

بررسی عملکرد سیکل تبرید با اکونومایزر و تعیین شرایط بهینه اکونومایزر

فضل الله اسکندری منجیلی^۱، میلاد نوری^۲

^۱استادیار، دانشگاه بوعلی سینا؛ eskandari_m2@yahoo.com
^۲دانشجوی کارشناسی، دانشگاه بوعلی سینا؛ milad85me@gmail.com

چکیده

در این تحقیق سعی شده است که مسئله‌ی استفاده از اکونومایزر در سیکل تبرید تراکمی به منظور کاهش بازگشت ناپذیری و بهبود راندمان مورد بررسی قرار گیرد. لذا، مدل ترمودینامیکی سیکل بر مبنای بالانس جرمی، انرژی و انرژئ برای مبردهای R22 و R134a تهیه گردیده و تغییرات بازگشت ناپذیری (تخریب انرژئ) و ضریب عملکرد مورد بررسی قرار گرفته است و فشار بهینه اکونومایزر به دو روش حداکثر نمودن ضریب عملکرد و حداقل نمودن بازگشت ناپذیری محاسبه گردیده است. از جمله نتایج جالب مدلسازی انجام شده این است که نقطه بهینه سیکل براساس قوانین اول و دوم ترمودینامیک یکسان بوده و استفاده از اکونومایزر تاثیر بیشتری در بهبود کارایی سیکل تبریدی که مبرد آن R134a است، خواهد داشت. سپس تاثیر دمای کندانسور بر عملکرد سیکل و فشار بهینه آن مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج حاکی از آن است که هرچه اختلاف دمای کندانسور و اواپراتور افزایش یابد، استفاده از اکونومایزر تاثیر بیشتری در بهبود کارایی سیکل تبرید ساده خواهد داشت. در ادامه به کمک آنالیز انرژئ نقش تک تک اجزاء در میزان ناکارآمدی‌های سیکل مورد مطالعه قرار گرفته است و نشان داده شده است که نقش اصلی در کاهش بازگشت ناپذیری سیکل را اکونومایزر ایفا می‌کند.

کلمات کلیدی: سیکل تبرید تراکمی دو مرحله‌ای، فشار بهینه اکونومایزر، آنالیز انرژئ، R22، R134a.

مقدمه

امروزه با جدی‌تر شدن مسئله‌ی انرژی و تامین آن و اثرات مخرب مصرف بالای انرژی، بهبود راندمان تجهیزات صنعتی یکی از اصلی‌ترین اهداف محققان و طراحان می‌باشد، صنعت تبرید هم از این امر مستثنی نبوده و بهبود کارایی همراه با کاهش مصرف برق یکی از اهداف اصلی این صنعت می‌باشد. حدود ۱۵ درصد از الکتریسیته تولیدی جهان در صنعت تبرید که شامل سیستم‌های سرمایشی و تهویه مطبوع است مصرف می‌شود [۱]. جهت کاهش انرژی مصرفی سیکل‌های تبرید، در مواردی که اختلاف فشار و دما بین کندانسور و اواپراتور زیاد است از سیکل‌های تبرید تراکمی چند مرحله‌ای استفاده می‌شود [۲]. تاکنون تلاش‌های بسیاری در جهت تحلیل و بهینه‌سازی سیستم‌های سرمایشی و پمپ‌های حرارتی چند مرحله‌ای صورت پذیرفته که بخشی از این تحلیل‌ها براساس قانون اول ترمودینامیک و بخشی دیگر براساس قوانین اول و دوم ترمودینامیک صورت پذیرفته‌اند. عملکرد مطلوب سیکل‌های تبرید (یا پمپ‌های حرارتی) دو مرحله‌ای وابسته به فشار میانی (فشار اکونومایزر) سیکل بوده و پارامتر اصلی طراحی این سیکل‌ها محسوب می‌شود [۳]. دامنسکی [۴]، دمای میانی بهینه سیکل تبرید دو مرحله‌ای را تعیین کرد و نشان داد که دمای بهینه تقریباً برابر با

میانگین دما در کندانسور و اواپراتور است. وی مبردهای زیادی را در شرایط عملیاتی یکسان مورد مطالعه قرار داد، اما تحلیل او تنها براساس قانون اول ترمودینامیک بود. زبیر، یعقوب و خان در [۵]، فشار میانی بهینه سیکل را برای مبرد R134a بر اساس حداکثر نمودن ضریب عملکرد یافتند، آنها نشان دادند که فشار بهینه سیکل تقریباً برابر با فشار اشباع متناظر با میانگین دماهای کندانسور و اواپراتور است. در تحلیل آنها، دمای اواپراتور برابر با ۳۰- درجه سلسیوس بود و دمای کندانسور نیز بین ۴۰ تا ۷۰ درجه سلسیوس تغییر می‌کرد، راندمان آیزنتروپیک کمپرسور و افت فشار در خط مکش، کندانسور و اواپراتور نیز در نظر گرفته شده بود. آنها همچنین نشان دادند که بازگشت ناپذیری سیکل زمانی که دمای میانی سیکل تقریباً برابر با میانگین دماهای کندانسور و اواپراتور است به حداقل می‌رسد. پرابت و همکارش در [۶]، سیکل تبرید دو مرحله‌ای را بر مبنای آنالیز انرژئ مورد مطالعه قرار دادند، در تحلیل آنها دمای کندانسور و اواپراتور به ترتیب، از ۲۹۸ تا ۳۰۸ کلوین و ۲۳۸ تا ۲۲۸ کلوین تغییر می‌کرد. آنها دریافتند که هر چه اختلاف دمای کندانسور و محیط و یا اواپراتور و فضای سرد شونده افزایش یابد، بازگشت ناپذیری بیشتر خواهد بود. به هرحال، آنها فشار بهینه سیکل را براساس آنالیز انرژئ تعیین نکردند. براون و همکارش در [۷]، دمای میانی بهینه را برای مبرد R134a با به حداقل رساندن تولید آنتروپی تعیین کردند. ارورا و همکارش در [۸]، آنالیز انرژی و انرژئ سیکل تبرید دو مرحله‌ای را برای مبردهای R22، R410A و R717 انجام داده و نشان دادند که دمای بهینه سیکل براساس حداکثر ضریب عملکرد و حداکثر راندمان قانون دوم سیکل یکسان بوده و تقریباً برابر با میانگین دماهای تقطیر و چگالش است. آنها تاثیر فوق گرمایش مبرد در خط مکش، زیر سرمایش مبرد در خروجی کندانسور و راندمان آیزنتروپیک کمپرسور را بر نقطه بهینه سیکل مورد بررسی قرار دادند. در این مقاله هماهنگ با دیگر تحقیقات صورت گرفته در زمینه بهینه‌سازی سیکل‌های تبرید، سعی شده است که بررسی جامع‌تری در مورد سیکل‌های تبرید تراکمی دو مرحله‌ای صورت گیرد و با ارائه یک نرم-افزار کامپیوتری فشار بهینه اکونومایزر براساس قوانین اول و دوم ترمودینامیک، برای مبردهای R22 و R134a محاسبه گردیده و تاثیر دمای کندانسور نیز بر فشار بهینه و عملکرد سیکل مورد بررسی قرار گرفته و در نهایت یک عبارت کلی بی بعد برای فشار بهینه ارائه گردد. سپس نقش اکونومایزر در کاهش نرخ تخریب انرژئ سیکل ساده مورد بررسی قرار گرفته و تخریب انرژئ در اجزای این دو سیکل با هم مقایسه گردیده و سهم هر یک از اجزاء سیکل از کل تخریب انرژئ سیکل تعیین گردیده است.

سیکل تبرید تراکمی دو مرحله‌ای

در شکل‌های ۱ و ۲، به ترتیب شمایی از یک سیکل تبرید تراکمی دو مرحله‌ای و نمودار فشار بر حسب آنتالپی این سیکل مشاهده می‌شود. اجزای اصلی این سیکل شامل کمپرسور فشار پایین، کمپرسور فشار بالا، کندانسور، اواپراتور، فلاش تانک و شیرهای انبساطی می‌شود (به مجموعه فلاش تانک و شیرهای انبساطی اکونومایزر گفته می‌شود). در این سیکل مبرد از حالت ۱، توسط کمپرسور فشار پایین از فشار اواپراتور تا فشار میانی (فشار اکونومایزر) متراکم شده (حالت ۲) و پس از اختلاط با بخار هدایت شده از فلاش تانک (حالت ۹)، وارد کمپرسور فشار بالا می‌شود (حالت ۳). بخار سوپرهیت با فشار بالا از کمپرسور فشار بالا خارج شده (حالت ۴) و وارد کندانسور می‌شود. بخار تقطیر شده در کندانسور (حالت ۵) در شیر انبساطی اول تا فشار میانی سیکل منبسط می‌شود (حالت ۶). در فلاش تانک، مخلوط مایع و بخار از هم جدا شده و بخش مایع آن (حالت ۷) با گذر از شیر انبساطی دوم تا فشار اواپراتور منبسط می‌شود (حالت ۸). مبرد در اواپراتور حرارت را از فضای سرد شونده جذب کرده و سیکل کامل می‌شود. ملاحظه می‌گردد که طراحی سیکل با اکونومایزر به شکلی است که از هر دو مزیت: ۱- استفاده از فلاش تانک برای افزایش کارایی اواپراتور و ضریب عملکرد، ۲- استفاده از میان سردکن برای کاهش کار کمپرسور و بالطبع بهبود ضریب عملکرد، استفاده می‌نماید.

مدلسازی کامپیوتری

در مدل کامپیوتری تهیه شده ابتدا مفروضات مسئله برای برنامه معرفی می‌شوند. این مفروضات برای سیکل ساده عبارتند از: فشار (یا دما) در اواپراتور و کندانسور، دبی کل سیکل (یا بار حرارتی اواپراتور)، دمای محیط و دمای فضای سرد شونده. در سیکل با اکونومایزر، زمانی که هدف تعیین فشار (یا دما) بهینه باشد، به کمک همین داده‌های فوق، عملکرد سیکل برای فشارهای (یا دماهای) میانی مختلف مورد بررسی قرار گرفته و فشار (یا دما) بهینه سیکل تعیین می‌شود.

در محاسبه خواص ترمودینامیکی برای مبردهای R22 و R134a، در ناحیه اشباع از معادله واگنر^۱ و در نواحی تک فاز از معادله پنگ-رابینسون^۲ از سری معادلات حالت مکعبی^۳ استفاده شده است [۹ و ۱۰].

بعد از محاسبه خواص ترمودینامیکی در نقاط مختلف سیکل، به کمک معادلات ترمودینامیکی که در ادامه خواهند آمد، خروجی‌های برنامه محاسبه می‌شوند. خروجی‌های برنامه عبارتند از: بار حرارتی اواپراتور (یا دبی کل سیکل)، قدرت مورد نیاز کمپرسور، ضریب عملکرد سیکل، نرخ تخریب انرژی در اجزای سیکل، انرژی محصول و راندمان قانون دوم سیکل.

در مدل‌سازی صورت گرفته، سیکل‌ها ایده‌آل در نظر گرفته شده‌اند و از افت فشار در تجهیزات صرف نظر گردیده و تراکم در کمپرسور نیز به صورت آیزنتروپیک در نظر گرفته شده است.

تحلیل سیکل تبرید تراکمی دو مرحله‌ای

در ذیل تحلیل ترمودینامیکی سیکل به کمک بقای جرم، بقای انرژی و بالانس انرژی انجام می‌شود.

بالانس انرژی

با به کارگیری موازنه انرژی برای اجزای سیکل، دبی جرمی بخش‌های فشار پایین و فشار بالای سیکل و همچنین میزان انتقال حرارت و کار در اجزای مختلف سیکل بدست می‌آید.

بالانس انرژی برای اواپراتور دبی جرمی بخش کم فشار را می‌دهد، اگر ظرفیت تبرید مشخص باشد، دبی جرمی بخش کم فشار برابر است با:

$$\dot{m}_{ipc} = \frac{\dot{Q}_e}{h_1 - h_8} \quad (1)$$

از بالانس جرمی برای فلاش تانک، دبی جرمی بخش پرفشار بدست می‌آید. دبی جرمی بخش پرفشار برابر است با:

$$\dot{m}_{hpc} = \frac{\dot{m}_{ipc}}{1 - x_6} \quad (2)$$

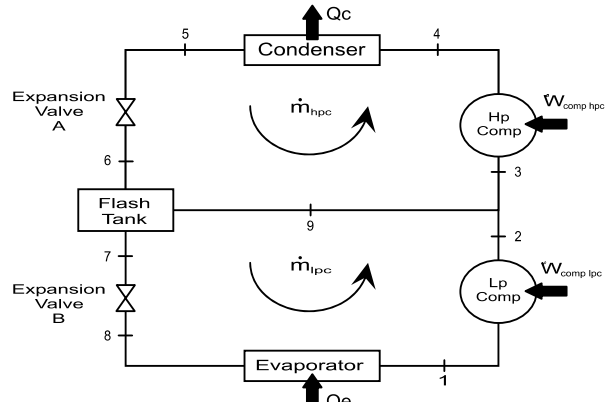
در رابطه فوق x_6 ، کیفیت مخلوط اشباع در حالت ۶ است.

از بالانس جرمی و انرژی در محل اختلاط بین کمپرسورهای فشار بالا و فشار پایین، آنتالپی حالت ۳ بدست می‌آید:

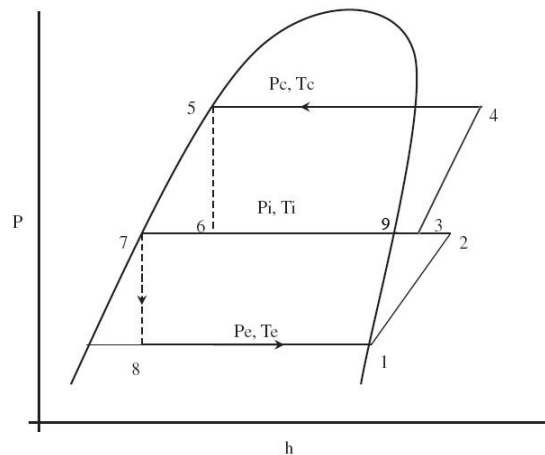
$$h_3 = \frac{\dot{m}_{ipc} h_2 + (\dot{m}_{hpc} - \dot{m}_{ipc}) h_9}{\dot{m}_{hpc}} \quad (3)$$

ضریب عملکرد سیکل عبارت است از:

$$COP_{ts} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{comp-lpc} + \dot{W}_{comp-hpc}} \quad (4)$$



شکل ۱: شماتیک سیکل تبرید تراکمی دو مرحله‌ای



شکل ۲: نمودار فشار بر حسب آنتالپی سیکل تبرید تراکمی دو مرحله‌ای

¹ Wagner Equation

² Peng-Robinson

³ Cubic Equations of State

سیکل: تخریب انرژی سیکل برابر است با مجموع تخریب انرژی اجزای سیکل و از رابطه زیر بدست می‌آید.

$$\dot{E}D_{total} = \dot{E}D_e + \dot{E}D_c + \dot{E}D_{eco} \quad (12)$$

در سیکل تبرید دو مرحله‌ای، انرژی محصول عبارت است از انرژی بار سرمایشی در اواپراتور و از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\dot{E}P = \dot{Q}_e \left| 1 - \frac{T_0}{T_{cold}} \right| \quad (13)$$

راندمان قانون دوم سیکل به صورت نسبت انرژی محصول به انرژی ورودی به سیکل که همان توان مصرفی کمپرسورهای فشار بالا و فشار پایین است تعریف می‌شود و از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\eta_{2ndlaw} = \frac{\dot{Q}_e \left| 1 - \frac{T_0}{T_{cold}} \right|}{\dot{W}_{comp-lpc} + \dot{W}_{comp-hpc}} = cop_{ts} \left| 1 - \frac{T_0}{T_{cold}} \right| \quad (14)$$

تعیین فشار بهینه اکونومایزر

در ذیل برای برآورد عملکرد سیکل مورد نظر، ضریب عملکرد و نرخ تخریب انرژی با مقادیر مشابه سیکل ساده مورد مقایسه قرار گرفته است. برای این منظور پارامترهای معمول زیر تعریف شده‌اند:

$$cop_n = \frac{cop_{ts}}{cop_{ss}} \quad (15)$$

$$\dot{E}D_n = \frac{\dot{E}D_{ts}}{\dot{E}D_{ss}} \quad (16)$$

$$\eta_{2ndlaw,n} = \frac{\eta_{2ndlaw,ts}}{\eta_{2ndlaw,ss}} \quad (17)$$

در روابط فوق اندیس 'ts' مربوط به سیکل دو مرحله‌ای و اندیس 'ss' مربوط به سیکل ساده است. برای مقایسه شرایط زیر در نظر گرفته شده است:

ظرفیت تبرید ثابت و برابر با ۲۰ کیلو وات فرض شده است. دمای اواپراتور برابر با ۲۵- درجه سلسیوس و دما در کندانسور نیز ۳۰، ۴۰ و ۵۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است. همچنین فرض شده است که دمای محیط و دمای فضای سرد شونده به ترتیب برابر با ۲۵ و ۱۵- درجه سلسیوس باشند. جهت تعیین فشار بهینه سیکل، پارامتر فشار نسبی اکونومایزر که یک کمیت بی بعد است به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\beta = \frac{P_{eco} - P_e}{P_c - P_e} \quad (18)$$

در این رابطه P_c و P_{eco} و P_e به ترتیب فشار تبخیر در اواپراتور، فشار میانی سیکل و فشار چگالش در کندانسور هستند.

در شکل‌های ۳، ۴ و ۵ ضریب عملکرد و بازگشت ناپذیری سیکل تبرید دو مرحله‌ای با سیکل ساده در فشارهای میانی متفاوت برای مبردهای R22 و R134a مقایسه شده است. مشاهده می‌شود که استفاده از اکونومایزر موجب افزایش ضریب عملکرد و کاهش بازگشت ناپذیری گردیده و عملکرد سیکل مورد نظر همواره بهتر از سیکل ساده می‌باشد حتی در شرایط متفاوت از نقطه بهینه.

از جمله نتایج جالبی که از نمودارهای مذکور بدست می‌آید این است که نقطه بهینه سیکل برای هردو مبرد براساس حداکثر ضریب عملکرد و حداقل بازگشت ناپذیری یکسان است، به عبارت دیگر نقطه بهینه سیکل براساس آنالیزهای انرژی و انرژی نتایج یکسانی خواهد داشت.

با انجام بالانس انرژی برای کمپرسورها، توان مصرفی هر یک از آنها بدست آمده و ضریب عملکرد سیکل به صورت زیر بیان می‌شود:

$$cop_{ts} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}_{lpc}(h_2 - h_1) + \dot{m}_{hpc}(h_4 - h_3)} \quad (5)$$

بالانس انرژی

تحلیل انرژی یک ابزار نیرومند ترمودینامیکی در بررسی سیستم‌های انرژی است. تحلیل انرژی ما را قادر می‌سازد تا محل، دلیل و مقدار واقعی هدر رفتن منابع انرژی را به خوبی شناسایی کنیم. از این اطلاعات می‌توان برای طراحی سیستم‌های جدید با بازده انرژی بالاتر و همچنین برای بهبود سیستم‌های موجود استفاده کرد [۱۱]. زمانی که انرژی‌های پتانسیل و جنبشی قابل صرف نظر باشند، انرژی جریان به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (6)$$

در این رابطه e ، انرژی جریان به ازای واحد جرم بوده و اندیس صفر مربوط به حالت محیطی با انرژی جنبشی صفر است که حالت مرده نامیده می‌شود.

بالانس انرژی برای یک حجم کنترل دلخواه عبارت است از [۱۱]:

$$\sum \dot{E}_{xi} - \sum \dot{E}_{xo} + \dot{Q}(1 - \frac{T_0}{T}) - \dot{W} - \dot{E}D = 0 \quad (7)$$

پانویس‌های "i" و "o" به ترتیب بیانگر شرایط ورودی به حجم کنترل و خروجی از آن است.

در رابطه فوق دو جمله اول به ترتیب نرخ انرژی ورودی و نرخ انرژی خروجی بوسیله جریان هستند و با رابطه زیر بیان می‌شوند:

$$\dot{E}_x = \dot{m}e = \dot{m}[h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (8)$$

جملات سوم و چهارم به ترتیب بیانگر نرخ انتقال انرژی به وسیله انتقال حرارت و کار مکانیکی هستند. جمله آخر نیز تخریب انرژی در حجم کنترل است.

تخریب انرژی در هر یک از اجزاء سیکل، از معادلات (۹) الی (۱۱) بدست می‌آید.

اواپراتور:

$$\dot{E}D_e = \dot{E}_{x8} + \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_{cold}} \right) - \dot{E}_{x1} \quad (9)$$

$$= \dot{m}_{lpc}[h_8 - h_1 - T_0(s_8 - s_1)] + \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_{cold}} \right)$$

کندانسور:

$$\dot{E}D_c = \dot{E}_{x4} - \dot{E}_{x5} \quad (10)$$

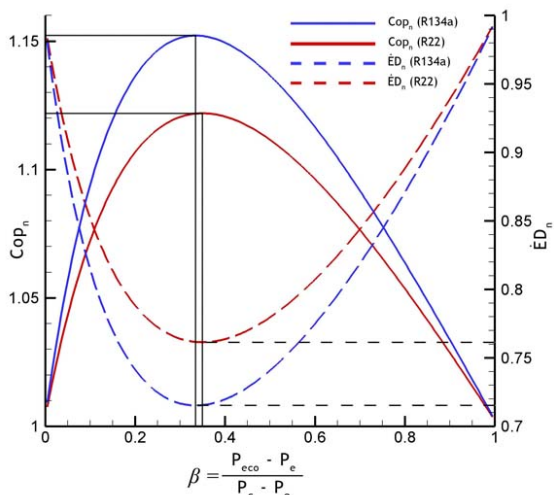
$$= \dot{m}_{hpc}[h_4 - h_5 - T_0(s_4 - s_5)]$$

اکونومایزر: در محاسبه تخریب انرژی در اکونومایزر، علاوه بر تخریب انرژی در فلاش تانک و شیرهای انبساطی، تخریب انرژی به واسطه اختلاط دو جریان سرد و گرم قبل از ورود به کمپرسور فشار بالا نیز در نظر گرفته شده است.

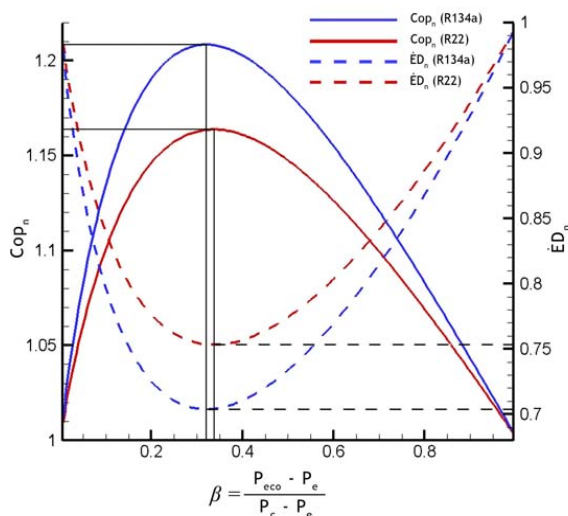
$$\begin{aligned} \dot{E}D_{eco} &= \dot{E}D_{valves} + \dot{E}D_{FT} + \dot{E}D_{mix} \\ &= (\dot{E}_{x2} + \dot{E}_{x5}) - (\dot{E}_{x3} + \dot{E}_{x8}) \\ &= \dot{m}_{hpc}[h_5 - h_3 - T_0(s_5 - s_3)] \\ &\quad + \dot{m}_{lpc}[h_2 - h_8 - T_0(s_2 - s_8)] \end{aligned} \quad (11)$$

استفاده از اکونومایزر در شرایط بهینه سیکل (شکل ۵ یا جدول ۳) ضریب عملکرد را تا ۲۸.۵ درصد افزایش و بازگشت ناپذیری را تا ۳۳ درصد کاهش خواهد داد. می‌توان چنین نتیجه گرفت که جهت کاهش انرژی مصرفی سیکل‌های تبرید در مواردی که اختلاف دما (یا فشار) بین کندانسور و اواپراتور زیاد است، بهتر است که اکونومایزر در سیکل مورد استفاده قرار گیرد.

در محدوده مورد مطالعه، فشار نسبی بهینه سیکل برای مبرد R22 در محدوده ۰.۳۲ تا ۰.۳۵ و برای مبرد R134a در محدوده ۰.۳۰ الی ۰.۳۴ قرار می‌گیرد. با افزایش دمای کندانسور دیده می‌شود که هم برای R22 و هم برای R134a فشار نسبی بهینه کاهش می‌یابد، اما این مقدار چندان قابل توجه نیست. به عنوان مثال، برای R22، با افزایش دمای کندانسور از ۳۰ درجه سلسیوس تا ۵۰ درجه سلسیوس، فشار نسبی بهینه از ۰.۳۴۸ تا ۰.۳۲۹ کاهش خواهد یافت.



شکل ۳: تغییرات ضریب عملکرد و بازگشت‌ناپذیری در مقابل فشار نسبی اکونومایزر برای دو مبرد R22 و R134a جهت تعیین نقطه بهینه سیکل در $T_e = -25^{\circ}C, T_c = 30^{\circ}C$



شکل ۴: تغییرات ضریب عملکرد و بازگشت‌ناپذیری در مقابل فشار نسبی اکونومایزر برای دو مبرد R22 و R134a جهت تعیین نقطه بهینه سیکل در $T_e = -25^{\circ}C, T_c = 40^{\circ}C$

علت این امر را به کمک روابط ترمودینامیکی می‌توان درک کرد. از روابط (۴) و (۱۵) خواهیم داشت:

$$COP_n = \frac{COP_{ts}}{COP_{ss}} = \frac{\dot{Q}_e / \dot{W}_{comp-lpc} + \dot{W}_{comp-hpc}}{\dot{Q}_e / \dot{W}_{comp}} \quad (19)$$

از روابط (۱۴) و (۱۷) نیز خواهیم داشت:

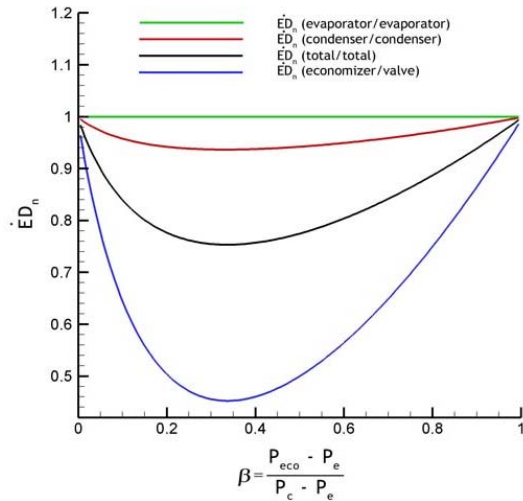
$$\eta_{2ndlaw,n} = \frac{\dot{Q}_e \left| 1 - \frac{T_0}{T_{cold}} \right| / \dot{W}_{comp-lpc} + \dot{W}_{comp-hpc}}{\dot{Q}_e \left| 1 - \frac{T_0}{T_{cold}} \right| / \dot{W}_{comp}} \quad (20)$$

$$= \frac{\dot{Q}_e / \dot{W}_{comp-lpc} + \dot{W}_{comp-hpc}}{\dot{Q}_e / \dot{W}_{comp}}$$

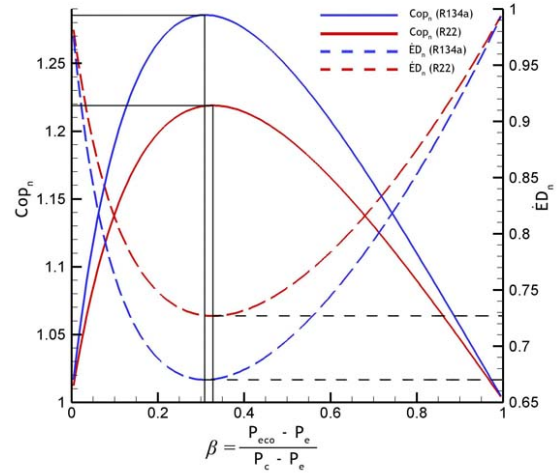
از روابط (۱۹) و (۲۰) مشاهده می‌شود که تغییرات ضریب عملکرد و راندمان قانون دوم سیکل در هر فشار میانی دلخواهی دقیقاً مشابه هم است. در نتیجه حداکثر مقدار ضریب عملکرد و حداکثر مقدار راندمان قانون دوم در یک نقطه اتفاق می‌افتد و نقطه بهینه سیکل براساس قوانین اول و دوم ترمودینامیک یکسان خواهد بود. می‌توان نشان داد که حداکثر مقدار راندمان قانون دوم نیز دقیقاً متنظر با حداقل بازگشت ناپذیری است. در تمامی این نمودارها بار حرارتی که در اواپراتور باید جذب گردد یکسان است و دمای محیط و دمای فضای سرد شونده نیز مقداری ثابت است، بنابراین از رابطه (۱۳) دیده می‌شود که انرژی محصول در هر فشاری از اکونومایزر مقداری ثابت خواهد داشت. با توجه به اینکه انرژی مصرفی سیکل برابر است با مجموع انرژی محصول و بازگشت ناپذیری در سیکل، واضح است که به ازای یک انرژی محصول ثابت، انرژی مصرفی سیکل زمانی حداقل خواهد شد که بازگشت ناپذیری حداقل شود و از رابطه (۱۴) مشخص است که در این حالت راندمان قانون دوم سیکل بیشینه خواهد شد. بنابراین زمانی که راندمان قانون دوم سیکل به حداکثر مقدار خود رسد (در این حالت ضریب عملکرد نیز مقدار بیشینه خود را خواهد داشت)، بازگشت ناپذیری در سیکل حداقل مقدار خود را خواهد داشت. این مسئله در نمودارهای ۳ تا ۵ مشاهده می‌گردد.

جهت مقایسه‌ی مناسب، شرایط نقطه بهینه سیکل در نمودارهای ۳ الی ۵ در جداول ۱ الی ۳ درج گردیده است. دیده می‌شود که استفاده از اکونومایزر تاثیر بیشتری در بهبود کارایی سیکل تبریدی که مبرد آن R134a است در مقایسه با سیکل تبریدی که مبرد آن R22 است خواهد داشت. به عنوان مثال استفاده از اکونومایزر برای سیکلی که دمای کندانسور آن ۴۰ درجه سلسیوس است (شکل ۴ یا جدول ۲)، برای مبرد R22 ضریب عملکرد را در شرایط بهینه تا ۱۶.۳ درصد افزایش و بازگشت ناپذیری را تا ۲۴.۷ درصد کاهش خواهد داد، در حالی که ضریب عملکرد برای مبرد R134a در شرایط بهینه سیکل تا ۲۰.۸ درصد افزایش و بازگشت ناپذیری نیز تا ۲۹.۷ درصد کاهش خواهد یافت.

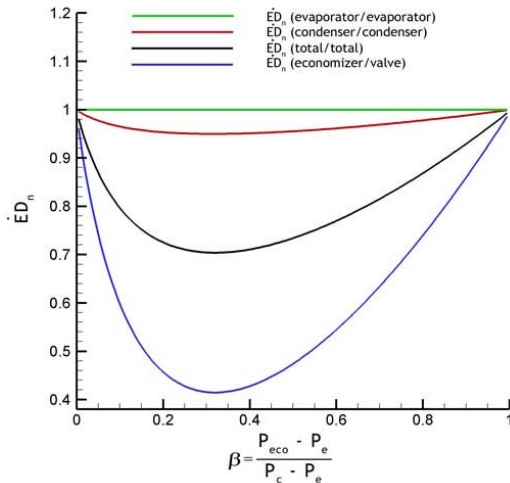
ملاحظه می‌شود که هرچه اختلاف دمای کندانسور و دمای اواپراتور افزایش یابد، کارایی سیکل تبرید دو مرحله‌ای به مراتب از سیکل ساده بیشتر خواهد بود. به عنوان نمونه برای مبرد R134a، استفاده از اکونومایزر برای سیکلی که دمای کندانسور آن ۳۰ درجه سلسیوس است در شرایط بهینه (شکل ۳ یا جدول ۱)، ضریب عملکرد را تا ۱۵.۲ درصد افزایش و بازگشت ناپذیری را تا ۲۸.۵ درصد کاهش خواهد داد. حال اگر دمای کندانسور از ۳۰ درجه سلسیوس به ۵۰ درجه سلسیوس افزایش یابد،



شکل ۶: مقایسه نرخ تخریب اجزای دو سیکل در مقابل فشار نسبی اکونومایزر برای مبرد R22 در $T_e = -25^\circ C, T_c = 40^\circ C$



شکل ۵: تغییرات ضریب عملکرد و بازگشت‌ناپذیری در مقابل فشار نسبی اکونومایزر برای دو مبرد R134a و R22 جهت تعیین نقطه بهینه سیکل در $T_e = -25^\circ C, T_c = 50^\circ C$



شکل ۷: مقایسه نرخ تخریب اجزای دو سیکل در مقابل فشار نسبی اکونومایزر برای مبرد R134a در $T_e = -25^\circ C, T_c = 40^\circ C$

جدول ۱: شرایط نقطه بهینه سیکل در $T_e = -25^\circ C, T_c = 30^\circ C$

مبرد	β_{opt}	$cop_{n,max}$	$\dot{E}D_{n,min}$
R134a	0.335	1.152	0.715
R22	0.348	1.120	0.760

جدول ۲: شرایط نقطه بهینه سیکل در $T_e = -25^\circ C, T_c = 40^\circ C$

مبرد	β_{opt}	$cop_{n,max}$	$\dot{E}D_{n,min}$
R134a	0.318	1.208	0.703
R22	0.334	1.163	0.753

جدول ۳: شرایط نقطه بهینه سیکل در $T_e = -25^\circ C, T_c = 50^\circ C$

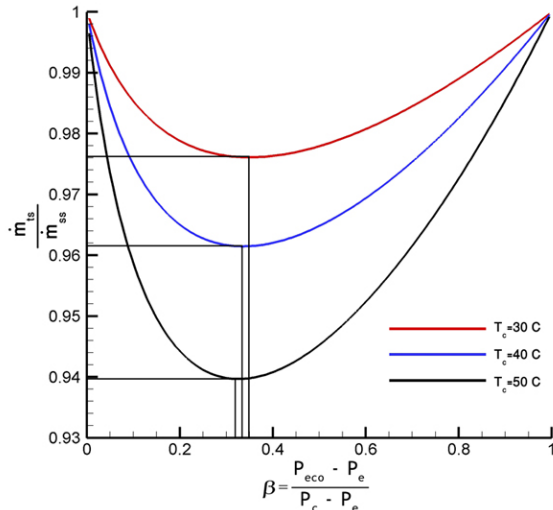
مبرد	β_{opt}	$cop_{n,max}$	$\dot{E}D_{n,min}$
R134a	0.309	1.285	0.670
R22	0.329	1.218	0.726

اصطکاک، انبساط بدون قید (نامحدود)، انتقال گرمای ناشی از اختلاف دمای محدود و اختلاط از جمله مواردی هستند که موجب بازگشت ناپذیری در فرآیندهای ترمودینامیکی می‌شوند.

از شکل‌های ۶ و ۷ دیده می‌شود که ضمن استفاده از اکونومایزر نرخ تخریب اجزای دو سیکل در مقابل تغییر دمای ورودی و این مسئله مستقل از نوع مبرد مورد استفاده می‌باشد. با توجه به اینکه در مدل سازی انجام شده از افت فشار در اواپراتور صرف نظر گردیده است، تنها عاملی که موجب تخریب اجزای دو سیکل در اواپراتور می‌شود همان انتقال حرارت ناشی از اختلاف دما می‌باشد. از طرفی چون که بار حرارتی اواپراتور ثابت و برابر ۲۰ KW در نظر گرفته شده است و اختلاف دمای بین فضای سرد شونده و اواپراتور تغییر نکرده است، واضح است که نرخ تخریب اجزای دو سیکل در اواپراتور نیز تغییری نخواهد کرد.

آنالیز اجزای

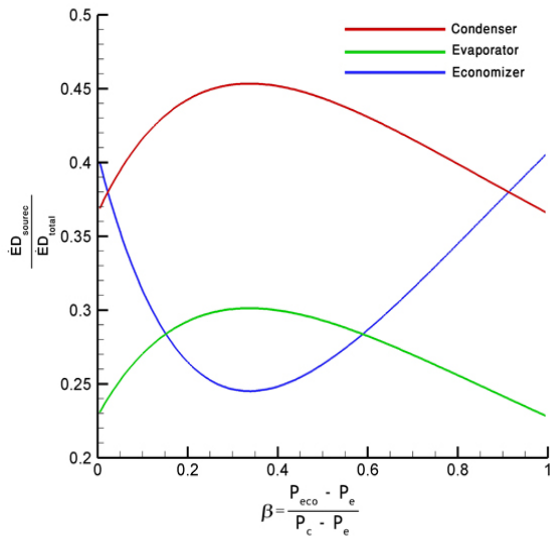
مشاهده گردید که تحلیل‌های انرژی و اجزای دو سیکل در بدست آوردن شرایط بهینه سیکل تطابق کامل دارند، ولی روش دوم دارای توانمندی‌های بیشتری در ارائه یک تحلیل درست از کل سیکل و همچنین تک تک اجزاء آن و تعیین سهم هر یک در میزان ناکارآمدی‌های سیکل می‌باشد. مهمترین پارامتری که در تحلیل اجزای دو سیکل نقش حیاتی را ایفا می‌کند، نرخ تخریب اجزای دو سیکل است. به همین دلیل، در ابتدا نرخ تخریب اجزای دو سیکل تیرید ساده و سیکل تیرید دو مرحله‌ای برای دو مبرد مورد مطالعه، مقایسه شده‌اند (شکل‌های ۶ و ۷). سپس نقش تک تک اجزاء در میزان کل تخریب اجزای دو سیکل، مورد بررسی و مطالعه قرار گرفته و نشان داده شده است که عامل اصلی کاهش تخریب اجزای دو سیکل در مرحله‌ای در مقایسه با سیکل ساده، اکونومایزر است.



شکل ۹: مقایسه دبی جرمی کل دو سیکل در مقابل فشار نسبی اکونومایزر در دما-های کندانسور متفاوت، برای مبرد R134a

حال سهم هر یک از اجزاء از میزان کل تخریب اگزرژی سیکل مورد بررسی قرار می‌گیرد. در نمودارهای ۱۰ و ۱۱، سهم هر یک از اجزای سیکل از کل تخریب اگزرژی در هر فشار میانی دلخواهی، مشاهده می‌شود. در جدول ۴ سهم هر یک از اجزاء سیکل در شرایط بهینه به صورت درصد درج شده است.

برای مبرد R22 سهم اکونومایزر از تخریب اگزرژی از ۴۰ درصد تا ۲۴.۵ درصد در شرایط بهینه سیکل کاهش یافته و برای مبرد R134a نیز سهم اکونومایزر از تخریب اگزرژی از ۴۷ درصد تا ۲۸.۲ درصد در شرایط بهینه سیکل کاهش می‌یابد. از تحلیل‌های فوق می‌توان نتیجه گرفت که عامل اصلی کاهش نرخ تخریب اگزرژی در سیکل دو مرحله‌ای در مقایسه با سیکل ساده، اکونومایزر است.

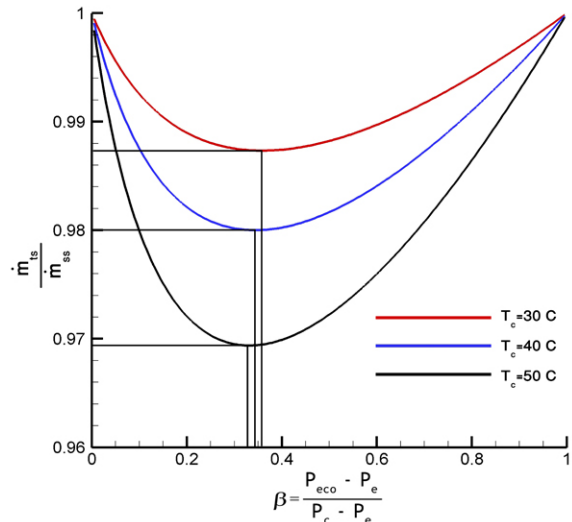


شکل ۱۰: سهم اجزاء سیکل تبرید دو مرحله‌ای از میزان کل تخریب اگزرژی در فشارهای میانی مختلف برای مبرد R22 در $T_c = -25^\circ C, T_e = 40^\circ C$

دیده می‌شود که استفاده از اکونومایزر نرخ تخریب اگزرژی در کندانسور را کاهش می‌دهد. در کندانسور نیز تنها عاملی که موجب تخریب اگزرژی خواهد شد همان انتقال گرمای ناشی از اختلاف دما است. با انجام یک بالانس انرژی برای کل سیکل دیده می‌شود که کل بار حرارتی که در کندانسور دور ریخته می‌شود برابر است با مجموع بار حرارتی که در اواپراتور جذب می‌گردد و توانی که توسط کمپرسورهای فشار بالا و فشار پایین به مبرد داده می‌شود. استفاده از اکونومایزر باعث می‌شود که توانی که توسط کمپرسورهای فشار بالا و فشار پایین به مبرد داده می‌شود کاهش یافته و در نتیجه بار حرارتی که در کندانسور دور ریخته می‌شود کاهش یابد. با کاهش نرخ انتقال حرارت در کندانسور، نرخ تخریب اگزرژی در کندانسور نیز کاهش خواهد یافت، این مقدار برای شرایطی که نمودار-های ۶ و ۷ در آن رسم شده‌اند، برای مبرد R22 حدود ۷ درصد و برای مبرد R134a حدود ۶ درصد خواهد بود.

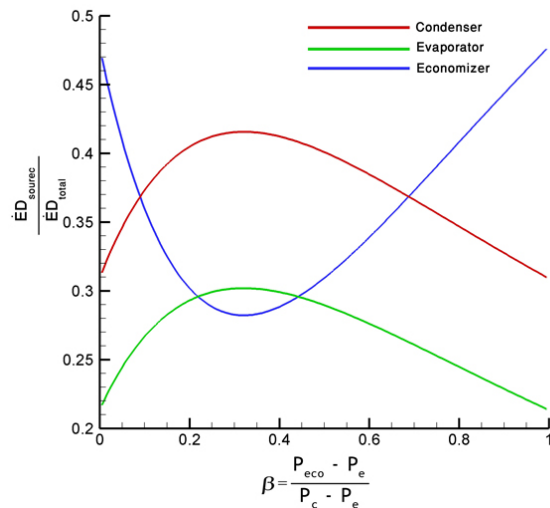
تخریب اگزرژی در اکونومایزر به علت انبساط در دو شیر انبساطی و اختلاط دو جریان سرد و گرم قبل از کمپرسور فشار بالا می‌باشد. مشاهده می‌شود که تخریب اگزرژی در اکونومایزر در مقایسه با جزء معادل خود در سیکل ساده یعنی شیر انبساطی به شدت کاهش یافته، به طوری که در شرایط بهینه خود به کمتر از نصف کاهش می‌یابد. علت این امر را می‌توان در موارد زیر دانست:

- ۱- از نمودارهای ۸ و ۹ دیده می‌شود که دبی کل در سیکل دو مرحله‌ای در مقایسه با سیکل ساده کمتر است و در نتیجه نرخ تخریب اگزرژی نیز کمتر خواهد بود.
- ۲- در سیکل ساده انبساط در یک مرحله صورت می‌گیرد، در حالی که در سیکل دو مرحله‌ای انبساط در دو مرحله صورت گرفته و در مرحله دوم انبساط، تنها بخشی از دبی کل که وارد اواپراتور می‌شود موجب تخریب اگزرژی می‌شود.
- ۳- هرچند که در سیکل دو مرحله‌ای اختلاط جریان‌های سرد و گرم نیز موجب تخریب اگزرژی می‌شود و در سیکل ساده اختلاط نداریم، اما نرخ تخریب اگزرژی به واسطه اختلاط در مقایسه با نرخ تخریب اگزرژی ناشی از انبساط ناچیز می‌باشد.



شکل ۸: مقایسه دبی جرمی کل دو سیکل در مقابل فشار نسبی اکونومایزر در دما-های کندانسور متفاوت، برای مبرد R22

- ۶- با استفاده از اکونومایزر نرخ تخریب انرژی در اواپراتور تغییری نکرده، نرخ تخریب انرژی در کندانسور کاهش یافته و نرخ تخریب انرژی در شیر انبساطی به شدت کاهش خواهد یافت.
- ۷- عامل اصلی کاهش نرخ تخریب انرژی در سیکل دو مرحله‌ای در مقایسه با سیکل ساده، اکونومایزر است.



شکل ۱۱: سهم اجزاء سیکل تبرید دو مرحله‌ای از میزان کل تخریب انرژی در فشارهای میانی مختلف برای مبرد R134a در $T_e = -25^\circ C, T_c = 40^\circ C$

جدول ۴: سهم اجزاء سیکل دو مرحله‌ای از کل تخریب انرژی در شرایط بهینه سیکل برای $T_e = -25^\circ C, T_c = 40^\circ C$

اواپراتور	اکونومایزر	کندانسور	مبرد
30.2	28.2	41.6	R134a
30.1	24.5	45.4	R22

نتیجه‌گیری

در این تحقیق به کمک مدل‌سازی کامپیوتری انجام شده، اثر استفاده از اکونومایزر در سیکل تبرید تراکمی ساده برای دو مبرد R134a و R22 بر اساس قوانین اول و دوم ترمودینامیک مورد مطالعه قرار گرفت. مهمترین نتایجی که از این تحقیق می‌توان استخراج کرد در زیر آورده شده است:

- استفاده از اکونومایزر موجب افزایش ضریب عملکرد و کاهش بازگشت ناپذیری گردیده و عملکرد سیکل مورد نظر همواره بهتر از سیکل ساده می‌باشد حتی در شرایط متفاوت از نقطه بهینه.
- نقطه بهینه سیکل براساس آنالیزهای انرژی و انرژی یکسان خواهد بود.
- استفاده از اکونومایزر تاثیر بیشتری در بهبود کارایی سیکل تبریدی که مبرد آن R134a است در مقایسه با سیکل تبریدی که مبرد آن R22 است خواهد داشت.
- هرچه اختلاف بین دمای کندانسور و دمای اواپراتور افزایش یابد، کارایی سیکل تبرید دو مرحله‌ای به مراتب از سیکل ساده بیشتر خواهد بود.
- در محدوده مورد مطالعه، فشار نسبی بهینه سیکل برای مبرد R22 در محدوده ۰.۳۲ تا ۰.۳۵ و برای مبرد R134a در محدوده ۰.۳۰ الی ۰.۳۴ قرار می‌گیرد. با افزایش دمای کندانسور دیده می‌شود که هم برای R22 و هم برای R134a فشار نسبی بهینه کاهش می‌یابد، اما این مقدار چندان قابل توجه نیست.

فهرست علائم

cop	ضریب عملکرد
e	انرژی مخصوص (kJ/kg)
$\dot{E}D$	نرخ تخریب انرژی (kW)
$\dot{E}P$	نرخ انرژی محصول (kW)
\dot{E}_x	نرخ انرژی جریان (kW)
h	آنالژی مخصوص (kJ/kg)
HP Comp	کمپرسور فشار بالا
LP Comp	کمپرسور فشار پایین
\dot{m}	دبی جرمی (kJ/kg)
P	فشار (kPa)
\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت (kW)
s	آنترپوی مخصوص (kJ/kg K)
T	دما ($^\circ C$)
\dot{W}	توان مصرفی (kW)
x	کیفیت مخلوط اشباع
علائم یونانی	
β	فشار نسبی اکونومایزر
η_{2ndlaw}	راندمان قانون دوم
زیرنویس‌ها	
c	کندانسور
$cold$	فضای سرد شونده
$comp$	کمپرسور
e	اواپراتور
eco	اکونومایزر
FT	فلاش تانک
hpc	بخش فشار بالای سیکل
i	حالت ورودی
lpc	بخش فشار پایین سیکل
max	بیشینه
min	کمینه
mix	اختلاط
n	حالت معمول (نرمال)
o	حالت خروجی
opt	بهینه
ss	یک مرحله‌ای (ساده)
$source$	منبع تخریب انرژی
$total$	کل
ts	دو مرحله‌ای
$valves$	شیرهای انبساطی
0	حالت مرجع (محیط)

- 6- Nikolaidis, C., Probert, D., 1998, "Exergy-method analysis of a two-stage vapour-compression refrigeration-plants performance", *Applied Energy*, Vol. 60, pp. 246-251.
- 7- Ratts, E.B., Brown, J.S., 2000, "A generalized analysis for cascading single fluid vapor compression refrigeration cycles using an entropy generation minimization method", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 23, pp. 353-365.
- 8- Arora, A., Kaushik, S.C., 2009, "Energy and exergy analyses of a two-stage vapour compression refrigeration system", *International Journal of Energy Research* (accepted).
- 9- Poling, B.E., Prausnitz, J.M., and O'Connell, J.P., "The Properties of Gases and Liquids", McGraw Hill. 2004.
- 10- Van Ness, H.C., and Abbott, M.M., "Perry's Chemical Engineer's Handbook", McGraw Hill. 2008.
- 11- Bejan, A., Tsatsaronis, G., and Moran, M., "Thermal design and optimization", John Wiley and Sons. 1996.

مراجع

- 1- 17th Informatory Note on Refrigerating Technology, 2003. "How to Improve Energy Efficiency in Refrigerating Equipment", International Institute of Refrigeration.
- 2- Dincer, I., "Refrigeration Systems and Applications", Wiley. 2003.
- 3- Ma, G., Li, X., 2006, "Exergetic optimization of a key design parameter in heat pump systems with economizer coupled with scroll compressor", *Energy Conversion & Management*, Vol. 48, pp. 1150-1159.
- 4- Domanski, P.A., 1995, "Theoretical evaluation of the vapor compression cycle with a liquid-line/suction-line heat exchanger, economizer, and ejector", *NIST Interagency Report 5606*, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
- 5- Zubair, S.M., Yaqub, M., Khan, S.H., 1996, "Second-law-based thermodynamic analysis of two-stage and mechanical sub-cooling refrigeration cycles", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 19, pp. 506-516.