



مدل سازی و شبیه سازی سیکل تبرید تراکمی کولر گازی و ارزیابی ضریب عملکرد آن تحت شرایط محیطی مختلف

فرزانه ویسی^۱، ابراهیم حاجی دولو^{۲*}

۱- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز

۲- دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز

* hajidae@scu.ac.ir، ۶۱۳۵۵ صندوق پستی اهواز

چکیده- مدل سازی اجزا سیکل تبرید تراکمی بخار با استفاده از منحنی های مشخصه آن ها در حالت پایدار ارائه شده و سپس شبیه سازی کل سیکل به صورت یکپارچه انجام شده است. با استفاده از شبیه سازی، پیش بینی مشخصه های سیستم مانند نرخ دفع حرارت در کندانسور، کار کمپرسور، اثر تبرید و ضریب عملکرد سیستم در شرایط محیطی متفاوت انجام شده است. نتایج حاصل از شبیه سازی با داده های تجربی به دست آمده از بررسی آزمایشگاهی یک دستگاه کولر گازی دوتکه مقایسه شده و مشخص شد که مدل ارائه شده می تواند با دقت خوبی عملکرد سیستم را پیش بینی کند. نتایج شبیه سازی نشان می دهد که با افزایش یک درجه دمای محیط ضریب عملکرد سیکل ۳/۵ درصد کاهش می یابد و با افزایش ۱۰ درصد رطوبت نسبی محیط ضریب عملکرد به طور متوسط ۶/۵ درصد افزایش می یابد. افزایش ۱۰ درصد در دبی حجمی هوای عبوری از روی کندانسور سبب افزایش ۳/۲ درصد در ضریب عملکرد سیکل می شود. همچنین تأثیر افزایش سطح کندانسور بر میزان حرارت دفع شده در کندانسور بررسی گردید و مشخص شد با افزایش سطح کندانسور تا حد معینی دفع حرارت از آن محسوس بوده، اما با افزایش بیشتر آن تغییر چندانی در افزایش حرارت دفع شده در کندانسور مشاهده نمی شود.

کلیدواژگان: سیکل تبرید تراکمی، مدل سازی، شبیه سازی، کولر گازی دوتکه، ضریب عملکرد

Modeling and simulation of vapor compression refrigeration cycle

F. Vaisi¹, E. Hajidavalloo^{2*}

1- MSC Graduate of Mech. Eng., Shahid Chamran Univ. of Ahvaz, Ahvaz, Iran

2- Assoc. of Mech. Eng., Shahid Chamran Univ. of Ahvaz, Ahvaz, Iran

* P.O. B. 61355 Ahvaz, hajidae@scu.ac.ir

Abstract- Component of vapor-compression refrigeration cycle was modeled at steady state condition. Then, modeling and simulation of the whole cycle was performed to predict system parameters such as compressor work, cooling effect and coefficient of performance (COP) in various ambient conditions. The simulation results were compared with experimental results obtained from an experimental investigation on a split-type air conditioner. It was found that the experimental and simulation results are in good agreement and the model can predict the performance of the cycle successfully. Average difference between experimental and simulation results for prediction of COP was 4.5%. Simulation results show that for each 1°C increase in ambient temperature, COP reduces 3.5%, and for 10% increase in ambient relative humidity, COP increases about 6.5%. Also, by increasing the air volumetric flow rate of condenser about 10%, COP increases about 5%. Effect of increasing the condenser area on its heat rejection rate was studied and it was found that increasing the condenser area, increases the heat rejection rate substantially only in a limited range and after that it does not change.

Keywords: Compression Refrigeration Cycle, Modeling, Simulation, Split-Type Air Conditioner, Coefficient of Performance

۱- مقدمه

با توجه به کاربرد گسترده سیستم‌های تبرید تراکمی در صنایع و لوازم خانگی و سهم عمده این سیستم‌ها در مصرف انرژی الکتریکی، مدل‌سازی و شبیه‌سازی این سیستم‌ها در شرایط اقلیمی متفاوت از اهمیت بسزایی برخوردار است. در حال حاضر در کشور ما تحقیقات کمی در زمینه شبیه‌سازی کلی عملکرد سیکل‌های تبرید صورت گرفته است و لازم است که به این مقوله بیشتر پرداخته شود. این مسئله برای کشور ما که بخش‌های زیادی از آن دارای الگوی آب و هوایی گرم می‌باشد، از اهمیت بیشتری برخوردار است.

در زمینه مدل‌سازی و شبیه‌سازی فرایندهای موجود در سیکل تبرید تراکمی بخار تحقیقات مختلفی ارائه شده که در ابتدا به بررسی آن‌ها پرداخته می‌شود. اولین مدل کامپیوتری پمپ حرارتی توسط هیلر و گلیکسمن [۱] (مدل MIT) ارائه شده است. این مدل یک پمپ حرارتی مجهز به شیر انبساطی ترمواستاتیک را در حالت کاربرد گرمایشی پمپ شبیه‌سازی کرده است. الیسون و کرسویک [۲] بر اساس مدل MIT مدلی برای شبیه‌سازی پمپ‌های حرارتی ارائه دادند (مدل ORNL). این مدل شامل یک مدل جدید بر اساس منحنی‌های مشخصه برای کمپرسور بوده و علاوه بر مدل‌سازی شیر انبساطی ترمواستاتیک که در مدل MIT انجام شده بود مدل‌سازی لوله موئین نیز انجام شد. فیشر و رایس [۳] مدل MARKIII را برای بررسی عملکرد پمپ حرارتی ارائه کرده‌اند. در این مدل اطلاعات ورودی به مدل نسبت به مدل ارائه‌شده توسط الیسون و کرسویک توسعه یافت و پمپ حرارتی در هر دو حالت سرمایشی و گرمایشی بررسی شد. میزان مادون سردی^۱ و مافوق گرمی مبرد به‌عنوان یک ورودی ثابت به مدل بوده و مابقی شرایط عملکرد بر اساس این ورودی‌ها به‌دست می‌آیند. دومانسکی و دیدیون [۴] مدل HPSIM را برای شبیه‌سازی پمپ حرارتی بیان کردند که در آن برای مدل‌سازی کمپرسور از جزئیات بسیار زیادی استفاده شده که اکثر آن‌ها تنها در دست سازندگان کمپرسور می‌باشد. مدل‌سازی کندانسور و اواپراتور بر اساس تحلیل لوله به لوله بوده و برای مدل‌سازی لوله موئین هم از تئوری جریان فانو^۲ استفاده شده است.

مولن و بولارد [۵] مدلی به نام RACMOD را معرفی کردند که برای شبیه‌سازی چرخه تبرید یک دستگاه تهویه مطبوع که بر اساس سیکل تبرید تراکمی کار می‌کند استفاده می‌شود. این مدل بر اساس معادلاتی بود که توسط فیشر و رایس برای یک چرخه تبرید استخراج گردید و توسط آنیل و پنسون [۶] اصلاح شد. عباسی [۷] یک سیکل تبرید تراکمی بخار را شبیه‌سازی نمود. در این شبیه‌سازی از منحنی‌های ASHRAE برای مدل‌سازی لوله موئین استفاده شده، انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی بین مبرد و آب بوده و ضرایب انتقال حرارت در آن‌ها ثابت در نظر گرفته شده است. برای مدل‌سازی کمپرسور از منحنی‌های مشخصه‌ای که توان آن را بر حسب دماهای کندانسور و اواپراتور به‌دست می‌دهد، استفاده شده است.

مدل‌های موجود برای سیکل‌های تبرید تراکمی با فرضیات و اهداف مختلف و با الگوریتم‌های متفاوتی ارائه شده‌اند. با توجه به تنوع اجزای سیکل تبرید تراکمی و تنوع کاربرد آن‌ها، ارائه مدل‌ها و الگوریتم‌های متفاوت برای بررسی عملکرد انواع سیکل‌های تبرید حائز اهمیت است. در این مقاله، با مدل‌سازی اجزای اصلی سیکل، تاثیر پارامترهای مختلف محیطی مانند دما و رطوبت نسبی هوا بر عملکرد سیکل بررسی شده است. همچنین تاثیر سطح مقطع کندانسور و سرعت هوا از روی آن بررسی شده که با استفاده از آن می‌توان شرایط بهینه را در طراحی سیکل اعمال نمود.

۲- مدل‌سازی ریاضی

برای شبیه‌سازی کل سیکل لازم است که در ابتدا مدل ریاضی هر یک از اجزای اصلی سیکل که تحول ترمودینامیکی آن‌ها در شکل ۱ نشان داده شده است انجام گیرد.

۲-۱- مدل لوله موئین و کمپرسور

مدل استفاده‌شده برای لوله موئین معادله‌ای است که در ASHRAE برای تخمین جریان جرمی مبرد گذرنده از لوله موئین بر اساس پارامترهای مؤثر بر آن (خصوصیات فیزیکی لوله و خواص سیال مبرد) بیان شده است. در این روش، با استفاده از تئوری پی باکینگهام^۳ و با ادغام

1. Subcooling
2. Fanno flow theory

3. Buckingham Pi Theorem

گرم، در قسمت میانی آن به صورت اشباع دوفازی و در قسمت انتهایی آن معمولاً به صورت مادن سرد است. در مدل‌سازی کندانسور لازم است که معادلات انتقال حرارت در نواحی تک‌فاز و دوفاز به صورت جداگانه استخراج شود. برای مدل‌سازی کندانسور از روش $NTU - \varepsilon$ استفاده شده است.

۲-۲-۱- انتقال حرارت در ناحیه مافوق گرم

مبرد ورودی به کندانسور به صورت مافوق گرم بوده و از این رو بخشی از مساحت کندانسور صرف خارج کردن مبرد از حالت مافوق گرم و رساندن آن به حالت اشباع می‌شود. با استفاده از تعریف ضریب کارایی، تعداد واحدهای انتقال در ناحیه مافوق گرم کندانسور (NTU_{sh}) از رابطه (۶) و کسری از سطح کندانسور که در آن مبرد به صورت مافوق گرم است (f_{sh}) از رابطه (۷) حاصل می‌شود. ضریب انتقال حرارت کلی در ناحیه مافوق گرم کندانسور از رابطه (۸) محاسبه می‌شود که در این رابطه h_r ضریب انتقال حرارت در سمت لوله‌ها (مبرد) بوده و از آنجایی که در این ناحیه جریان در سمت مبرد به صورت مافوق گرم و تک‌فازی است با استفاده از رابطه معروف دیتوس-بولتر^۱ محاسبه می‌شود. h_a ضریب انتقال حرارت هوای عبوری از روی لوله‌ها بوده و با استفاده از رابطه ارائه‌شده توسط یوشی [۱۰] محاسبه می‌شود. ϕ راندمان فین بوده و با استفاده از روابط ارائه شده توسط مک کوئیستون و همکاران [۱۱] محاسبه می‌شود.

$$\frac{C_r(T_2 - T_c)}{C_{\min}(T_{\text{air}} - T_c)} = 1 - \exp\left\{\frac{NTU_{sh}^{0.22}}{c} [\exp(-CNTU_{sh}^{0.78}) - 1]\right\} \quad (6)$$

$$f_{sh} = A_{sh}/A_c = \frac{NTU_{sh} C_{\min}}{U_{sh} A_c} \quad (7)$$

$$U_{sh} = \frac{1}{\frac{A_c}{A_{ti} h_r} + \frac{(1-\phi)}{h_a(A_{to}/A_{fin}) + \phi} + \frac{1}{h_a}} \quad (8)$$

در نهایت میزان انتقال حرارت در ناحیه مافوق گرم کندانسور از رابطه (۹) حاصل می‌شود.

$$Q_{sh} = C_r(T_2 - T_c) \quad (9)$$

۲-۲-۲- انتقال حرارت در ناحیه دوفازی

در این ناحیه نیز روابطی استخراج می‌شود که با استفاده از آن‌ها بتوان میزان انتقال حرارت در ناحیه دوفازی Q_{tp} و کسری

پارامترهای مؤثر بر جریان درون لوله موئین، هفت عدد بدون بعد به‌دست می‌آیند [۸]. عدد بدون بعد π_8 به صورت ترکیبی از هفت عدد بدون بعد ذکرشده توسط رابطه (۱) (اگر مبرد ورودی به لوله موئین مادن سرد باشد) و یا رابطه (۲) (اگر مبرد ورودی به لوله موئین مادن سرد باشد) تعریف می‌شود (پیوست).

$$\pi_8 = 1.8925\pi_1^{-0.484}\pi_2^{-0.824}\pi_4^{1.369}\pi_5^{0.0187}\pi_6^{0.773}\pi_7^{0.265} \quad (1)$$

$$\pi_8 = 187.27\pi_1^{-0.635}\pi_2^{-0.189}\pi_4^{0.645}\pi_5^{-0.163}\pi_6^{-0.213}\pi_7^{-0.483} \quad (2)$$

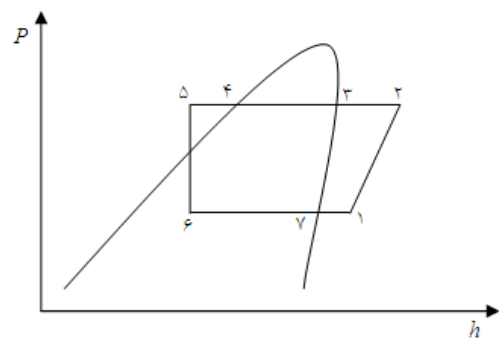
ارتباط بین دبی جرمی و قطر لوله موئین و ویسکوزیته مبرد و عدد بدون بعد π_8 در رابطه (۳) ذکر شده است.

$$\dot{m}_{cap} = d_{cap}\mu_f\pi_8 \quad (3)$$

برای مدل‌سازی کمپرسور از نتایج تجربی به‌دست آمده از بررسی آزمایشگاهی دستگاه کولر گازی دوتکه استفاده شد [۹]. با برآزش منحنی نتایج تجربی به‌دست آمده، توابع دو متغیره‌ای حاصل شد که دبی جرمی مبرد عبوری و توان مصرفی کمپرسور را بر حسب دماهای تقطیر در کندانسور و دمای تبخیر در اواپراتور تعیین می‌کند. این توابع در معادلات (۴) و (۵) آمده است.

$$\begin{aligned} m_{\text{comp}} = & -0.27 + 0.024T_e - 0.00045T_e^2 - 0.055T_c \\ & - 0.0024T_c^2 + 0.002T_eT_c \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} W_{\text{comp}} = & 28.5 - 2.35T_e + 0.052T_e^2 + 6T_c \\ & + 0.35T_c^2 - 0.27T_eT_c \end{aligned} \quad (5)$$



شکل ۱ نمودار $P-h$ چرخه تبرید تراکمی بخار با تراکم آیزنتروپیک و با صرف نظر از افت فشار

۲-۲-۲- مدل‌سازی کندانسور

بخار مبرد با فشار و دمای زیاد وارد کندانسور شده و چگالیده می‌شود. در قسمت‌های ابتدایی کندانسور مبرد به صورت مافوق

است. ضریب کارایی و تعداد واحدهای انتقال توسط روابط (۱۶) و (۱۷) محاسبه می شوند.

$$\varepsilon_{sc} = 1 - \exp\left\{\frac{NTU_{sc}^{0.22}}{C} [\exp(-CNTU_{sc}^{0.78}) - 1]\right\} \quad (16)$$

$$NTU_{sc} = \frac{U_{sc} f_{sc} A_c}{C_{min}} \quad (17)$$

U_{sc} ضریب انتقال حرارت کلی مبرد در ناحیه مادون سرد است که همانند ناحیه مافوق گرم با استفاده از رابطه (۸) محاسبه می شود. نرخ انتقال حرارت در ناحیه مادون سرد را از رابطه (۱۸) می توان محاسبه کرد.

$$Q_{sc} = C_r (T_c - T_5) = \varepsilon_{sc} C_{min} (T_c - T_{air}) \quad (18)$$

که در آن T_5 دمای مبرد در خروج از ناحیه مادون سرد کندانسور است.

$$T_5 = T_c - \frac{\varepsilon_{sc} C_{min} (T_c - T_{air})}{C_r} \quad (19)$$

در نهایت کل انتقال حرارت صورت گرفته از کندانسور مجموع حرارت های منتقل شده در هر ۳ ناحیه فوق گرم، دوفازی و مادون سرد از رابطه (۲۰) و دمای مخلوط هوا در اثر عبور از روی کندانسور با رابطه (۲۱) محاسبه می شود.

$$Q_c = Q_{sh} + Q_{tp} + Q_{sc} \quad (20)$$

$$T_{aco} = T_{air} + Q_c / C_{air} \quad (21)$$

۲-۳- مدل سازی اواپراتور

سطح انتقال حرارت در اواپراتور به دو ناحیه مافوق گرم و دوفازی تقسیم می شود. مدل سازی هر کدام از این دو ناحیه به صورت مجزا صورت می گیرد.

در اثر عبور هوا از روی لوله های اواپراتور، به دلیل انتقال حرارت هوا با مبرد، دمای هوا کاهش می یابد. این کاهش دمای خشک هوا ممکن است منجر به تقطیر بخار آب موجود در هوا شود. مایع حاصل از تقطیر از طریق لوله های تخلیه^۱ خارج می شود. فرض می شود که رطوبت زدایی تنها در ناحیه دوفازی اواپراتور روی دهد. در فرایند شبیه سازی، میانگین دمای فین در ناحیه مافوق گرم و دمای نقطه شبنم هوای عبوری از روی اواپراتور مقایسه شده و صحت فرض تایید می شود. همچنین بسته به شرایط هوای ورودی به اواپراتور ممکن است ناحیه

از سطح کندانسور که در آن مبرد به صورت دوفازی است، f_{tp} را به دست آورد. مقدار انتقال حرارت مبرد در ناحیه دوفازی برابر است با مقدار حرارتی که در اثر رسیدن مبرد از حالت بخار مبرد اشباع به مایع مبرد اشباع در فشار کندانسور حاصل می شود و از رابطه (۱۰) محاسبه می شود.

$$Q_{tp} = \dot{m}_r h_{fg@T_c} = C_{air} (T_{atpo} - T_{air}) \quad (10)$$

رابطه بین ضریب کارایی ε و تعداد واحدهای انتقال در ناحیه دوفازی (NTU_{tp}) با رابطه (۱۱) تعیین می شود. همچنین با استفاده از تعریف ضریب کارایی در این ناحیه می توان رابطه (۱۱) را نوشت.

$$\varepsilon_{tp} = 1 - e^{-NTU_{tp}} \quad (11)$$

$$\varepsilon_{tp} = \frac{C_{air} (T_{atpo} - T_{air})}{C_{min} (T_c - T_{air})} = \frac{(T_{atpo} - T_{air})}{(T_c - T_{air})} \quad (12)$$

که در آن T_{atpo} دمای هوا در اثر عبور از ناحیه دوفازی کندانسور است. از تعریف می توان نوشت:

$$f_{tp} = A_{tp} / A_c \quad (13)$$

$$NTU_{tp} = \frac{U_{tp} A_{tp}}{C_{min}} = \frac{U_{tp} f_{tp} A_c}{C_{air}} \quad (14)$$

در رابطه (۱۴)، U_{tp} ضریب انتقال حرارت کلی مبرد در ناحیه دوفازی است که همانند ناحیه مافوق گرم با استفاده از رابطه (۸) محاسبه می شود، با این تفاوت که h_r ضریب انتقال حرارت سمت مبرد در ناحیه دوفازی از روابط ارائه شده در مرجع [۱۲] محاسبه می شود.

۲-۲-۳- انتقال حرارت در ناحیه مادون سرد

پس از محاسبه f_{tp} ، به محاسبه f_{sc} و مدل سازی ناحیه مادون سرد کندانسور در صورت وجود و تعیین دمای مبرد در خروج از کندانسور T_5 می پردازیم. برای سطح کندانسور می توان رابطه زیر را نوشت:

$$\frac{A_{sh} + A_{tp} + A_{sc}}{A_c} = 1 \rightarrow f_{sh} + f_{tp} + f_{sc} = 1 \quad (15)$$

۱- اگر $f_{tp} + f_{sh} < 1$ باشد، آن گاه $f_{sc} = 1 - (f_{tp} + f_{sh})$.

۲- اگر $f_{tp} + f_{sh} \geq 1$ باشد، آن گاه $f_{sc} = 0$.

در صورت وجود ناحیه مادون سرد ($f_{sc} \neq 0$)، محاسبات انتقال حرارت برای این ناحیه از کندانسور که در آن مبرد به صورت تک فازی است مشابه محاسبات برای ناحیه فوق گرم

1. Drain Pipe

الف: اگر $T_{ad} < T_{atpo}$ باشد، آنگاه تمام سطح اواپراتور خشک خواهد بود.

در این صورت میزان انتقال حرارت میرد دوفازی با محیط از رابطه (۲۲) به دست آمده و میزان انتقال حرارت در ناحیه فوق گرم اواپراتور از رابطه (۲۵) به دست می‌آید.

$$Q_{sh} = C_r(T_1 - T_e) \quad (25)$$

از این رو کل انتقال حرارت صورت گرفته در اواپراتور برابر با مجموع انتقال حرارت در ناحیه دوفازی و فوق گرم می‌باشد.

$$Q_e = Q_{sh} + Q_{tp} \quad (26)$$

دمای هوا در خروج از اواپراتور از رابطه (۲۷) به دست می‌آید.

$$T_{ao} = T_{air} - Q_e/C_{air} \quad (27)$$

ب: اگر $T_{atpo} < T_{ad}$ باشد، آنگاه تمام سطح اواپراتور و یا بخشی از آن مرطوب خواهد بود.

در این حالت اگر دمای هوای ورودی به اواپراتور بیشتر از T_{ad} باشد ($T_{atpo} < T_{ad} < T_{air}$)، بخشی از سطح ناحیه دوفازی مرطوب و بخش دیگر خشک خواهد بود.

هوا با دمای T_{ai} و نسبت رطوبت ω_{ai} وارد ناحیه خشک اواپراتور شده و با دمای T_{ad} و نسبت رطوبت ω_{ai} از آن خارج می‌شود. میزان حرارت منتقل شده به هوا در ناحیه دوفازی خشک از رابطه (۲۸) به دست می‌آید.

$$Q_{atp} = \dot{m}_{air}(i_{ai} - i_{ad}) \quad (28)$$

که در آن i_{ai} آنتالپی هوا در ورود به ناحیه خشک اواپراتور و i_{ad} آنتالپی هوا در خروج از این ناحیه می‌باشد و با توجه به ارتباط بین آنتالپی هوای مرطوب، دمای هوای خشک و نسبت رطوبت از روابط زیر به دست می‌آیند.

$$i_{ai} = T_{ai} + \omega_{ai}(2501 + 1.805T_{ai}) \quad (29)$$

$$i_{ad} = T_{ad} + \omega_{ai}(2501 + 1.805T_{ad}) \quad (30)$$

همان‌گونه که ذکر شد، میزان حرارت منتقل شده به میرد در ناحیه دوفازی (Q_{tp}) مجموع حرارت‌های منتقل شده از هوا به میرد در دو ناحیه خشک و مرطوب می‌باشد (رابطه ۳۱).

$$Q_{tp} = Q_{atp} + Q_{wtp} \quad (31)$$

از این رو با داشتن Q_{tp} از رابطه (۲۲) و Q_{atp} از رابطه (۲۸)، Q_{wtp} به دست می‌آید (رابطه ۳۲).

$$Q_{wtp} = Q_{tp} - Q_{atp} \quad (32)$$

Q_{wtp} ، مجموع حرارت منتقل شده به میرد در اثر کاهش دمای خشک هوا (انتقال حرارت محسوس) و تقطیر بخار آب

دوفازی اواپراتور کاملاً خشک یا کاملاً مرطوب باشد و یا بخشی از آن خشک و بخش دیگر مرطوب باشد. در مرحله اول مدل‌سازی اواپراتور فرض می‌کنیم که فرآیند تقطیر برای هوای عبوری از روی اواپراتور روی ندهد و اواپراتور کاملاً خشک باشد. با توجه به شکل ۲ فرآیند ترمودینامیکی صورت گرفته در لوله موئین آنتالپی ثابت بوده و از این رو مقدار آنتالپی در ورود به اواپراتور با آنتالپی میرد در ورود به لوله موئین برابر است ($i_5 = i_6$). بنابراین میزان انتقال حرارت در ناحیه دوفازی اواپراتور از رابطه (۲۲) به دست می‌آید.

$$Q_{tp} = \dot{m}_r(i_7 - i_6) \quad (22)$$

در رابطه فوق، i_7 آنتالپی بخار میرد اشباع در دمای اواپراتور است. میزان حرارتی که میرد در ناحیه دوفازی کسب می‌کند معادل با حرارتی است که هوای عبوری از دست می‌دهد. بنابراین، با فرض خشک بودن سطح اواپراتور، دمای هوا در عبور از ناحیه دوفازی توسط رابطه (۲۳) به دست می‌آید.

$$T_{atpo} = T_{air} - Q_{tp}/C_{air} \quad (23)$$

با توجه به پژوهش‌های انجام شده توسط ترلکلد [۱۳]، دمای هوا در آغاز رطوبت‌زدایی برای اواپراتورهای لوله‌ای فین‌دار، که در کاربردهای سرمایش هوای مرطوب جهت تهویه مطبوع انجام می‌گیرد، از رابطه (۲۴) به دست می‌آید. در این شرایط، دمای میانگین فین با دمای نقطه شبنم هوای ورودی برابر می‌شود.

$$T_{ad} = \frac{T_d - \phi(1 - \frac{U_{atp}A_e}{h_r A_{tei}})T_e}{1 - \phi(1 - \frac{U_{atp}A_e}{h_r A_{tei}})} \quad (24)$$

در این رابطه T_d دمای نقطه شبنم^۱ هوای ورودی، ϕ راندمان فین، U_{atp} ضریب انتقال حرارت کلی در ناحیه دوفازی خشک همانند کندانسور از رابطه (۸) به دست می‌آید. در این رابطه h_a ضریب انتقال حرارت هوای عبوری از روی قسمت خشک اواپراتور همانند ضریب انتقال حرارت هوای عبوری از روی کندانسور محاسبه می‌شود. h_r ضریب انتقال حرارت میرد در ناحیه دوفازی اواپراتور از رابطه چادوک و نوراگر [۱۴] به دست می‌آید.

حال با مقایسه T_{ad} از رابطه (۲۵) و T_{atpo} از رابطه (۲۳) به بررسی نواحی خشک و مرطوب اواپراتور و تعیین دمای هوا در اثر عبور از این نواحی می‌پردازیم.

1. Dew Point Temperature

با توجه به رابطه (۳۸) و (۳۹):

$$f_{wtp} = 1 - f_{sh} - f_{dtp} \quad (43)$$

بنابراین مقدار سطوح خشک و مرطوب به ترتیب برابرند با:

$$A_{dtp} = f_{dtp} A_e \quad (44)$$

$$A_{wtp} = f_{wtp} A_e \quad (45)$$

در ناحیه مرطوب اواپراتور تغییرات رطوبت مخصوص هوا نسبت به آنتالپی از رابطه (۴۶) محاسبه می‌شود. پیچیدگی حل این معادله مربوط به محاسبه دمای میانگین فیلم آب است که منجر به مشخص شدن آنتالپی هوای اشباع در دمای میانگین فیلم آب (i_{aswm}) و رطوبت مخصوص هوای اشباع در دمای میانگین فیلم آب (ω_{aswm}) می‌شود. جزئیات حل این معادله در مرجع [۱۵] آمده است.

$$\frac{di_{air}}{d\omega_{air}} = Le \left[\frac{i_{ad} - i_{aswm}}{\omega_{ai} - \omega_{aswm}} \right] + (i_g - 2501Le) \quad (46)$$

که در آن

$$i_g = 2501 + 1.805\omega_{ai} \quad (47)$$

با فرض تغییرات خطی آنتالپی نسبت به حجم مخصوص برای ناحیه مرطوب اواپراتور می‌توان نوشت:

$$\frac{di_{air}}{d\omega_{air}} = \frac{\Delta i_{air}}{\Delta \omega_{air}} = \frac{i_{ad} - i_{atpo}}{\omega_{ai} - \omega_{atpo}} \quad (48)$$

در نتیجه:

$$\omega_{atpo} = \omega_{ai} - (i_{ad} - i_{atpo})(\Delta \omega_{air} / \Delta i_{air}) \quad (49)$$

با داشتن آنتالپی هوا در خروج از ناحیه مرطوب (رابطه ۳۴) و همچنین میزان رطوبت مخصوص آن (رابطه ۴۹) دمای هوا در خروج از ناحیه دوفازی اواپراتور به دست می‌آید.

$$T_{atpo} = (i_{atpo} - 2501\omega_{atpo}) / (1 + 1.805\omega_{atpo}) \quad (50)$$

حال اگر مقدار به دست آمده برای دمای هوا از رابطه فوق با مقداری که به عنوان حدس اولیه برای رابطه (۳۵) در نظر گرفته شد، برابر نباشد، همین روال تکرار خواهد شد. در غیر این صورت از حلقه تکرار خارج شده و در این صورت مقدار نهایی برای دمای هوا در خروج از ناحیه دوفازی اواپراتور مشخص می‌شود.

هوا پس از خروج از ناحیه دوفازی اواپراتور از ناحیه مافوق گرم اواپراتور عبور خواهد کرد. از این رو دمای هوا در خروج از اواپراتور برابر خواهد بود با:

$$T_{aoe} = T_{atpo} - Q_{sh} / C_a \quad (51)$$

موجود در هوا (انتقال حرارت نهان) در ناحیه مرطوب اواپراتور است و برابر با اختلاف آنتالپی کل هوا در اثر عبور از روی این ناحیه است (رابطه ۳۳).

$$Q_{wtp} = \dot{m}_{air}(i_{ad} - i_{atpo}) \quad (33)$$

$$i_{atpo} = i_{ad} - Q_{wtp} / \dot{m}_{air} \quad (34)$$

در این قسمت برای تعیین دمای هوا در عبور از ناحیه مرطوب اواپراتور از روشی که تیراکولپیسوت و پریپریم برای مدل‌سازی جریان هوای عبوری از روی کویل‌های مرطوب خنک‌کننده هوا ارائه نمود استفاده می‌شود [۱۵]. معادلات مورد استفاده در این روش نسبتاً طولانی و پیچیده بوده از این رو در این بخش به ذکر معادلات پایه‌ای مورد نیاز برای تعیین دمای هوا در خروج از اواپراتور می‌پردازیم.

با حدس دمای هوا در خروج از ناحیه دوفازی اواپراتور T_{atpo} ، ضریب کارایی ناحیه مافوق گرم اواپراتور از رابطه (۳۵) به دست آمده و سپس تعداد واحدهای انتقال در این ناحیه از رابطه (۳۶) به دست می‌آیند. با جایگذاری تعداد واحدهای انتقال در رابطه (۳۷) f_{sh} و پس از آن f_{tp} به دست می‌آید.

$$\varepsilon_{sh} = \frac{C_r(T_1 - T_e)}{C_{min}(T_{atpo} - T_e)} \quad (35)$$

$$\varepsilon_{sh} = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU_{sh}^{0.22}}{C} [\exp(-CNTU_{sh}^{0.78}) - 1] \right\} \quad (36)$$

$$f_{sh} = \frac{NTU_{sh} C_{min}}{U_{sh} A_e} \quad (37)$$

$$f_{tp} = 1 - f_{sh} \quad (38)$$

با توجه به اینکه بخشی از سطح دوفازی مرطوب و بخش دیگر خشک می‌باشد:

$$f_{tp} = f_{dtp} + f_{wtp} \quad (39)$$

رابطه $\varepsilon - NTU$ برای ناحیه دوفازی خشک توسط رابطه (۴۰) و مقدار NTU توسط رابطه (۴۱) حاصل می‌شود.

$$\varepsilon_{dtp} = 1 - e^{-NTU_{dtp}} = \frac{C_{air}(T_{air} - T_{ad})}{C_{min}(T_{air} - T_e)} \quad (40)$$

$$NTU_{dtp} = \frac{U_{dtp} A_{dtp}}{C_{min}} = \frac{U_{dtp} f_{dtp} A_e}{C_{air}} \quad (41)$$

با ادغام معادلات (۴۰) و (۴۱) به رابطه زیر برای f_{dtp} دست می‌یابیم.

$$f_{dtp} = \frac{C_{air}}{U_{dtp} A_e} \ln \left[\frac{T_{air} - T_e}{T_{ad} - T_e} \right] \quad (42)$$

$$\dot{W}_{\text{comp,isen}} = \dot{m}_{\text{comp}}(i_2 - i_1) \quad (56)$$

$$\dot{W}_{\text{comp,a}} = \dot{W}_{\text{comp,isen}}/\eta_{\text{isen}} \quad (57)$$

در این مرحله اگر توان تئوری واقعی به‌دست آمده برای کمپرسور با توان به‌دست آمده از منحنی مشخصه برای آن یکسان بودند، مدل‌سازی کندانسور آغاز می‌شود در غیر این صورت با تغییر مقدار ΔT_{sh} ، همین فرآیند تکرار می‌شود.

پس از شبیه‌سازی کمپرسور، شبیه‌سازی کندانسور انجام می‌شود. با داشتن وضعیت مبرد در خروج از کمپرسور و با توجه به معادلات ذکر شده در مدل‌سازی کندانسور، حرارت منتقل شده به هوا در کندانسور و وضعیت مبرد در خروج از آن و وضعیت هوا در عبور از روی کندانسور مشخص می‌شود. در مرحله بعد، با توجه به شرایط مبرد در خروج از کندانسور و در ورود به لوله موئین، دبی جرمی مبرد گذرنده از لوله موئین تعیین می‌شود. در این مرحله دبی جرمی به‌دست آمده برای کمپرسور و لوله موئین با یکدیگر مقایسه شده و در صورتی که با هم برابر نباشند، فرض اولیه دمای تقطیر در کندانسور عوض می‌شود. پس از حصول همگرایی، شبیه‌سازی اواپراتور صورت می‌گیرد.

با توجه به فرآیند اختناق آنتالپی ثابت در لوله موئین، شرایط مبرد در ورود به اواپراتور مشخص بوده و میزان حرارت منتقل شده به مبرد در دو ناحیه دوفازی و فوق‌گرم اواپراتور محاسبه می‌شود. حال با توجه به قانون اول ترمودینامیک برای یک سیکل بسته، اگر میزان حرارت منتقل شده در کندانسور برابر با مجموع حرارت کسب شده در اواپراتور و توان مصرفی کمپرسور نباشد، فرض اولیه دمای تبخیر در اواپراتور را تا حصول همگرایی عوض نموده و در نهایت پس از حصول همگرایی وضعیت هوا در خروج از اواپراتور تعیین می‌شود. با انجام این فرآیند مشخصات سیکل به ازای مقادیر مشخص دماهای بیرون و داخل محفظه سردشونده به‌دست می‌آیند. با فرض مقادیر مختلف دمایی برای هوای محیط بیرون و داخل محفظه سردشونده می‌توان عملکرد سیکل را در شرایط مختلف پیش‌بینی و بررسی نمود. در شکل ۲ الگوریتم کلی ارائه شده برای شبیه‌سازی یک سیکل تبرید تراکمی بخار آمده است.

۴- مقایسه نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی

برای اعتبار سنجی مدل ارائه شده، نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج تجربی حاصل از عملکرد کولر گازی دوتکه ساخت

۳- شبیه‌سازی فرایند

برای مدل ارائه شده در این پژوهش برنامه‌ای توسط نرم‌افزار EES نوشته و اجرا شده است. در این مدل شرایط دمای هوای بیرون، دمای هوای داخل محفظه سردشونده و مشخصات هندسی سیستم تبرید (مشخصات سطوح فین و لوله‌های اواپراتور و کندانسور، ابعاد لوله موئین، راندمان آیزنتروپیک کمپرسور و مشخصات فن‌ها) ورودی‌های مسئله بوده و دمای تقطیر در کندانسور، دمای تبخیر در اواپراتور و میزان مافوق گرمی مبرد در ورود به کمپرسور، ضریب عملکرد، توان مصرفی کمپرسور، ظرفیت تبرید و خواص ترمودینامیکی مبرد در قسمت‌های مختلف سیکل و همچنین شرایط هوا در اثر عبور از روی اواپراتور و کندانسور به عنوان خروجی برنامه حاصل می‌شوند. در ابتدا کمپرسور شبیه‌سازی شده و پس از آن به ترتیب کندانسور، لوله موئین و اواپراتور شبیه‌سازی می‌شوند.

در شبیه‌سازی کمپرسور، با فرض مقادیر دماهای کارکرد کندانسور (T_c) و اواپراتور (T_e) دبی جرمی و توان مصرفی کمپرسور با استفاده از منحنی‌های مشخصه محاسبه می‌شود (روابط ۴ و ۵). با فرض میزان مافوق گرمی مبرد (ΔT_{sh}) در ورود به کمپرسور، دمای مبرد در ورود به کمپرسور را خواهیم داشت:

$$T_1 = T_e + \Delta T_{sh} \quad (52)$$

با داشتن دمای تبخیر مبرد در اواپراتور و دمای تقطیر مبرد در کندانسور و با توجه به اینکه در شرایط اشباع فشار تابع دماست، میزان فشار مبرد در ورود و خروج از کمپرسور مشخص می‌شود.

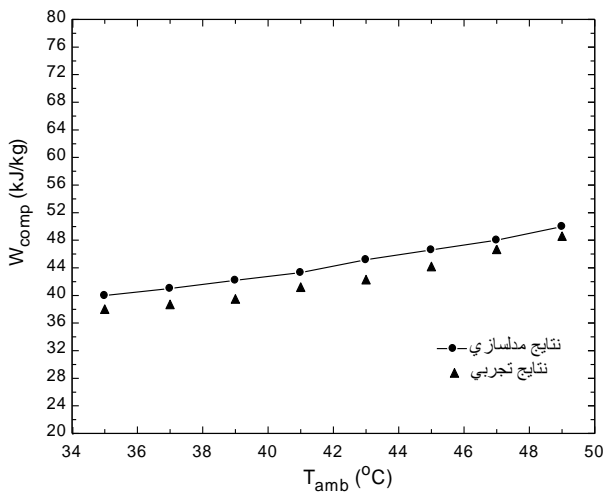
$$P_e = f(T_e), P_c = f(T_c) \quad (53)$$

با فرض تراکم آیزنتروپیک در کمپرسور ($s_1 = s_2$) و با استفاده از روابط ترمودینامیکی، دمای مبرد در خروج از کمپرسور حاصل می‌شود. با داشتن دما و فشار مبرد در ورود و خروج از کمپرسور، آنتالپی مبرد در ورود و خروج از کمپرسور با استفاده از روابط ترمودینامیکی حاصل می‌شود (رابطه ۵۴).

$$T_2 = f(P_c, s_2) \quad (54)$$

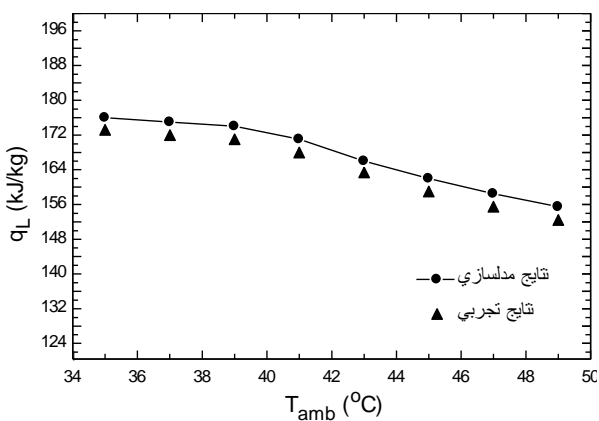
$$i_1 = f(T_1, P_e), i_2 = f(T_2, P_c) \quad (55)$$

توان مصرفی آیزنتروپیک کمپرسور از اختلاف آنتالپی‌های مبرد در ورود و خروج از کمپرسور به‌دست می‌آید و توان تئوری واقعی کمپرسور از حاصل ضرب راندمان آیزنتروپیک در توان آیزنتروپیک به‌دست می‌آید.



شکل ۳ روند تغییرات توان مصرفی کمپرسور بر حسب افزایش دمای محیط

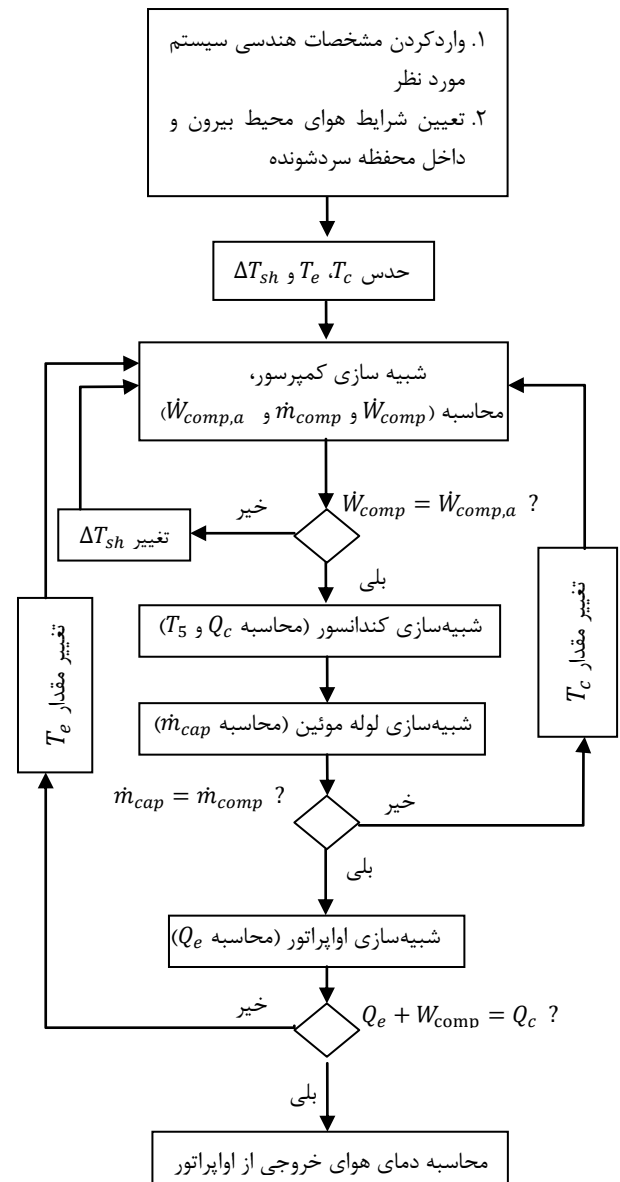
تأثیر دمای هوای محیط بر ظرفیت تبرید برای نتایج تجربی و نتایج حاصل از مدل سازی در شکل ۴ نشان داده شده است. حداکثر خطای مدل در پیش بینی اثر تبرید ۳/۵ درصد بوده و به طور متوسط به ازای یک درجه افزایش دمای محیط اثر تبرید ۱/۴۵ kJ/kg کاهش می یابد.



شکل ۴ مقایسه روند تغییرات ظرفیت تبرید بر حسب افزایش دمای محیط

روند تغییرات ضریب عملکرد سیکل بر حسب دمای محیط برای نتایج حاصل از مدل و نتایج تجربی در شکل ۵ نشان داده شده است. حداکثر خطای مدل در پیش بینی ضریب عملکرد ۴/۵ درصد است و به طور متوسط به ازای یک درجه افزایش دمای محیط ضریب عملکرد ۳ درصد کاهش می یابد.

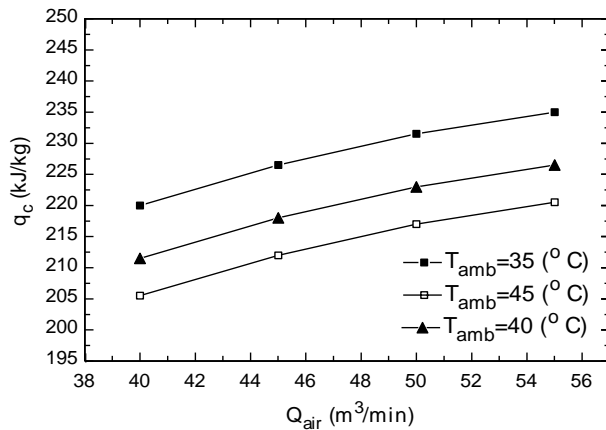
شرکت میتسوبیشی الکتریک مدل MS-A18VD/MU-A18VD مقایسه شده است [۹].



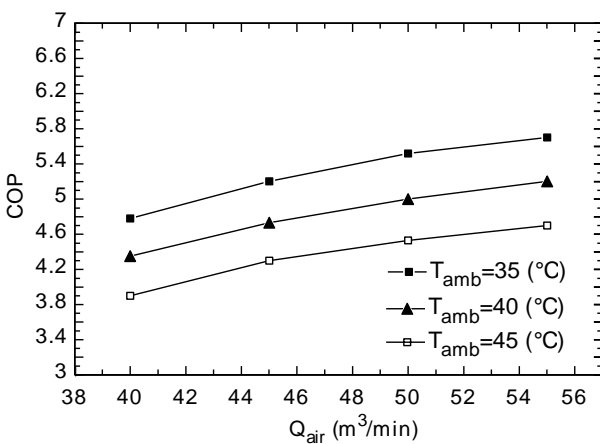
شکل ۲ الگوریتم شبیه سازی سیکل تبرید

در شکل ۳ نمودار تغییرات کار مصرفی کمپرسور بر حسب دمای محیط برای نتایج تجربی و نتایج حاصل از مدل نشان داده شده است. حداکثر خطای مدل در پیش بینی کار مصرفی کمپرسور ۶ درصد بوده و به طور متوسط می توان گفت که به ازای یک درجه افزایش دمای محیط، کار کمپرسور ۰/۷ kJ/kg افزایش می یابد.

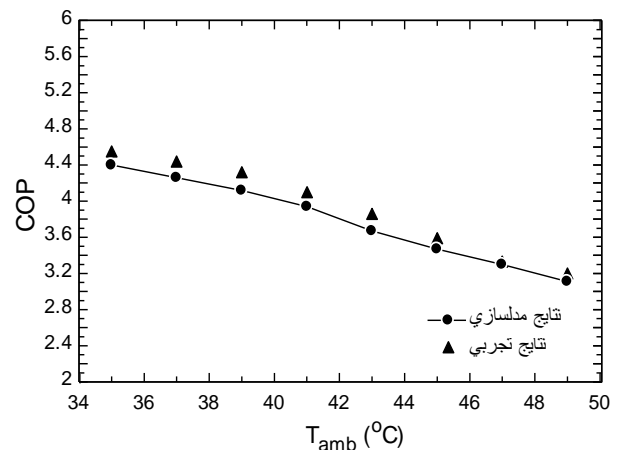
نشان می دهد. مشاهده می شود که در یک دمای ثابت محیط، با افزایش سطح کندانسور تا حد مشخصی، دفع حرارت از آن محسوس بوده و با شیب نسبتاً زیادی افزایش می یابد، اما با افزایش سطح از آن حد، تغییر چندانی در افزایش q_c مشاهده نمی شود. محدودیت میزان افزایش سطح کندانسور این است که با کاهش دمای مبرد در انتهای کندانسور اختلاف دمای بین مبرد و دمای هوای محیط کاهش یافته و میزان انتقال حرارت از کندانسور کاهش می یابد. در چنین شرایطی تأثیر افزایش سطح کندانسور بر میزان حرارت دفع شده از آن ناچیز خواهد بود. همچنین از شکل مشاهده می شود که با افزایش دمای محیط درصد افزایش سطح موثر که بعد از آن q_c به طور محسوسی تغییر نمی کند کاهش می یابد.



شکل ۶ روند تغییرات حرارت دفع شده از کندانسور بر حسب افزایش دور فن کندانسور در چند دمای ثابت محیط



شکل ۷ روند تغییرات ضریب عملکرد سیکل بر حسب افزایش دور فن کندانسور در چند دمای ثابت محیط



شکل ۸ روند تغییرات ضریب عملکرد سیکل بر حسب افزایش دمای محیط

۵- توانایی مدل برای پیش بینی عملکرد سیکل تبرید

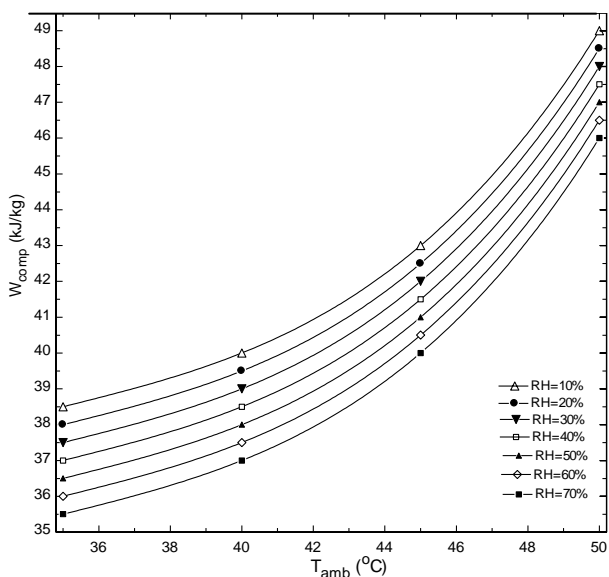
یکی از روش های افزایش ضریب عملکرد سیکل تبرید افزایش نرخ دفع حرارت از کندانسور، مبرد با آنتالپی کمتری وارد اواپراتور شده و جذب حرارت بیشتری در اواپراتور صورت می گیرد و در نتیجه ضریب عملکرد سیکل افزایش می یابد.

از جمله روش های افزایش نرخ دفع حرارت از کندانسور، افزایش سطح کندانسور و افزایش دبی حجمی هوای عبوری از روی کندانسور (با تغییر دور فن آن) می باشد. افزایش رطوبت نسبی هوای محیط نیز باعث بالارفتن گرمای ویژه مخلوط هوا و بخار آب و افزایش ضریب انتقال حرارت در کندانسور می شود. در ادامه تاثیر سه پارامتر ذکر شده (افزایش سطح کندانسور، افزایش دور فن کندانسور، افزایش رطوبت نسبی هوای محیط) بر عملکرد سیکل تبرید نشان داده شده است. شکل ۶ روند تغییرات حرارت دفع شده از کندانسور را بر حسب افزایش دور فن کندانسور در چند دمای ثابت محیط نشان می دهد. به طور متوسط می توان گفت که در یک دمای ثابت، با افزایش ۱۰ درصد بر میزان دبی حجمی هوای عبوری از کندانسور، دفع حرارت از آن به میزان ۴ kJ/kg افزایش یافته و ضریب عملکرد به میزان ۵ درصد افزایش می یابد (شکل ۷).

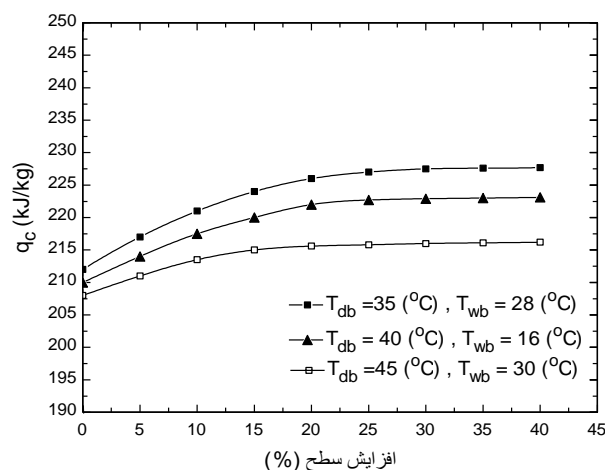
شکل ۸ تأثیر افزایش سطح کندانسور بر میزان حرارت دفع شده از آن را در سه شرایط دمایی با رطوبت نسبی ثابت

کاهش 0.5 kJ/kg می یابد. همچنین، به ازای یک مقدار ثابت رطوبت نسبی هوا، به طور متوسط با افزایش یک درجه در دمای هوای محیط کار مصرفی کمپرسور 0.7 kJ/kg افزایش می یابد. شکل ۱۱ روند تغییرات حرارت دفع شده در کندانسور بر حسب افزایش دمای هوای محیط را در چند رطوبت نسبی نشان می دهد. مشاهده می شود که در یک دمای ثابت با افزایش رطوبت نسبی هوای محیط، میزان حرارت دفع شده در کندانسور افزایش می یابد. همچنین، به ازای یک مقدار ثابت رطوبت نسبی هوا با افزایش دمای خشک، به دلیل افزایش دمای کندانسور و کاهش اختلاف دمای مبرد با هوا، میزان حرارت دفع شده از کندانسور کاهش می یابد. به طور متوسط، با ثابت نگه داشتن مقدار رطوبت نسبی هوا، به ازای یک درجه افزایش دمای محیط، حرارت دفع شده به میزان $1/1 \text{ kJ/kg}$ کاهش می یابد. در یک دمای خشک ثابت نیز، به ازای 10% درصد افزایش رطوبت نسبی، حرارت دفع شده در کندانسور به طور متوسط به میزان $5/5 \text{ kJ/kg}$ افزایش می یابد.

شکل ۱۲ روند تغییرات ضریب عملکرد سیکل را بر حسب افزایش رطوبت نسبی هوای محیط نشان می دهد. در یک دمای ثابت محیط، به ازای 10% درصد افزایش رطوبت نسبی، به طور متوسط ضریب عملکرد $6/5$ درصد افزایش می یابد. در یک رطوبت نسبی ثابت نیز، به ازای یک درجه افزایش دمای محیط، ضریب عملکرد به طور متوسط حدود $3/5$ درصد کاهش می یابد.

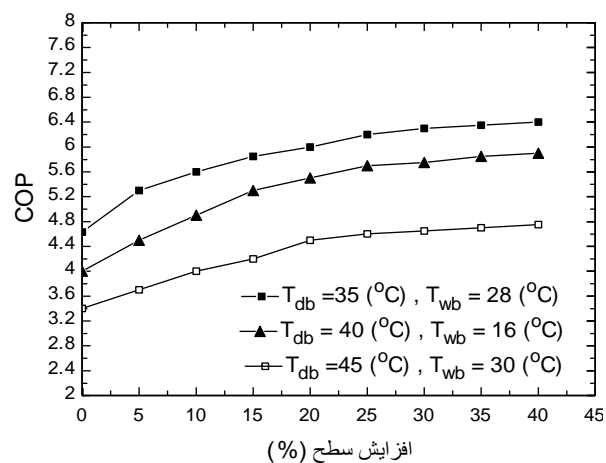


شکل ۱۰ روند تغییرات کار مصرفی کمپرسور با افزایش دمای محیط در رطوبت نسبی های مختلف



شکل ۸ روند تغییرات حرارت دفع شده از کندانسور بر حسب درصد افزایش سطح اولیه آن برای سه شرایط دمایی با رطوبت نسبی ثابت

از شکل ۹ مشاهده می شود که در یک دمای ثابت با افزایش سطح کندانسور ضریب عملکرد سیکل، تا زمانی که افزایش سطح به حداکثر مقدار موثر آن نرسیده باشد، افزایش یافته و بعد از آن تغییر چندانی در ضریب عملکرد سیکل مشاهده نمی شود.



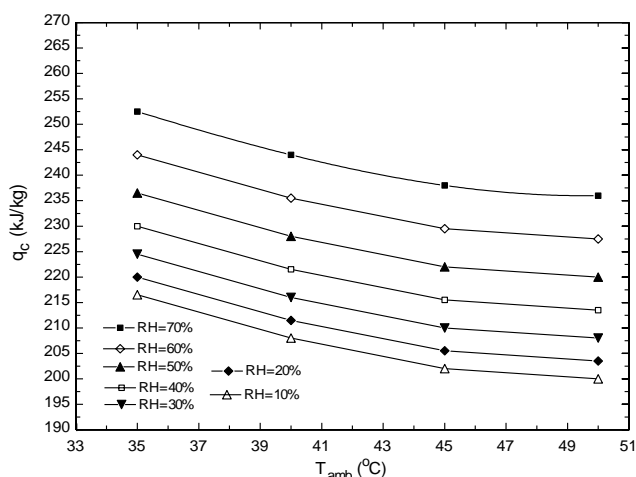
شکل ۹ روند تغییرات ضریب عملکرد سیکل بر حسب درصد افزایش سطح اولیه کندانسور برای سه شرایط دمایی با رطوبت نسبی ثابت

شکل ۱۰ روند تغییرات کار مصرفی کمپرسور را با افزایش دمای محیط در رطوبت نسبی های مختلف نشان می دهد. دیده می شود که در دمای خشک ثابت محیط به ازای هر 10% درصد افزایش رطوبت نسبی کار مصرفی کمپرسور به طور متوسط

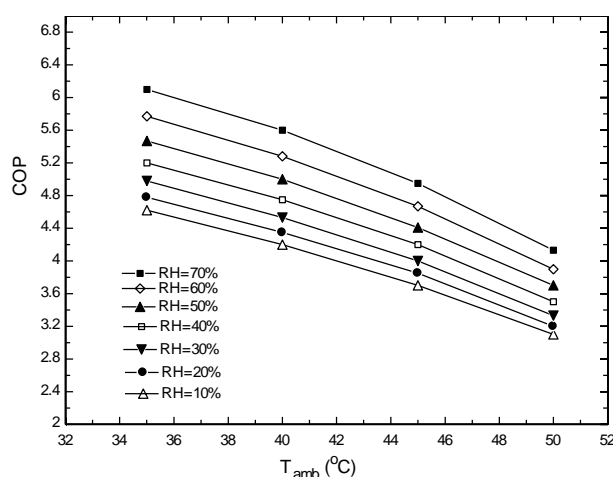
سیکل مانند ضریب عملکرد، توان خنک کنندگی و توان الکتریکی مصرفی را به دست آورد. همچنین، نحوه تغییرات خواص ترمودینامیکی مبرد در قسمت های مختلف سیکل مانند دماهای تقطیر و تبخیر، دبی جرمی مبرد، درجه مافوق گرمی و درجه مادون سردی با توجه به تغییرات شرایط محیطی قابل پیش بینی است. تأثیر عواملی چون افزایش رطوبت نسبی هوا، افزایش دور فن کندانسور و افزایش سطح کندانسور بر عملکرد سیکل مورد بررسی قرار گرفت. مقایسه نتایج به دست آمده از مدل با نتایج تجربی به دست آمده از عملکرد یک دستگاه کولر گازی دوتکه که بر اساس سیکل تبرید تراکمی بخار کار می کند نشان می دهد که خطای موجود ناچیز بوده و می توان از این مدل برای شبیه سازی سیکل استفاده نمود. با استفاده از شبیه سازی نشان داده شد که در یک دمای ثابت محیط به ازای ۱۰ درصد افزایش رطوبت نسبی، به طور متوسط ضریب عملکرد ۶/۵ درصد افزایش می یابد. در یک رطوبت نسبی ثابت نیز، به ازای یک درجه افزایش در دمای محیط، ضریب عملکرد به طور متوسط حدود ۳/۵ درصد کاهش می یابد. همچنین، در یک دمای ثابت با افزایش ۱۰ درصد بر میزان دبی حجمی هوای عبوری از کندانسور، ضریب عملکرد به میزان ۵ درصد افزایش می یابد. از این مدل می توان برای پیش بینی عملکرد و مقایسه انواع دستگاه های تهویه مطبوع که بر اساس سیکل تبرید تراکمی بخار کار می کنند استفاده کرد.

۷- فهرست علائم

A	مساحت سطح (m^2)
C	ظرفیت گرمایی ویژه ($kJ/kg.K$)
f	نسبت سطح
h	ضریب انتقال حرارت ($kW/m^2.K$)
i	آنتالپی (kJ/kg)
Le	ضریب لوئیس
m	جرم (kg)
p	فشار (kPa)
Q	حرارت (kW) و دبی حجمی (m^3/kg)
s	آنتروپی ($kJ/kg.K$)
T	دما (K)
U	ضریب انتقال حرارت کلی ($kW/m^2.K$)



شکل ۱۱ حرارت دفع شده در کندانسور با افزایش دمای محیط در رطوبت نسبی های مختلف



شکل ۱۲ ضریب عملکرد سیکل تبرید با افزایش دمای محیط در رطوبت نسبی های مختلف

۶- نتیجه گیری

در این پژوهش، سیکل تبرید تراکمی بخار در حالت پایدار شبیه سازی شد. برای این کار اجزای اصلی سیکل مانند کمپرسور، کندانسور، اواپراتور و لوله موئین مدل سازی شده و معادلات حاکم بر آن ها استخراج شد. سپس کل مجموعه به صورت یکپارچه در نظر گرفته شده و عملکرد سیکل شبیه سازی شد. معادلات حاکم تشکیل یک دستگاه معادلات را داده که برای حل آن یک برنامه کامپیوتری با نرم افزار EES تدوین شده است. با استفاده از این برنامه برای سیکل تبرید تراکمی در شرایط محیطی متفاوت می توان مشخصه های عملکرد کلی

کشش سطحی در رشد حباب‌های مبرد درون لوله موئین مؤثر است، اما تأثیر اندکی بر دبی جرمی دارد. عدد بی‌بعد مربوط به اثر کشش سطحی توسط رابطه (۳) تعریف می‌شود (σ کشش سطحی مبرد در دمای ورود به لوله موئین می‌باشد).

$$\pi_3 = d_{cap} \sigma_f / v_f \mu_f^2 \quad (3)$$

تأثیر فشار مبرد در ورود به لوله موئین به صورت عدد بی‌بعد π_4 در محاسبه دبی جرمی لوله موئین محاسبه می‌شود.

$$\pi_4 = d_{cap}^2 P_{in} / v_f \mu_f^2 \quad (4)$$

تأثیر میزان مادون‌سردی در ورود به لوله موئین به صورت عدد بی‌بعد π_5 نشان داده می‌شود.

$$\pi_5 = d_{cap}^2 c_p \Delta t_{sc} / v_f^2 \mu_f^2 \quad (5)$$

در این رابطه Δt_{sc} اختلاف دمای اشباع کندانسور و دمای مبرد در خروج از ناحیه مادون‌سرد کندانسور، و در واقع میزان مادون‌سردی مبرد در ورود به لوله موئین، است. C_p گرمای ویژه مبرد مایع اشباع در دمای ورود به لوله موئین است.

در صورتی که مبرد ورودی به لوله موئین به صورت دوفازی باشد، میزان کیفیت مبرد به عنوان پارامتر بدون بعد موثری که جایگزین پارامتر قبلی است ارائه می‌شود.

$$\pi_5 = x \quad (6)$$

تأثیر دانسیته و ویسکوزیته مبرد بر میزان دبی جرمی لوله موئین به صورت اعداد بدون بعد π_6 و π_7 ارائه می‌شود.

$$\pi_6 = v_g / v_f \quad (7)$$

$$\pi_7 = (\mu_f - \mu_g) / \mu_g \quad (8)$$

زیرنویس f و g مربوط به شرایط مایع و بخار اشباع در دمای مبرد ورودی به لوله موئین می‌باشند. در نهایت نرخ جریان جرمی مبرد در لوله موئین به صورت عدد بی‌بعد π_8 بیان می‌شود.

$$\pi_8 = \dot{m}_{cap} / d_{cap} \mu_f \quad (9)$$

۹- مراجع

- [1] Hiller C. C., Glicksman L. R. "Improving Heat Pump Performance via Capacity Control- Analysis and Test", Massachusetts Institute of Technology, Report No. 24525-96, Heat Transfer Laboratory, Cambridge, Massachusetts, 1976.
- [2] Ellison R. D., Creswick F. A., "A Computer Simulation of Steady-State Performance of Air-to-Air Heat Pump", Report No. ORNL/CON-16, Department of Energy, Oak Ridge National Laboratory, 1978.

رطوبت مخصوص (kg.w/kg d.a) ω

ضریب کارایی $\varepsilon - NTU$

راندمان فین ϕ

عدد بی‌بعد π

زیر نویس ها

هوا، واقعی a

هوا air

کندانسور c

کمپرسور $comp$

لوله موئین cap

خشک d

حباب خشک db

اواپراتور e

داخلی، ورودی i

آیزنتروپیک $isen$

خروجی o

مبرد r

لوله t

دوفازی tp

مافوق گرم sh

مادون سرد sc

مرطوب w

۸- پیوست

تعیین اعداد بی‌بعد برای محاسبه دبی جرمی لوله موئین نسبت ویژگی‌های هندسی لوله موئین به عنوان اولین پارامتر بی‌بعد تعریف می‌شود.

$$\pi_1 = \frac{d_{cap}}{L_{cap}} \quad (1)$$

که در آن d_{cap} قطر و L_{cap} طول لوله موئین می‌باشد. تأثیر میزان حرارت نهان تبخیر مبرد در دمای اشباع ورود به لوله موئین به عنوان دومین پارامتر بی‌بعد تعریف می‌شود.

$$\pi_2 = d_{cap}^2 h_{fg@T_l} / v_f^2 \mu_f^2 \quad (2)$$

زیرنویس f مربوط به شرایط مایع اشباع در دمای ورود به لوله موئین می‌باشد. v حجم مخصوص مبرد و μ ویسکوزیته مبرد در دمای اشباع ورود به لوله موئین می‌باشند.

- [9] Hajidavalloo E., Eghtedari H., "Performance Improvement of Air-Cooled Refrigeration System by using Evaporatively Cooled Air Condenser", *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 33, No. 5, 2010, pp. 982-88.
- [10] Yoshii T., "Transient Testing Technique for Heat Exchanger Fin", *ASHRAE Transactions*, Vol. 87, Part.1, 1981, pp. 763-792.
- [11] McQuiston F. C., Parker J. D., Spitler J. D., "Heating, Ventilating and Air Conditioning, Analysis and Design", 5th Edition, New York, John Wiley & Sons, Chapter 14, 2000.
- [۱۲] رستمی علی اصغر، "طراحی مبدل‌های حرارتی"، چاپ اول، اصفهان، مرکز انتشارات جهاد دانشگاهی واحد صنعتی اصفهان، فصل چهارم، ۱۳۷۲.
- [13] Threlkeld J. L., *Thermal Environmental Engineering*, New York, Prentice-Hall Inc, 1982.
- [14] Chaddock J. B., Noerager J. A., "Evaporation of R-12 in a Horizontal Tube with Constant Wall Heat flux", *ASHRAE Trans.*, Vol. 72, Part. 1, 1966, pp. 90-102.
- [15] Theerakulpisut S., Priprem S., "Modeling Cooling Coils", *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, No. 1, 1998, pp 127-137.
- [3] Fisher S. K., Rice C. K., Jackson W. L., "The Oak Ridge Heat Pump Design Model", MARK III Version Program Documentation, Report No. ORNL/TM-10192. Oak Ridge National Laboratory, 1988.
- [4] Domanski P., Didion D., "Computer Modelling of Vapor-Copmression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device", Building Equipment Devison, National Bureau of Standard, Washington DC, Report No. 20234, 1983.
- [5] Mullen C. E., Bullard C. W., "Room Air Conditioner System Modeling", University of Illinois at Urbana-Champaign, ACRC TR-61, 1994.
- [6] ONeal, D. L., Penson S. B., "An Analysis of Efficiency Improvement in Room Air Conditioner", ESL/88-04, Texas A&M University, 1988.
- [۷] عباسی م.، "شبیه‌سازی سیکل تبرید تراکمی بخار"، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، ۱۳۷۲.
- [8] ASHRAE, *ASHRAE Handbook-Refrigeration*, Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Chapter 44, 2006.