسیسات ساختمان، انرژی به صورت محسوسی هدر می رود و یا تلف می شود و یا حتی به صورت غیر مفید در یک درجه حرارت پائین خنک می شود که طی این فرایند خنک سازی حرارت محسوسی را از دست می دهند در حالیکه در بخشی دیگر در درجه حرارتی بالاتر دوباره نیاز به تولید حرارت می گردد که این تولید حرارت مستلزم صرف هزینه و انرژی خواهد بود. پمپ های حرارتی به دلیل اینکه قابلیت بالائی در بازیافت این حرارت ها و انتقال آنها به بخش های دیگر که نیاز به تامین حرارت دارند، می توانند در این زمینه بسیار مفید و موثر مورد استفاده قرار گیرند. در این مقاله از حرارت بازیافتی از هوای برگشتی فضاهایی که هوای آنها تهویه شده است، به کمک پمپ های حرارتی جذبی استفاده

شده است و این سیستم می تواند جایگزین سیستم های معمول استفاده از چیلر و دیگ بخار و آب گرم، جهت تامین سرمایش و گرمایش گردیده است.

### پمپ حرارتی جذبی در کانال های رفت و برگشت:

پمپ های حرارتی از لحاظ فرایند دقیقاً بر اساس سیکل های تبرید می باشند و تنها از لحاظ هدف سیستم با هم تفاوت دارند، به نحوی که هدف از پمپ های حرارتی انتقال حرارت از یک محیط با دمای پایین به یک محیط با دمای بالاتر و گرم کردن این محیط می باشد، در حالیکه سیکل های تبرید حرارت را از یک محیط با دمای پائین گرفته و به یک محیط با دمای بالاتر منتقل می کنند و هدف از این سیستم ها سرد کردن محیط با دمای پائین تر می باشد. پمپ های حرارتی توانایی تامین کردن مقاصد سرمایشی و گرمایشی را به صورت همزمان دارا می باشند. پمپ های حرارتی از لحاظ کارکرد به دو گروه پمپ های حرارتی جذبی و تراکمی گروه بندی می شوند. در سیکل پمپ حرارتی تراکمی چهار فرایند زیر صورت می گیرد:



شکل ۱. نمای شماتیک از یک پمپ حرارتی جذبی تک اثره

### تحلیل اوپراتور

از آنجایی که مبرد در اوپراتور در حالت بخار اشباع در فشار اوپراتور خارج می شود، آنتالپی این نقطه از روابط تجربی موجود قابل محاسبه است [۴]. در نقطه ۳ چون مبرد پس از طی یک فرایند خفانش به این حالت رسیده است آنتالپی آن ثابت می ماند یعنی  $h_2=h_3$  و اما با توجه به اینکه سیال مبرد در نقطه ۲ به صورت مایع اشباع در فشار کندانسور می باشد، آنتالپی این نقطه نیز قابل محاسبه است. در ادامه تحلیل سیکل با داشتن کلیه خواص نقاط متصل به اوپراتور می توان به تحلیل انرژی پرداخت. از رابطه های بقاء جرم و انرژی داریم:

$$M_3 = M_4 = M_{in} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_e = M_4 H_4 - M_3 H_3 \quad (2)$$

از روابط ۱ و ۲ می توان نرخ انتقال حرارت را در اوپراتور محاسبه کرد.

۱. فرایند افزایش فشار به صورت آیزوتروپیک که در یک کمپرسور صورت می پذیرد.
۲. فرایند انتقال حرارت در فشار ثابت به محیط با دمای بالا که در کندانسور صورت میگیرد.
۳. فرایند آنتالپی ثابت کاهش فشار که در شیر خفانش صورت می گیرد.
۴. فرایند دریافت حرارت فشار ثابت از محیط دما پائین که در اوپراتور صورت می گیرد.

پمپ های حرارتی جذبی که جایگزین نوع تراکمی شده اند از یک سیکل مجازی تولید توان جهت افزایش فشار مبرد استفاده می کنند. این سیکل مجازی از ژنراتور، ابزوربر، مبدل حرارتی، پمپ محلول و شیر خفانش تشکیل یافته است. پمپ های حرارتی جذبی جهت فعالیت خود نیاز به انرژی ورودی دارند که به بخش ژنراتور منتقل می شود. این سیستم ها قابلیت استفاده از انرژی سوخت های فسیلی، خورشید، زمین و انرژی های تلف

$$H_6 = H_7 - \frac{M_{ss}(H_9 - H_8)}{M_{ws}} \quad (7-1)$$

### تحلیل کندانسور

در نهایت با داشتن آهنگ انتقال حرارت در کندانسور و با نوشتن رابطه بقای انرژی می توان تخمینی از آهنگ جرمی میرد داشت؛ رابطه ۸ این مطلب را نشان می دهد.

$$M_w = \frac{Q_c^*}{H_2 - H_1} \quad (8)$$

### ضریب عملکرد

در آخرین مرحله از تحلیل انرژی مقدار ضریب عملکرد سیکل محاسبه می گردد. ضریب عملکرد سیکل را به صورت نسبت انرژی مفید سیکل بر مقدار انرژی داده شده به سیکل تعریف می گردد که در مورد سیکل مذکور شامل حرارت داده شده به ژنراتور و مقدار کار پمپ می باشد که در رابطه ۹-a و ۹-b برای دو حالت سرمایه‌ش و گرمایش آمده است [۳].

$$COP_{(heating)} = \frac{Q_c^* + Q_a^*}{Q_g^* + W_p} \quad (9-a)$$

$$COP_{(cooling)} = \frac{Q_e^*}{Q_g^* + W_p} \quad (9-b)$$

کلیه این روابط و پیوست ها و کلیه روابط تجربی که جهت بدست آوردن خصوصیات ترمودینامیکی آب و لیتیم برماید بکار می روند در یک برنامه کامپیوتری که به کمک زبان برنامه نویسی VISUAL BASIC نگارش شده، آمده است. جهت این مدلسازی، تعدادی از خصوصیات و داده ها را به عنوان ورودی به برنامه ارائه کرده و در ادامه کلیه خصوصیات ترمودینامیکی و نرخ های انتقال حرارت و کارهای انجام شده و گرفته در سیستم و نیز بازده سیستم محاسبه و ارائه می گردد. نمونه ای از قابلیت این برنامه نگارش شده در بخش نمونه مورد مطالعه آمده است.

پس از محاسبه آنتالپی نقاطی از سیکل که آب خالص داریم، باید به محاسبه آنتالپی نقاطی از سیکل پرداخت که محلول آب و لیتیم برماید در آن جریان دارد. با داشتن مشخصات نقاط متصل به ابزوربر که به عنوان حجم کنترل در نظر گرفته ایم، می توان از روابط بقای انرژی و جرم آهنگ انتقال حرارت در ابزوربر را بدست آورد. لذا ابتدا باید آهنگ جرمی را در سیکل مجازی ژنراتور و ابزوربر محاسبه کرد که به شرح زیر می باشد.

$$M_{ws} = M_w \left| \frac{X_{ss}}{X_{ws} - X_{ss}} \right| \quad (3)$$

$$M_{ss} = M_w \left| \frac{X_{ws}}{X_{ws} - X_{ss}} \right| \quad (4)$$

$$Q_a^* = M_{ss}H_{10} + M_wH_4 - M_{ws}H_5 \quad (5)$$

باید مقدار کاری که صرف پمپ کردن محلول می شود نیز بدست آید؛ لذا چون فرایند در پمپ یک فرایند حجم ثابت است لذا می توان با داشتن حجم ویژه محلول در نقطه ۵ و فشارهای کندانسور و اوپراتور کار مصرفی پمپ را از رابطه ۶ محاسبه کرد. با داشتن کار پمپ می توان مقدار آنتالپی نقطه ۵ را از رابطه ۶-۱ محاسبه کرد.

$$W_p = M_{ws} \times v_5 (P_c - P_e) \quad (6)$$

$$(W_p / M_{ws}) = H_6 - H_5 \Rightarrow H_6 = H_5 + (W_p / M_{ws}) \quad (6-1)$$

### تحلیل ژنراتور

آهنگ انتقال حرارت در ژنراتور را نیز می توان از رابطه بقای انرژی برای این حجم کنترل نوشت.

$$Q_g^* = M_w H_1 + M_{ss} H_8 - M_{ws} H_7 \quad (7)$$

همچنین برای محاسبه مقدار آنتالپی در خروجی SHE و ورودی به ژنراتور در نقطه ۷ باید از روابط تجربی موجود استفاده کرد و برای بدست آوردن آنتالپی نقطه ۶ از رابطه ۷-۱ استفاده می کنیم.

## نحوه کارکرد کانال های رفت و برگشت:

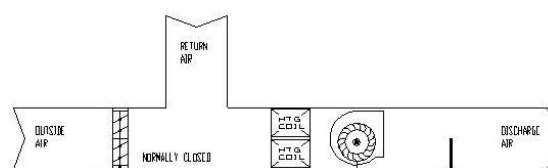
تعدادی از طراحی ها به گونه ای است که از دو کویل جداگانه جهت سرمایش در تابستان و گرمایش در زمستان استفاده می شود. در این مقاله استفاده از یک پمپ حرارتی در این سیستم هوارسانی پیشنهاد شده است و وضعیت کلی و شرایط آن بررسی شده است. با توجه به کاربرد دوگانه پمپ های حرارتی جهت سرمایش و گرمایش امکان استفاده از آن در هر دو فصل تابستان و زمستان وجود دارد. نمای شماتیکی از سیستم مورد بررسی (در حالت گرمایش و سرمایش) در شکل های شماره ۳ و ۴ نشان داده شده است.

شماره دمپر	سرمایش	گرمایش	تمام گردش هوا	تمام هوای خارج
a	بسته	باز	باز	بسته
b	باز	بسته	بسته	باز
c	بسته	باز	بسته	بسته
d	باز	بسته	باز	باز
e	بسته	باز	باز	باز
f	باز	بسته	بسته	بسته
g	بسته	باز	بسته	باز
h	باز	بسته	باز	بسته

جدول ۱. وضعیت ۸ دمپر اصلی در چهار حالت

عملکرد این سیستم به گونه ای است که در حالت گرمایش از حرارت موجود در هوای بیرون (هر چند در دمای پائین) استفاده می کند و این حرارت را به هوایی که به داخل فضا وارد می شود منتقل می کند و بدین روش هوا را گرم می کند. در حالت سرمایش نیز، هوای برگشتی را پس از سرد کردن در اواپراتور به اتاق منتقل می کند. این سیستم از روش تبادل مستقیم حرارت به هوا استفاده می کند و نیازی به یک سیال ثانویه جهت انتقال حرارت نمی باشد. جهت استفاده از این سیستم ۸ دمپر اصلی در مسیر کانال های هوا اعم از رفت، برگشت و هوای تازه استفاده می شود که وضعیت این دمپرها در چهار حالت سرمایش، گرمایش، تمام گردش هوا و تمام هوای خارج در جدول شماره ۱ آورده شده است. این دمپرها در عین حال قابلیت تنظیم کردن میزان هوای تازه ورودی به فضای داخل را نیز دارند.

اصولاً در بحث تهویه مطبوع در ساختمان نیازمندیم که دما، رطوبت و سرعت هوای موجود در فضا را کنترل کنیم و لازمه این امر این است که هوای اتاق مرتباً در حال گردش باشد و هوای تازه جایگزین هوای مانده در اتاق گردد. در مواردیکه جهت تهویه مطبوع در ساختمان از سیستم های توزیع هوا (حجم ثابت و یا حجم متغیر) استفاده می شود، لازم است که هوای تازه از طریق کانال های مشخص به فضای مورد نظر منتقل گردد و در آن فضا پس از فرایند تبادل حرارت از طریق کانال های خروجی به فضای بیرون تخلیه گردد. البته در برخی موارد از بخشی از این هوا به عنوان هوای برگشتی به اتاق استفاده می شود. نمای شماتیکی از یک کانال توزیع هوا در حالت اولیه در شکل شماره ۲ نشان داده شده است. هوایی که از طریق کانال تخلیه به بیرون تخلیه می گردد حاوی مقداری حرارت می باشد که در اثر تخلیه به محیط تلف می گردد. در شرایط طراحی های معمول، که در ساختمان های مختلف مورد استفاده قرار می گیرد، زمانیکه هوای برگشتی دوباره جهت تهویه در ساختمان بکار می رود پس از عبور از کویل های سرد یا گرم دوباره در فضای داخل مورد استفاده قرار می گیرد. لذا جهت سرد کردن و یا گرم کردن این هوا دوباره نیازمندیم که از آب سرد و یا آب گرم استفاده کنیم که این امر نیازمند صرف هزینه و انرژی خواهد بود، بخصوص زمانیکه بخواهیم هوا را سرد کنیم و از آب سرد استفاده کنیم صرف هزینه بالاتر خواهد بود.



شکل ۲. نمای شماتیکی از یک کانال توزیع هوای ساده

مکانیزم این کانال های توزیع هوا در تابستان و زمستان صرفاً از جهت نوع کویلهایی که در آنها استفاده می شود با هم تفاوت دارند. در بسیاری از این کانال ها از یک کویل مشترک جهت سرمایش و گرمایش استفاده می شود که این کویل در زمستان حاوی آب گرم و در تابستان حاوی آب سرد می باشد. اما

### نمونه مورد مطالعه:

$$\dot{Q}_{air-h} = \dot{m}_a \cdot C_{p,a} \cdot (T_S - T_R) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_c = \frac{\dot{Q}_{air-h}}{\eta_c} \quad (11)$$

حال با داشتن این نرخ انتقال حرارت در کندانسور و با استفاده از مدلسازی انجام گرفته برای پمپ حرارتی جذبی که به کمک زبان برنامه نویسی VISUAL BASIC و بر اساس روابط بیان شده در بخش مدلسازی پمپ حرارتی تهیه گردیده است، می توان این سیستم را مدلسازی کرد. کلیه نتایج بدست آمده و شرایط ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل پمپ حرارتی در جدول شماره ۳ و ۴ آمده است.

مقدار	واحد	
۶۷.۳۶۲	KW	انرژی مورد نیاز ژنراتور Qg
۴۰.۳۵۴	KW	انرژی دریافتی اواپراتور Qe
۶۲.۵۶۱	KW	انرژی آزاد شده ایزوربر Qa
۴۳.۲۴۵	KW	انرژی آزاد شده کندانسور Qc
۱.۵۷۱		ضریب عملکرد گرمایشی

جدول ۳. مقادیر انتقال حرارت اجزاء سیکل در حالت گرمایش

نقطه	دما (C)	فشار (KPa)	آنتالپی (Kj/Kg)	غلظت (%)	دبی (Kg/s)
۱	۱۶۷.۲۷	۶	۲۸۱۶.۸۰	۰	۰.۰۱۶
۲	۳۶.۱۶	۶	۱۵۱۶.۶۱	۰	۰.۰۱۶
۳	۶	۰.۹۳۵	۱۵۱۶.۶۱	۰	۰.۰۱۶
۴	۶	۰.۹۳۵	۲۵۱۲.۵۸	۰	۰.۰۱۶
۵	۴۴.۲۵	۰.۹۳۵	۱۰۷۵.۵۷	۵۶.۴۳	۰.۲۲۶
۶	۴۴.۲۶	۶	۱۰۷۵.۵۸	۵۶.۴۳	۰.۲۲۶
۷	۱۱۰	۶	۲۴۱.۲۴	۵۶.۴۳	۰.۲۲۶
۸	۱۶۷.۲۷	۶	۳۶۲.۹۴	۶۰.۷۸۷	۰.۲۱۰
۹	۹۲.۲۳	۶	۲۱۹۶.۳	۶۰.۷۸۷	۰.۲۱۰
۱۰	۹۲.۲۳	۰.۹۳۵	۲۱۹۶.۳	۶۰.۷۸۷	۰.۲۱۰

جدول ۴. نتایج حاصل از مدلسازی سیکل در حالت گرمایش

در صورتیکه دمای برگشتی از فضای مورد نظر  $T_R$  و دمای آسایش فضا در درجه حرارت  $T_S$  و درجه حرارت هوای بیرون  $T_O$  باشد (این درجه حرارت در فصل زمستان کمترین دمای ثبت شده و در فصل تابستان بیشترین دمای ثبت شده جهت این اقلیم مورد نظر می باشد). از یک سیکل پمپ حرارتی جذبی که از آب به عنوان سیال مبرد و از محلول آب و لیتیم برماید به عنوان سیال جاذب استفاده می کند، بهره می گیریم. این سیستم شامل کندانسور، اواپراتور، ژنراتور، ایزوربر و مبدل حرارتی و شیرها و پمپ های وابسته می باشد. بازده حرارتی کندانسور و اواپراتور را ۰.۸۵ در نظر می گیریم. سیستم هوارسانی مورد مطالعه شامل یک کانال رفت، یک کانال برگشت و کانال های تامین و تخلیه هوای بیرون و مانده می باشد. حال در هر دو شرایط گرمایش در زمستان و سرمایش در تابستان این سیستم را بررسی می کنیم.

### در شرایط زمستان و جهت تامین گرمایش:

شرایطی را در نظر می گیریم که از پمپ حرارتی جذبی در فصل زمستان و در شرایطی که سیستم جهت تامین گرمایش مورد استفاده قرار گیرد. مقدار هوای مورد نیاز فضا  $M$  (Kg/s) باشد و هوا را به عنوان گاز کامل در نظر می گیریم. مقدار عددی این داده ها در جدول شماره ۲ آورده شده است. مقادیر مربوط به بار حرارتی و برودتی و نیز حجم هوای مورد نیاز جهت فضائی با مساحت ۱۰۰۰ متر مربع محاسبه شده است.

	$T_O$ (C)	$T_R$ (C)	$T_S$ (C)	بار (KW)	$M$ (Kg/s)
گرمایش	۷	۱۴	۲۱	۱۲۶.۱۵	۵.۲۲۵
سرمایش	۴۰	۲۹	۲۰	۷۵.۷	۵.۶۲۵

جدول ۲. داده های ورودی در دو حالت سرمایش و گرمایش

بر این اساس و با در نظر گرفتن  $C_p=1.005$  برای هوا، نرخ انتقال حرارت مورد نیاز در بخش کندانسور از روابط ۱۰ و ۱۱ قابل محاسبه خواهد بود.

لازم به ذکر است که این محاسبات جهت اقلیمی معتدل که زمستان های نه چندان سرد دارد صورت گرفته است. اما در صورتیکه از این سیستم در مناطق با اقلیم سرد و خشک

استفاده گردد، لازم است که هوای تازه ورودی به سیستم پیش گرم گردد که در این صورت نیز می توان از حرارت آزاد شده در بخش ابزوربر این پمپ حرارتی جذبی جهت این امر استفاده نمود و نیازی به صرف هزینه و انرژی اضافی نخواهد بود.

### در شرایط تابستان و جهت تامین سرمایش:

در زمانیکه جهت تولید سرمایش و جهت تامین آسایش در فصل تابستان بخواهیم از سیستم پمپ حرارتی جذبی استفاده کنیم، عملکرد سیکل دقیقاً مشابه سیستم چیلر جذبی خواهد بود. این سیستم ها جهت فعالیت نیاز به تامین حرارت در بخش ژنراتور دارند. جهت بررسی این سیستم پیشنهادی، هوای سرد و تازه ای که به اتاق منتقل شده است و پس از جذب حرارت دمای آن بالا رفته است را دوباره مورد استفاده قرار می دهیم. در این حالت، هوای برگشتی از اتاق پس از عبور از کویل سرمایشی (اوپراتور) دوباره به اتاق بازگردانده می شود؛ حرارت دفع شده از بخش کندانسور نیز پس از عبور از کویل گرمایش از طریق کانال تخلیه به بیرون منتقل می گردد. پس از محاسبه مقدار بار برودتی مورد نیاز ساختمان، می توان مقدار حرارتی که اوپراتور می تواند جذب کند و نیز نرخ جرمی سیال مبرد را از روابط ۱۲ و ۱۳ بدست آورد.

$$\dot{Q}_{air-c} = \dot{m}_a \cdot C_{p,a} \cdot (T_R - T_S) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_e = \frac{\dot{Q}_{air-c}}{\eta_e} \quad (13)$$

با داشتن نرخ انتقال حرارت در اوپراتور می توان مدلسازی سیکل پمپ حرارتی را به کمک برنامه کامپیوتری نگارش شده انجام داد. کلیه داده ها در جداول ۵ و ۶ آورده شده است.

مقدار	واحد	اجزاء
۹۶.۶۸۵	KW	انرژی مورد نیاز ژنراتور Qg
۵۹.۸۵۷	KW	انرژی دریافتی اوپراتور Qe
۸۹.۷۱۷	KW	انرژی آزاد شده ابزوربر Qa
۶۳.۹۱۱	KW	انرژی آزاد شده کندانسور Qc
۰.۶۱۹		ضریب عملکرد سرمایشی

جدول ۵. مقادیر انتقال حرارت اجزاء سیکل در حالت سرمایش

نقطه	دما (C)	فشار (KPa)	آنتالپی (Kj/Kg)	غلظت (%)	دبی (Kg/s)
۱	۱۷۱.۶۳	۱۰	۲۸۲۴.۹۴	۰	۰.۰۲۵
۲	۴۵.۸۱	۱۰	۱۹۱.۹۵	۰	۰.۰۲۵
۳	۱۵	۱.۷۰۸	۱۹۱.۹۵	۰	۰.۰۲۵
۴	۱۵	۱.۷۰۸	۲۵۲۹.۱۵	۰	۰.۰۲۵
۵	۶۰.۷۳	۱.۷۰۸	۱۴۱.۰۲	۵۶.۴۳	۰.۳۵۷
۶	۶۰.۷۳	۱۰	۱۴۱.۱	۵۶.۴۳	۰.۳۵۷
۷	۱۲۰	۱۰	۲۶۱.۶۲	۵۶.۴۳	۰.۳۵۷
۸	۱۷۱.۶۳	۱۰	۳۷۱.۲۸	۶۰.۷۸۷	۰.۳۳۲
۹	۱۰۳.۹۸	۱۰	۲۴۲.۰۵	۶۰.۷۸۷	۰.۳۳۲
۱۰	۱۰۳.۹۸	۱.۷۰۸	۲۴۲.۰۵	۶۰.۷۸۷	۰.۳۳۲

جدول ۶. نتایج حاصل از مدلسازی سیکل در حالت سرمایش

### محاسبه مقدار سوخت طبیعی مورد نیاز:

بر اساس آنچه که در دو بخش قبل مشاهده گردید، جهت تامین حرارت و برودت مورد نیاز در هر دو فصل زمستان و تابستان به کمک پمپ های حرارتی جذبی، لازم است که انرژی مورد نیاز ژنراتور تامین گردد که این انرژی از طریق سوخت گاز طبیعی تامین می گردد. مقدار نرخ حجمی گاز مورد نیاز در هر دو حالت سرمایش و گرمایش را می توان از رابطه ۱۴ محاسبه کرد که برای دو حالت سرمایش و گرمایش به ترتیب معادل ۱۱.۴۴۸ و ۷.۹۷۶ نرمال متر مکعب در ساعت خواهد بود. این مقادیر با در نظر گرفتن  $X = 0.85$  و  $LHV^1 = 8545$  Kcal/Nm<sup>3</sup> محاسبه شده اند.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \cdot X \cdot LHV \quad (14)$$

### بحث و نتیجه گیری:

طراحی هایی که در بیشتر ساختمان ها و نیز در بیشتر مناطق مرسوم است، استفاده از چیلر جهت تولید آب سرد و نیز بویلر جهت تولید آب گرم می باشد. در این سیستم ها ارتباط بین سیال مبرد و هوای اتاق از طریق سیال عامل دیگری که معمولاً

<sup>1</sup> Iranian National Gas Company Data

[۴]. Y.Kaita. 'Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures'. International journal of refrigeration 24 (2001) 374-390

فهرست علائم	
COP	ضریب عملکرد سیکل
H	آنتالپی (Kj/Kg)
M	آهنگ جرمی (Kg/s)
P	فشار (Kpa)
Q	نرخ انتقال حرارت (Kw)
T	درجه حرارت (°C)
V	حجم (m <sup>3</sup> )
W	توان (KW)
X	غلظت محلول آب و لیتیم برماید
علائم یونانی	
$\rho$	چگالی (Kg/M3)
زیر نویس	
a	ابزوربر
c	کندانسور
e	اواپراتور
g	ژنراتور
h	مبدل حرارتی محلول
f	سوخت
ss	محلول غلیظ آب و لیتیم برماید
t	کل سیستم
ws	محلول رقیق آب و لیتیم برماید

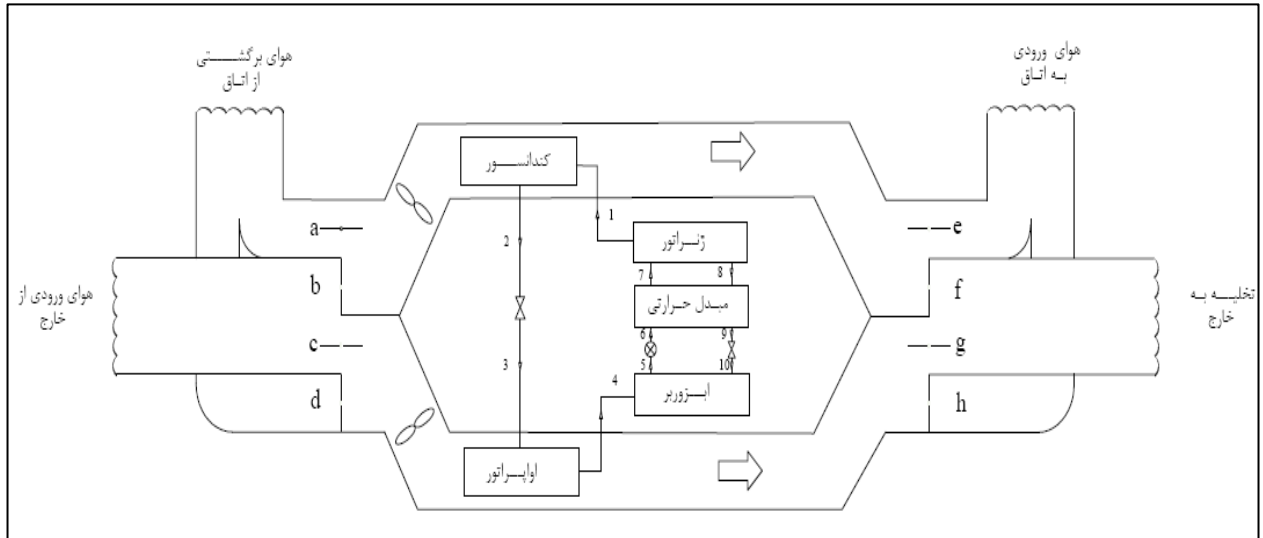
آب می باشد صورت می پذیرد و با توجه به اینکه تاسیسات تولید سرما و گرما عمدتاً در بخش موتورخانه و در طبقات زیرین ساختمان جانمایی می شوند، در بسیاری موارد ارتباط بین این دو سیال مستلزم صرف هزینه بالائی جهت لوله کشی و پمپ کردن سیال می باشد. در طی این انتقال سیال در طول مسیر نیز اتلافات حرارتی محسوسی وجود خواهد داشت. اما مزیت استفاده از پمپ حرارتی با مبدل های آب - هوا در کانال های رفت و برگشت، حذف این هزینه های بهره برداری و نیز این اتلافات حرارتی می باشد همچنین با استفاده از این سیستم دیگر نیازی به طراحی و تعبیه سیستم های جداگانه جهت تولید سرما و گرما نخواهد بود و پمپ حرارتی توانائی تامین حرارت و برودت را خواهد داشت. این سیستم ها قابلیت طراحی را به هر دو شیوه جزئی و کلی دارا می باشند. بدین طریق که در مجتمع های مسکونی در صورتیکه برای هر واحد سیستم سرمایش و گرمایش جداگانه پیش بینی شود، این سیستم ها می تواند در مسیر رفت و برگشت اصلی همان واحد نصب گردد و یا در صورتیکه برای کل مجتمع از سیستم تامین هوای مشترک استفاده گردد، می توان از این سیستم در مسیر رفت و برگشت اصلی هوا استفاده کرد. استفاده از این سیستم ها جهت فضاهائی که نیاز مداوم به تغییر هوا و کنترل میزان هوای تازه ورودی دارند نیز بسیار مفید خواهد بود بدلیل اینکه دمپهای اصلی این سیستم توانائی تامین هوای تازه کنترل شده را دارا می باشند.

## مراجع

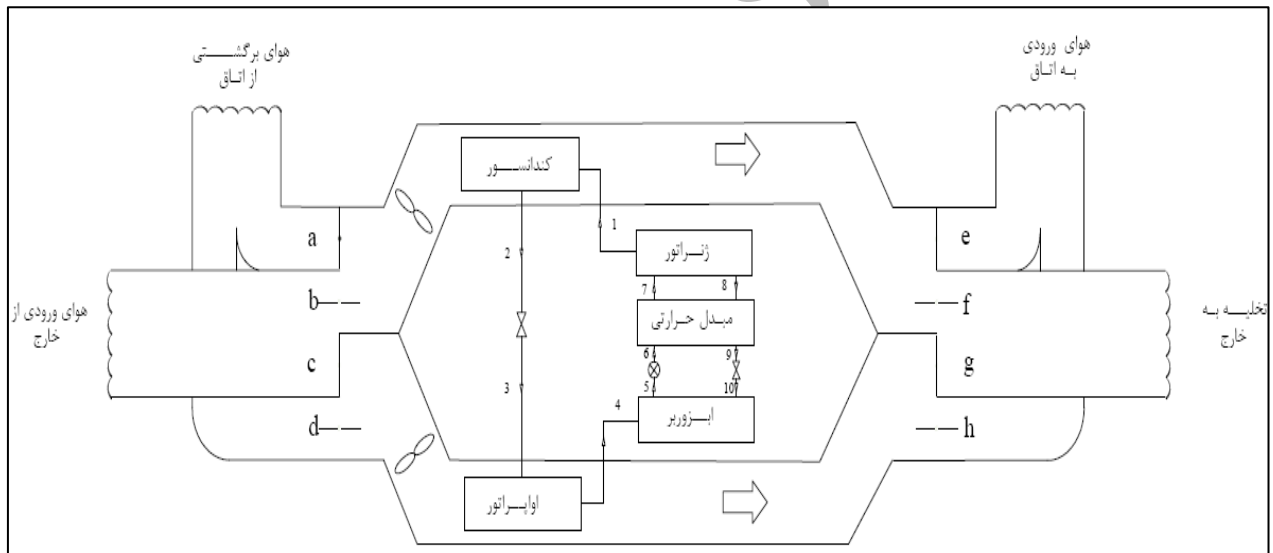
[1]. Herold EK, Radermacher R, Klein SA. Absorption chillers and heat pumps. CRS Press; 1996.

[2]. Stephenson, R.L. Smailer, "Direct reduced iron: technology and economics of production and use" Iron and Steel Society of AIME, Warrendale, PA, USA, 2001

[۳]. سپهر صنایع، عباسعلی فرداد، دیاکو کبودی، "مدلسازی سیستم پمپ حرارتی جذبی آب و لیتیم برماید"، پنجمین کنفرانس بهینه سازی مصرف سوخت در ساختمان، تهران ۱۳۸۵



شکل ۳. نمای شماتیکی از استفاده پمپ حرارتی در کانال هوا در حالت گرمایش



شکل ۴. نمای شماتیکی از استفاده پمپ حرارتی در کانال هوا در حالت سرمایش