

# طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی فشرده در سیکل تبرید

پژوهش‌نفت

سال هفدهم  
شماره ۲-۵۶  
صفحه ۷۸-۷۰، ۱۳۸۶

محمدرضا محمدی نائینی

دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران مرکز، دانشکده فنی پونک

m\_mohammadi@iauctb.ac.ir

خشک کن، شیر انبساط ترمواستاتیک و تبخیرکننده ورقه‌ای می‌باشد. البته فن نیز برای ایجاد جریان هوا روی تبخیرکننده کندانسور به کار می‌رود.

چون خشک کن و شیر انبساط المان‌های ساده‌ای هستند و کمپرسور نیز از نوع پیستونی با جابه‌جایی متغیر است، موضوع این مقاله بر طراحی آنها نیست و مبدل‌های حرارتی فشرده و به خصوص چگالنده و تبخیرکننده به تفصیل بررسی و طراحی می‌شوند و پس از محاسبه المان‌های چرخه، مدلی برای عملکرد مجموع آنها ارائه می‌گردد زیرا تبخیرکننده و چگالنده باید در مجموعه چرخه، کارایی خود را بروز دهند. تبخیرکننده‌ها از نوع لوله مارپیچ<sup>۱</sup> یا نوع ورقه‌ای<sup>۲</sup> ساخته شده‌اند، در حالی که چگالنده‌ها از نوع جریان موازی هستند. مبدل‌ها را از آلومینیوم می‌سازند تا سبکتر باشند و از نوع فشرده<sup>۳</sup> هستند تا فضای کمتری اشغال کنند [۱ و ۲]. قطعات با روش Brazing لحیم می‌شوند. هدف مبدل، به دست آوردن انتقال حرارت بیشتر بین دو سیال و ایجاد اصطکاک کمتر بین هر سیال و مسیر آن است. با داشتن سرعت بیشتر سیال، مقدار انتقال حرارت افزایش می‌یابد ولی افت فشار نیز بیشتر خواهد شد. لذا می‌توان برای رسیدن به مقدار بالای انتقال حرارت و افت فشار کم، به جای افزایش سرعت سیال، سطح تبادل حرارت را افزایش داد. در اینجا مبدل‌های حرارتی فشرده، نقش خود را

## چکیده

مبدل‌های حرارتی فشرده تأثیری بسیار مهم در تبادل انرژی دارند؛ بنابراین بهینه‌کردن این مبدل‌ها از نظر انتقال انرژی حرارتی، علاوه بر افزایش ضریب عملکرد و مقدار سرمایش در سیستم‌های سرمایش گازی، در هزینه‌ها و قیمت تمام شده نیز مؤثر است. برای رسیدن به ضریب عملکرد بالا در سیکل تبرید تراکمی بخار با مبرد R-134 برای سرمایش، چگالنده و تبخیرکننده نقشی کلیدی دارند. هر دو اینها از نوع مبدل‌های حرارتی فشرده هستند. در این پژوهش، مبدل‌های حرارتی فشرده برای افزایش بازده حرارتی بررسی شده‌اند. تبخیرکننده ورقه‌ای و چگالنده با جریان موازی، که دو نوع بسیار مهم از مبدل‌های حرارتی فشرده هستند، برای سیکل تبرید طراحی می‌شوند. روابط مربوطه با استفاده از روش مقدار اثر ( $\epsilon$ -NTU) ارائه و تحلیل رایانه‌ای برای بهینه‌کردن این مبدل‌ها انجام شده است. مدلی نیز برای کل چرخه تبرید ارائه شده است. نتایج به دست آمده با مقادیر تجربی مقایسه شده‌اند و مطابقت خوبی را نشان می‌دهند.

واژه‌های کلیدی: مبدل حرارتی فشرده، پره چاکدار، تبخیرکننده ورقه‌ای و چگالنده با جریان موازی

## مقدمه

یک سیکل تبرید تراکمی بخار دارای المان‌های اصلی: کمپرسور پیستونی، چگالنده با جریان موازی، مخزن

1. Serpentine  
2. Laminated Type  
3. Compact Heat Exchanger

آنگاه مدلی برای ترکیب این المان‌ها با کمپرسور، شیر انبساط و منبع خشک کن و مشابه کردن عملکرد کل سیستم تبرید ارائه می‌شود [۵].

### تحلیل عملکرد المان‌های مختلف

بخار R-134 که کمی مافوق گرم شده است به کمپرسور پیستونی<sup>۴</sup> وارد شده و در حالت مافوق گرم با دما و فشار بالا از آن خارج می‌شود. سپس از لوله به چگالنده از نوع جریان موازی با پره چاک‌دار وارد می‌شود و پس از تغییر فاز با عبور از حالت مایع اشباع و کمی مادون سرد شدن، وارد مخزن خشک‌کن<sup>۵</sup> می‌شود و به حالت مایع اشباع می‌رسد و آنگاه از لوله وارد شیر انبساط ترمواستاتیک می‌شود که این شیر از خروجی تبخیرکننده دستور تنظیم می‌گیرد (به طوری که هوای مرطوب روی آخرین سطوح تبخیرکننده به حد یخ‌زدگی نرسد و گرانه انتقال حرارت تبخیرکننده کاهش می‌یابد). سپس مبرد در حالت دو فازی با فشار و دمای کم وارد تبخیرکننده از نوع ورقه‌ای می‌شود و پس از تغییر فاز و کمی مافوق گرم شدن، دوباره چرخه را تکرار می‌کند. فاکتورهای طراحی که بر عملکرد سیستم تهویه مطبوع مؤثرند، دما، رطوبت و دبی جریان هوای ورودی به تبخیرکننده و همچنین دما و سرعت هوای ورودی به چگالنده و سرعت کمپرسور هستند.

### طراحی تبخیرکننده نوع ورقه‌ای

در این مدل ریاضی، توصیفی برای ضریب انتقال حرارت کلی و افت فشار ارائه می‌شود. شرایط استاندارد برای هوای ورودی دمای  $27^{\circ}\text{C}$  و رطوبت ۵۰ درصد و مافوق گرم بودن به میزان  $5^{\circ}\text{C}$  و فشار تبخیرکننده  $192\text{ KPa}$  در نظر گرفته می‌شود. فشار اندازه‌گیری شده، فشار نسبی است و دبی حجمی هوا در هر حالت ثابت در نظر گرفته می‌شود. چون سطح پره‌های تبخیرکننده در اثر رطوبت، با لایه‌ای از مایع پوشیده شده است، ضریب انتقال حرارت کلی به دست می‌آید:

نشان می‌دهند. این مبدل‌ها دانسیته سطح تماس بالایی دارند و پره در آنها بسیار مهم است. از آنجایی که ضریب جابه‌جایی حرارت با توان منفی قطر هیدرولیکی متناسب است، در مبدل فشرده، حتی المقدور باید قطر هیدرولیکی را کم کرد، این عمل بر توان اصطکاکی (افت فشار) اثری قابل ملاحظه نمی‌گذارد. برای کاهش افت فشار باید پره‌ها را طوری قرار داد که لایه مرزی نتواند ضخیم شود، ولی برای ایجاد تبادل حرارت بیشتر، شکل هندسی را طوری انتخاب می‌کنند که لایه‌های مرزی جدید به‌طور تکراری در مسیر جریان پدید آیند. بدین منظور از سطوح فشرده پره‌دار با پره شکافدار<sup>۱</sup> در چگالنده و تبخیرکننده استفاده می‌شود که بیشترین سطح تبادل حرارت را در واحد حجم دارند. در پره شکافدار، شکاف‌هایی به سمت چپ و راست مسیر جریان در پره ایجاد شده‌اند تا لایه مرزی ناگهان تغییر کند و لایه‌های مرزی جدید، پی‌درپی تشکیل شوند و تبادل حرارت بیشتر شود. وزن و حجم این مبدل کوچک است و سطح تبادل حرارت را برای هر جریان سیال می‌توان مستقل انتخاب کرد و لذا می‌توان بهترین هندسه سطح و هندسه جریان را مانند موازی، متقاطع، هم راستا و غیر هم راستا را برای آن انتخاب کرد.

چون دمای دو سیال در تمام ورودی‌ها و خروجی‌های مبدل مشخص نیست، در طراحی مبدل از روش مقدار اثر  $(\varepsilon\text{-}NTU)$  استفاده شده است. از این چرخه تبرید در واحدهای نفت، گاز و پتروشیمی طی فرایند اولفین استفاده می‌شود. در سال ۱۹۷۲ دیویس<sup>۲</sup> برای بهینه‌کردن ترکیب المان‌های چرخه و مدل‌سازی کل سیستم تهویه مطبوع، طرحی را ارائه کرد که چگالنده و تبخیرکننده هر دو نوع لوله و پره بوده‌اند [۳]. در سال‌های ۱۹۹۱ و ۱۹۹۲ برای طراحی بهینه این المان‌ها برنامه‌ای رایانه‌ای ارائه شد و در سال ۱۹۹۳، کیل<sup>۳</sup> همین طرح را برای چگالنده از نوع لوله و پره و تبخیرکننده با پره مسطح به کار برد [۴].

در این مقاله، مبدل‌های حرارتی فشرده تبخیرکننده و چگالنده تحلیل می‌شوند و ضرایب انتقال حرارت کلی و افت فشار در مبدل‌ها، با استفاده از روابط تجربی به دست می‌آیند و تبخیرکننده ورقه‌ای و چگالنده از نوع جریان موازی با پره چاک‌دار با برنامه رایانه‌ای طراحی می‌شود؛

1. Louvered Fin

2. Davis

3. Kyle

4. Swash Plate Compressor

5. Receiver Drier

است و  $f_{enew}$  از معادله (۲) به دست می‌آید. پس از همگرایی  $f_e$  برای محاسبه حرارت گرفته شده با مبرد  $Q_e$  از رابطه بقای انرژی داریم:

$$Q_e = G_r (H_{or} - H_{ie}) \quad (۹)$$

انتالپی لازم هوای خروجی از تبخیرکننده برای داشتن دمای ثابت در داخل کابین از معادله بقای انرژی برای هوای به دست می‌آید:

$$H_{ao} = H_{ai} - Q_e / (P_a V_a) \quad (۱۰)$$

در این معادله  $V_a$ ، دبی حجمی هوا و  $H_{ai}$  انتالپی هوای مرطوب ورودی با رطوبت نسبی  $Rh$  هستند.

ضریب انتقال حرارت کلی در واحد سطح طبق نتایج مرجع [۳] از معادله زیر به دست می‌آید:

$$U = -0.0074 V_a^2 + 7.1844 V_a - 1057.4 \quad (۱۱)$$

پس از محاسبه  $Q_{enew}$  از معادله (۱)، با داشتن حرارت ورودی به کابین از هوای محیط،  $Q_a$ ، تعداد ردیف تبخیرکننده از معادله زیر به دست می‌آید:

$$m = Q_a / Q_{enew} \quad (۱۲)$$

درصد خطا از معادله زیر به دست می‌آید که در صورت بیشتر بودن از مقدار موردنظر (مثلاً ۰/۰۰۱) باید فشار جدید مبرد ورودی به تبخیرکننده را حدس زد و مسئله را تا همگرایی تکرار کرد:

$$R = (Q_a - Q_e) / Q_a \quad (۱۳)$$

### طراحی چگالنده با جریان موازی

در این چگالنده پره‌های چاک‌دار بین کانال‌های طویل عبور سیال قرار دارد که در آن مبرد موازی حرکت کرده و هوا از میان پره‌ها و عمود بر آن عبور می‌کند و حرارت در یک سطح نسبتاً وسیع مبادله می‌شود. ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در سمت هوا با پره‌های چاک‌دار بر اساس تحقیقات مراجع [۵ و ۶]، عبارت است از:

$$\eta h_o A_o = h_e A_e + 0.744 \eta_f k l \beta . Re_{LP}^{0.581} (2\theta/\pi)^{0.195} (F_p/H)^{-0.05221} \quad (۱۴)$$

$$Re_{LP} = u_f L_p \rho / \mu \quad (۱۵)$$

$\eta$  راندمان پره،  $F_p$  گام پره،  $k$  ضریب هدایت حرارتی،  $\theta$  زاویه شکاف در پره و  $H$  فاصله دو ردیف از یکدیگر و بقیه، کمیت‌های هندسی برای پره چاک‌دار هستند (شکل‌های ۱ و ۲).

$$U = Q_e / (A \Delta H_m) \quad (۱)$$

$A$ ، سطح تبادل حرارت پره‌های تبخیرکننده و هوای محیط و  $\Delta H_m$  متوسط اختلاف انتالپی لگاریتمی است که با استفاده

از کمیت نسبت اختلاف انتالپی  $f_e$  به دست می‌آید:

$$f_e = \frac{H_{oe} - H_{se}}{H_{oe} - H_{ie}} \quad (۲)$$

$$\Delta H_m = \frac{(H_{ao} - H_{ri}) - (H_{ai} - H_{rs})}{\ln\left(\frac{H_{ao} - H_{ri}}{H_{ai} - H_{rs}}\right)} (1 - f_e) \quad (۳)$$

$$+ \frac{(H_{ao} - H_{rs}) - (H_{ai} - H_{ro})}{\ln\left(\frac{H_{ao} - H_{rs}}{H_{ai} - H_{ro}}\right)} f_e$$

به ترتیب  $H_{ro}$  و  $H_{rs}$ ،  $H_{ri}$  مبرد ورودی، دمای بخار اشباع مبرد و دمای خروجی مبرد هستند و بقیه انتالپی‌ها به مبرد در ورودی و خروجی از تبخیرکننده مربوط می‌شوند.

$f_e$  مقدار مافوق گرم شدن مبرد خروجی از تبخیرکننده را نشان می‌دهد زیرا  $H_{se}$ ، انتالپی مبرد در دمای بخار اشباع است. ضریب انتقال حرارت کلی در تبخیرکننده ورقه‌ای تابع دبی جرمی هوا، دمای هوای ورودی، فشار تبخیرکننده و مقدار مافوق گرم شدن مبرد خروجی است.

از آنجا که حرارت همراه با تغییر فاز در قسمت عمده جریان به داخل تبخیرکننده منتقل می‌شود، مقدار افت فشار مبرد را با استفاده از عدد رینولدز  $Re_g$ ، کیفیت ورودی مبرد  $\alpha$  و قطر هیدرولیکی  $D_h$ ، می‌توان از روابط زیر به دست آورد:

$$Re_g = (x G_r D_h) / (\mu_g A_{cr}) \quad (۴)$$

$$\Delta P = 6 \times 10^{-6} Re_g^{1.6387} \quad (۵)$$

$G_r$  دبی جرمی مبرد،  $A_{cr}$  سطح مقطع عبور مبرد و  $\mu_g$  لزجت مبرد گازی است.

برای مدل‌سازی و طراحی تبخیرکننده ورقه‌ای، ابتدا رایانه فشار ورودی تبخیرکننده  $P_{ie}$  را حدس می‌زند و با استفاده از جدول خواص ترمودینامیکی R-134 و معادلات زیر  $f_e$  با حدس و تکرار محاسبه می‌شود:

$$P_{se} = P_{ie} - (1 - f_e) \Delta P \quad (۶)$$

$$P_{oe} = P_{ie} - \Delta P \quad (۷)$$

$$T_{oe} = T_{se} + \Delta T_{sh} \quad (۸)$$

$\Delta T_{sh}$ ، مقدار مافوق گرم شدن مبرد در خروجی تبخیرکننده

سپس طبق روش مقدار اثر، ( $NTU$ ) را محاسبه می‌کنیم:

$$C_1 = G_r C_{pr} \quad (25)$$

$$C_2 = \rho_a u_a A_a C_{pa} \quad (26)$$

$$C_r = C_{min} / C_{max} \quad (27)$$

$$NTU = UA / C_{min} \quad (28)$$

در حالت تک فاز:

$$\varepsilon = 1 - \text{Exp}[(1/c_r)(NTU)^{0.22} \{ \text{Exp}((NTU)^{0.78}/C_r) - 1 \}] \quad (29)$$

از بقای انرژی داریم:

$$T_{oc} = T_{ic} - q_c / (G_r C_{pr}) \quad (30)$$

در حالت دو فاز داریم:

$$\varepsilon = 1 - \text{Exp}(-NTU) \quad (31)$$

از بقای انرژی داریم:

$$x_o = x_i - q_c / (G_r H_{fg}) \quad (32)$$

در این معادلات:

$$q_c = \varepsilon C_{min} (T_{ic} - T_{aic}) \quad (33)$$

$$P_{oc} = P_{ic} - \Delta P \quad (34)$$

کل این محاسبه‌ها برای یک فین است.

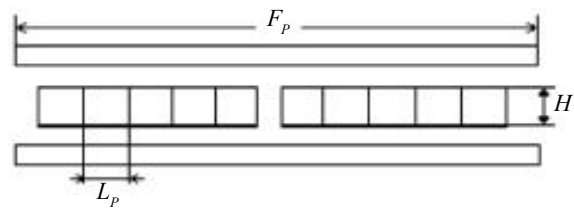
با در نظر گرفتن سرعتی ثابت برای مبرد در کل کانال‌ها (مثلاً ۴ m/s) با داشتن دبی جرمی مبرد، تعداد ردیف چگالنده در هر انشعاب به دست می‌آید که با جمع کردن تمام آنها تعداد کل ردیف چگالنده به دست خواهد آمد. محاسبه‌های چگالنده تا جایی ادامه می‌یابند که کل حرارت گرفته شده در چگالنده مطابق رابطه زیر باشد:

$$Q_c = \sum q_c \quad (35)$$

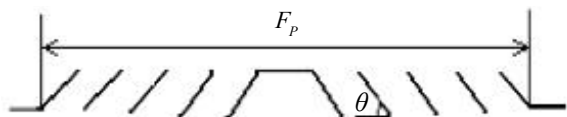
مقدار انرژی حرارتی که لازم است در چگالنده به محیط داده شود، طبق معادله بقای انرژی عبارتست از:

$$Q_c = W + Q_e \quad (36)$$

برنامه رایانه‌ای برای محاسبه چگالنده با جریان موازی با استفاده از دمای هوای ورودی، سرعت هوا، دما و فشار مبرد ورودی نوشته شده است و خروجی آن شامل ظرفیت چگالش  $Q_c$ ، دمای هوای خروجی، دما و فشار مبرد خروجی است. مقدار ظرفیت چگالش  $Q_c$  برحسب سرعت عبور هوا  $U_a$  با استفاده از نتایج مدل‌سازی نشان می‌دهد که در مقایسه با نتایج تجربی، خطایی در حدود ۵ درصد اتفاق می‌افتد.



شکل ۱- نمایش ابعاد پره چاک‌دار



شکل ۲- سطح مقطع پره چاک‌دار

راندمان پره با در نظر گرفتن حالت عایق در وسط آن به صورت زیر است:

$$\eta_f = 2 / (mH) \tanh(mH/2) \quad (16)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{kF_{th}}} \quad (17)$$

ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در سمت مبرد با دیواره کانال بر اساس مرجع [۷] برای حالت تک فاز از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$h_r = 0.023 R_e^{0.8} pr^{0.4} k / D_h \quad (18)$$

و برای حالت دو فازی به صورت زیر است:

$$h_r = 0.05 R_{eq}^{0.8} pr_l^{0.3} k_l / D_h \quad (19)$$

که در این معادلات:

$$Re_{eq} = Re_g (\mu_g / \mu_l) (\rho_l / \rho_g)^{0.5} + Re_l \quad (20)$$

$$Re_l = \rho_l (1-x) u D / \mu_l \quad (21)$$

$$Re_g = \rho_g x u D / \mu_g \quad (22)$$

بر اساس نتایج تجربی، افت فشار در چگالنده برای مبرد از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\Delta P = 6 \times 10^{-8} Re_g^2 + 0.009 Re_g - 6.049 \quad (23)$$

این معادله برای محدوده رینولدز زیر صادق است:

$$3000 < Re_g < 3 \times 10^4$$

برای یافتن ظرفیت میعان با استفاده از روش مقدار اثر ( $\varepsilon - NTU$ )، با در نظر گرفتن هر پره به عنوان یک واحد جداگانه تبادل حرارت، عمل می‌کنیم.

ابتدا ضریب کلی انتقال حرارت را طبق معادله زیر می‌یابیم:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta h_o A_o} + \frac{1}{h_r A_r} \quad (24)$$

$$\eta_v = \eta_v^* \left[ \frac{1 - \frac{V_{tc}}{V_{dis}} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{1/k} - 1 \right\}}{1 - \frac{V_{tc}}{V_{dis}} \left\{ \left( \frac{P_d^*}{P_s^*} \right)^{1/k} - 1 \right\}} \right] \quad (48)$$

$V_{tc}$  حجم مرده بالایی،  $P_d^*$  و  $P_s^*$  فشار مکش و رانش تجربی و  $\eta_v^*$  راندمان حجمی تجربی (حدود ۶۰ درصد) هستند. کار کمپرسور از معادله زیر به دست می‌آید:

$$W_c = G_r (H_{dad} - H_s) / \eta_c \quad (49)$$

$H_{dad}$  انتالی گاز خروجی در تحول آدیاباتیک و  $\eta_c$  راندمان کمپرسور تجربی هستند.

مقدار افت فشار در مخزن خشک‌کن، حدود ۲۰ KPa و افت فشار در شیر انبساط حدود ۱۴۰۰ KPa است. با توجه به نتایج تجربی در نظر گرفته می‌شوند.

### مشابه‌سازی کل چرخه

با اعمال قوانین بقای جرم و بقای انرژی در تمام المان‌های تشکیل‌دهنده سیکل و یافتن خواص ترمودینامیکی در نقاط مختلف، کل چرخه به کمک برنامه رایانه‌ای مشابه‌سازی می‌شود.

این برنامه برای هر مقدار جرم مبرد<sup>۱</sup> نوشته شده است. اگر در خروجی چگالنده مایع اشباع مبرد را داشته باشیم و در نتیجه در خشک‌کن هم مایع و هم بخار تولید شود، جرم مبرد کافی است. در این حالت ورودی‌های برنامه، دما، رطوبت و دبی حجمی هوای ورودی به تبخیرکننده، دما و سرعت هوای ورودی به چگالنده، سرعت دوران کمپرسور، مقدار، فوق گرم شدن و جرم مبرد، ظرفیت تبرید، ظرفیت چگالش، کار کمپرسور و ضریب عملکرد COP وابسته خواهند بود. همگرایی به روش زیر انجام می‌شود:

۱- سه مقدار نامعلوم، کیفیت مبرد ورودی به تبخیرکننده، فشار تخلیه کمپرسور و دبی حجمی مبرد را حدس می‌زنیم.  
۲- مقادیری برای دبی جرمی مبرد از برنامه تحلیل کمپرسور به دست می‌آید.

۳- فشار تخلیه کمپرسور طوری اصلاح می‌شود که مقدار مادون سرد شدن مبرد در خروج چگالنده صفر شود (با استفاده از روابط مربوط به چگالنده).

### افت فشار و انتقال حرارت در لوله‌ها

بر اساس مرجع [۸] افت فشار در لوله‌ها از معادله زیر به دست می‌آید:

$$\Delta P = f \frac{(L + L_{eq}) \rho u^2}{D} \quad (37)$$

که در آن ضریب اصطکاک بر اساس عدد رینولدز عبارت است از:

$$f = 0.184 Re^{-0.2} \quad 4000 < Re < 2 \times 10^4 \quad (38)$$

مقدار انتقال حرارت بر اساس مرجع [۹] در جریان مغشوش، طبق رابطه زیر است:

$$Q = UA' \Delta T \quad (39)$$

و ضریب کلی انتقال حرارت عبارت است از:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{n_i} + \frac{A_i \ln(r^o / r^i)}{2\pi k L} + \frac{A^i}{A^o} \frac{1}{h^o}} \quad (40)$$

و برای لوله دایره‌ای افقی، ضریب انتقال حرارت در جابجایی اجباری در گرمایش عبارت است از:

$$h_i = 4.364 k / D \quad (41)$$

$$h_i = 3.657 k / D \quad 0 < Re < 200 \quad (42)$$

$$hi = \frac{K}{D} \frac{0.5 f (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 (0.5 f)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad 2300 < Re < 5 \times 10^6 \quad (43)$$

و ضریب اصطکاک عبارت است از:

$$f = 0.054 + 2.3 \times 10^{-8} Re^{3/2} \quad 2300 < Re < 4000 \quad (44)$$

$$f = 1.28 \times 10^{-3} + 0.1143 Re^{-0.311} \quad 4000 < Re < 5 \times 10^6 \quad (45)$$

برای جابه‌جایی آزاد خارج لوله‌ها نیز داریم:

$$h_o = \frac{K}{D} \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{(1 + (0.559 / Pr)^{1/6})^{8/27}} \right\}^2 \quad (46)$$

در این معادله  $Ra = Pr \cdot g \cdot B \cdot (T_w - T_a)$  (عدد ریله) است.

### کمپرسور پیستونی

در کمپرسور از نوع Swash plate با پیستون‌های دوار، می‌توان دبی جرمی گاز خروجی را از رابطه زیر به دست آورد [۱۰]:

$$G_r = \rho_s \cdot \eta_v \cdot n \cdot V_{dis} \quad (47)$$

$V_{dis}$  حجم جابه‌جایی،  $n$  دور کمپرسور،  $\eta_v$  راندمان حجمی کمپرسور و  $\rho_s$  دانسیته مبرد است. راندمان حجمی کمپرسور از رابطه زیر به دست می‌آید:

چگالنده، کار لازم برای کمپرسور، ضریب عملکرد چرخه، تعداد ردیف‌های لازم تبخیرکننده و چگالنده و دبی جرمی مبرد ارائه شده است.

نتایج نشان می‌دهند که در یک دور مشخص کمپرسور، با افزایش جرم مبرد، حرارت گرفته شده در تبخیرکننده و در نتیجه ضریب عملکرد سیکل، افزایش می‌یابد. وقتی سرعت دوران کمپرسور افزایش یابد، ظرفیت تبخیرکننده افزایش یافته ولی ضریب عملکرد چرخه (COP) کاهش می‌یابد؛ اما مقدار افزایش کار کمپرسور بیشتر از افزایش ظرفیت تبرید خواهد بود. در سرعت معلوم کمپرسور، با افزایش مقدار جرم مبرد، مقدار ظرفیت تبرید نیز افزایش می‌یابد.

اما وقتی جرم مبرد بسیار زیاد شود، ضریب عملکرد چرخه، (COP) سیر نزولی خواهد یافت. این حقیقت را می‌توان از تعریف COP که نسبت ظرفیت تبرید به کار کمپرسور است نیز استنباط کرد.

در واقع افزایش ظرفیت تبرید ناشی از افزایش دبی جرمی مبرد در اثر تغییر کیفیت مبرد ورودی به تبخیرکننده و افزایش فشار تبخیرکننده است. با افزایش فشار، فشار چگالنده افزایش یافته و در نتیجه کار کمپرسور افزایش می‌یابد تا ۱۰ درصد شارژ اضافی، مقدار افزایش کار کمپرسور

۴- کیفیت مبرد ورودی به تبخیرکننده طوری اصلاح می‌شود که آنتالپی مبرد ورودی به آن برابر آنتالپی مبرد خروجی از شیر انبساط شود.

### نتایج شبیه‌سازی

در جدول ۱، نتایج شبیه‌سازی کل چرخه تبرید به روش این مقاله با نتایج تجربی مقایسه شده‌اند و بیشترین خطا در حدود ۷ درصد بوده است [۱۱].

با نوشتن برنامه رایانه‌ای و انجام حل عددی و سعی و تکرار، دبی جرمی چرخه، ظرفیت تبرید تبخیرکننده، ظرفیت تبادل حرارتی چگالنده، کار کمپرسور، ضریب عملکرد سیکل، خواص ترمودینامیکی مبرد در همه نقاط چرخه، تعداد ردیف‌های تبخیرکننده و چگالنده با ابعاد معلوم به دست می‌آیند. نتایج برای دمای هوای ورودی چگالنده و تبخیرکننده به ترتیب  $35^{\circ}\text{C}$  و  $27^{\circ}\text{C}$ ، رطوبت نسبی ۵۰ درصد، دبی حجمی هوای عبوری معادل  $0.088\text{ m}^3/\text{s}$ ، سرعت هوا  $5\text{ m/s}$  و دور کمپرسور  $2000\text{ rpm}$ ، مافوق گرم شدن  $5^{\circ}\text{C}$  و مادون سرد شدن  $5^{\circ}\text{C}$  مبرد، با حرارت  $5/7\text{ KW}$  برای تبخیرکننده، طبق جدول ۲ به دست آمده‌اند. همچنین برای حرارت  $3/7\text{ KW}$  برای تبخیرکننده، جدول ۳ مقادیر محاسبه شده انتقال حرارت در تبخیرکننده و

جدول ۱- مقایسه نتایج تجربی با مدل

شرایط طراحی			
Rh=۵۰%	$T_{\text{aic}}=30^{\circ}\text{C}$	$V_a=0.142\text{ m}^3/\text{s}$	تبخیرکننده
n=۱۸۰۰rpm	$u_a=5\text{ m/s}$	$T_{\text{aic}}=30^{\circ}\text{C}$	چگالنده
$\Delta T_{\text{Sh}}=10^{\circ}\text{C}$		$\Delta T_{\text{SC}}=0^{\circ}\text{C}$	
درصد خطا	نتایج شبیه‌سازی	نتایج تجربی	نتایج
۵/۳۵	۵۳۰	۵۶۰	$G_r\text{ (g)}$
۰	۱۶۰	۱۶۰	$G_r\text{ (kg/s)}$
۱/۱	۰/۰۸۷	۰/۰۸۸	Pe(kpa)
۳/۱	۱/۳۱	۱/۲۷	Pc(Mpa)
۲/۳	۸/۸	۸/۶	Taoc ( $^{\circ}\text{C}$ )
۶/۸	۲/۷	۲/۹	Wc (kw)
۰/۷	۶/۳	۶/۲۵۶	Qe (kw)
۶/۱	۸/۴۱۵	۸/۹۶۶	Qc (kw)
۵/۵	۲/۲۸	۲/۱۶	$\beta$

جدول ۲- مدل‌سازی با ۵/۷ kw حرارت تلف شده

$T_{oe}$	$P_{oe}$	$T_{ie}$	$P_{ie}$	تبخیرکننده
۲/۹۱۲ °C	۲۲/۷۵ kpa	۰/۲۳۹ °C	۲۹۲/۷۵ kpa	
$T_{oe}$	$P_{oe}$	$T_{ie}$	$P_{ie}$	چگالنده
۴۶/۲۳ °C	۱۵۹۳ kpa	۹۲/۹۶ °C	۱۶۲۱/۴ kpa	
۵/۷۰۴ kw		انتقال حرارت در تبخیرکننده		
۸/۴۴۵ kw		انتقال حرارت در چگالنده		
۲/۷۴۵ kw		مقدار کار مورد نیاز کمپرسور		
۲/۰۸		ضریب عملکرد سیکل		
۷-۱۱		تعداد ردیف تبخیرکننده		
۱۱-۶-۳-۲-۱-۱		تعداد ردیف چگالنده		
۰/۰۴۱۸ m <sup>3</sup> /s		دبی حجمی مبرد		
۰/۵۴۱ kg		جرم مبرد		
۰/۳۷		کیفیت مبرد در تبخیرکننده		
۱۶۲۴ kpa		فشار تخلیه کمپرسور		

جدول ۳- مدل‌سازی با ۳/۷ kw حرارت تلف شده

شرایط طراحی				
هوا				
$U_a$	$T_{aic}$	$V_a$	$Rh$	$T_{aie}$
۵ m/s	۳۵ °C	۰/۰۸۸ m <sup>3</sup> /s	۰/۵	۲۷ °C
اتلاف حرارت				
$Q_a=۳/۷kw$				
نتایج				
$T_{oe}$	$P_{oe}$	$T_{ie}$	$P_{ie}$	تبخیرکننده
۳/۸۲۶ °C	۲۷۰ kpa	۰/۶۷۲ °C	۳۰۰ kpa	
$T_{oe}$	$P_{oe}$	$T_{ie}$	$P_{ie}$	چگالنده
۵۳/۵ °C	۱۵۱۸ kpa	۸۹/۸۶ °C	۱۵۳۱/۳ kpa	
۳/۷۶۶ kw		انتقال حرارت در تبخیرکننده		
۶/۵۱۶ kw		انتقال حرارت در چگالنده		
۲/۸۱۶ kw		مقدار کار مورد نیاز کمپرسور		
۱/۳۳۷		ضریب عملکرد سیکل		
۹-۷		تعداد ردیف تبخیرکننده		
۱۰-۶-۴-۲-۲		تعداد ردیف چگالنده		
۰/۵۲۲ m <sup>3</sup> /s		دبی حجمی مبرد		
۰/۰۴۵ kg		جرم مبرد		
۰/۳۸		کیفیت مبرد در تبخیرکننده		
۱۵۴۳/۴ kpa		فشار تخلیه کمپرسور		



داد. بنابراین در حالتی که ابعاد چگالنده حدود ۹۰ درصد ابعاد آن در شرایط استاندارد باشد، عملکرد، فضای اشغال شده و بهترین وضعیت هزینه را خواهند داشت.

همچنین با در نظر گرفتن چگالنده بزرگتر نیز ظرفیت تبرید افزایش می‌یابد. البته در این دو حالت مقدار افزایش ظرفیت تبرید و ضریب عملکرد بیشتر به دور کمپرسور بستگی دارد تا به جرم مبرد، یعنی با افزایش دور کمپرسور، ظرفیت تبرید  $Q_e$  و ضریب عملکرد COP بیشتر افزایش می‌یابد. علاوه بر این با کاهش دمای هوای ورودی به چگالنده نیز ضریب عملکرد چرخه افزایش می‌یابد. با افزایش سرعت هوای عبوری از چگالنده حرارت دفع شده در چگالنده بیشتر می‌شود.

#### نتیجه‌گیری

برای ضریب انتقال حرارت کلی و افت فشار بر تبخیرکننده ورقه‌ای با استفاده از نتایج تجربی به دست آمده، برنامه‌ای رایانه‌ای برای تبخیرکننده نوشته شده است. برنامه رایانه‌ای دیگری نیز برای تحلیل چگالنده جریان موازی، به کمک روابط تجربی نوشته و مشاهده شد که ظرفیت چگالش پیشنهاد شده با داده‌های تجربی انطباق دارند. سپس برنامه رایانه‌ای برای کل چرخه تبرید با استفاده از تحلیل هر قسمت سیکل نوشته شد و چگالنده و تبخیرکننده مناسب برای هر مقدار بار برودتی محاسبه شده است که نشان می‌دهد ۱۰ درصد شارژ اضافی موجب حالت بهینه ضریب عملکرد (COP) می‌شود.

و همچنین افزایش ظرفیت تبرید تقریباً یکسان هستند و تغییری قابل ملاحظه در COP دیده نمی‌شود. اما وقتی که مقدار شارژ اضافی بیشتر از ۱۰ درصد شود، مقدار افزایش کار کمپرسور بیشتر از افزایش ظرفیت تبرید خواهد شد، لذا COP کاهش می‌یابد. بنابراین در شرایط داده شده طراحی، ۱۰ درصد شارژ اضافی را در نظر می‌گیریم.

با تغییر ابعاد چگالنده نیز ظرفیت تبرید با توجه به دور کمپرسور تغییر خواهد کرد. با کاهش ابعاد چگالنده، ظرفیت چگالش کاهش می‌یابد در حالی که فشار چگالنده زیاد می‌شود.

چون افزایش فشار چگالنده به ازدیاد کیفیت مبرد ورودی به تبخیرکننده منجر می‌شود، ظرفیت تبرید کاهش خواهد یافت. وقتی سرعت کمپرسور زیاد شود، حتی با ابعاد چگالنده ممکن است کاهش ظرفیت تبرید کاهش نیابد. طبق بررسی انجام شده، این حالت برای سرعت کمپرسور بیشتر از ۱۵۰۰ rpm و ابعاد چگالنده کوچکتر از ۹۰ درصد اتفاق می‌افتد. در سرعت بالای کمپرسور، مقدار افزایش فشار چگالنده در اثر کاهش ابعاد آن بیشتر از حالتی است که سرعت کمپرسور کمتر است.

بررسی اثر ابعاد چگالنده روی COP بر حسب سرعت کمپرسور نشان می‌دهد که ازدیاد ابعاد چگالنده به شروع ازدیاد COP منجر می‌شود. چگالنده بزرگتر به معنی فشار کمتر چگالنده و لذا کاهش کار کمپرسور است.

وقتی ابعاد چگالنده کوچک شود، ظرفیت تبرید و ضریب عملکرد COP در دمای هوای ورودی ثابت کاهش و فشار چگالنده افزایش می‌یابد که کار کمپرسور را افزایش خواهد



## منابع

- [1] Sunden B. & Shah R.K., *Compact Heat Exchangers*, 2007.
- [2] Kays, london, *Compact Heat Exchanger*, 1975.
- [3] Davis G.L., Chianese Jr.F. & Scott T.C., "Computer simulation of automotive air conditioning", Society of automotive Engineers, 1972.
- [4] Kyle D.M., Mei V.C. & Chen F.C., "An automobile air conditioning design model", Society of Automotive Engineers, 1993.
- [5] Sahnoun A. & Webb R.L., "Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 114, pp. 893-900, 1992.
- [6] Webb R.L., Chang Y.J. & Wang C.C., "Heat transfer and friction correlations for the louver fin geometry", J. Mech E, C496/: 081: 533-41, 1995.
- [7] Castro F., Tinaut F.V. & Rahman Ali A.A., "Automotive evaporator and condenser modeling", Society of Automotive engineers, 1993.
- [8] Anon, *Refrigeration technical data*, Japan Refrigeration Association, 1986.
- [9] Kakac S., Shah R.K. & Aung W., *Handbook of single-phase convective heat transfer*, John wiley and sons, Inc., 1987.
- [10] Dohoy J. & Dennis N., "Numerical modeling of cross flow compact heat exchanger with louvered fins using thermal resistance concept", The Journal of University of Michigan, 2002.
- [11] Sunden B., *International Journal of Heat Exchangers*, Volume VIII, 2007.