



مدل سازی و بهینه سازی سیستم سرمایش قطارهای مسافری با مبرد هوا

اسماعیل ثنائی نیک^۱، محسن پیرمحمدی^۲

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، واحد پردیس، دانشگاه آزاد اسلامی، پردیس، ایران

۲- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، واحد پردیس، دانشگاه آزاد اسلامی، پردیس، ایران

pirmohamadi@pardisiau.ac.ir

چکیده:

در این کار پژوهشی مدل سازی و بهینه سازی سیستم سرمایش قطارهای سرعت بالا با مبرد هوا در سیکل تبرید برایتون مورد بررسی قرار گرفته، به طوری که هوای برگشتی از داخل کابین قطار با هوای تازه مخلوط شده و پس از عبور از کمپرسور، مبدل حرارتی و توربوآکسپندر با دمای پایین تر دوباره وارد کابین قطار می شود. هدف از مدل سازی و بهینه سازی این است که با هرگونه تغییراتی که در مشخصات تجهیزات سیکل بوجود آید تأثیر مستقیمی بر روی راندمان نهایی چرخه سیستم خواهد گذاشت، که حاصل آن مشخص شدن بیشترین و بهترین مقادیر برای دو تابع هدف، ضریب عملکرد COP و سرمایش سالیانه به هزینه سالیانه F خواهد شد. نتیجه مدل سازی و بهینه سازی با الگوریتم ژنتیک دو هدفه (NSGA-II) که با استفاده از نرم افزار متلب انجام شد این است که در دمای ۳۵ درجه سانتیگراد، نسبت فشار ۲/۲۲، راندمان کمپرسور ۸۸/۷۲٪، راندمان مبدل حرارتی ۸۹٪، راندمان توربوآکسپندر ۸۸/۸۸٪ و ضریب عملکرد ۱/۸۶ بهترین نقطه جهت عملکرد چرخه سیکل تبرید برایتون برای کابین قطار خواهد بود.

کلید واژگان: سیکل تبرید برایتون، سیستم سرمایش قطار، بهینه سازی چند هدفه

Modeling and Optimization of Cooling System of Passenger Train with Refrigerant Air

*Esmail Sanaei nik^{*1}, Mohsen Pir Mohamadi²*

1- M.Sc. Student, Department of Mechanical Engineering, Pardic Branch, Islamic Azad University, Pardic, Iran.

2- Assist. Prof., Department. of Mechanical Engineering, Pardic Branch, Islamic Azad University, Pardic, Iran

†Corresponding Author Email: : pirmohamadi@pardisiau.ac.ir

Abstract:

In this work, the modeling and optimization of high - speed trains cooling system with refrigerant air in the brayton refrigeration cycle is investigated, so that the return air from train's cabin with the fresh air is mixed and enters with lower temperature into the train cabin after crossing the compressor, the heat exchanger, and the turbo-expander.

The goal of modeling and optimization is to have a direct effect on the cycle performance of system, with any changes in characteristics of the cycle equipment, which results in identifying the highest and best values for the two target functions, the COP performance factor, and the annual cooling will be at the F annual cost.

The result of modeling and enumeration with a two-objective genetic algorithm (NSGA-II), which was performed using MATLAB software, is that at 35 °C pressure ratio 2.22, the compression efficiency of is 88.72%, heat exchanger efficiency 89%, Turbo-expander efficiency, 88.88%, COP of the 1.86 (F).

Keywords: *brayton refrigeration cycle, trains cooling system, multi objective optimization*

لذا الزاماً ورودی ۳ برابر خروجی ۴ نیست و بستگی به شرایط کاری سیستم دارد و ممکن است هر یک از حالات یک یا دو رخ دهد.

آقای استفن اسپنس و همکارانش [5] در سال ۲۰۰۴ از سوئد، در سیستم حمل و نقل جاده‌ای با همکاری شرکت اسکانیای سوئد، روی طراحی و ساخت سیستمی با چرخه تبرید هوا کار کردند که این سیستم کارکردی مناسب داشته و برای تریلهای حامل، سرمایشی مطلوب ایمن و مطمئن تأمین میکند و برای این آزمایش مجبور به ساخت گریبکسی می‌شوند که قدرت خود را مستقیماً از شفت موتور گرفته و یک کمپرسور سانتریفیوژ ۵۵۰۰۰ دور در دقیقه به حرکت در آورده و طی دو مرحله هوا را متراکم نموده و نهایتاً نتایج حاکی از آن بوده است که: ظرفیت کامل سیستم تبرید هوا در دمای ۲۰- درجه سانتیگراد 7.5 KW بوده که معادل 7.5 درصد بیشتر از سیستم

تراکمی مشابه اما شاخص سوخت سیستم سیکل هوا بشدت بیشتر بوده است. در برخی بارها (ظرفیت‌های سرمایشی) کارکرد در مصرف سوخت ناهماهنگ بوده و مصرف اضافی از 200 درصد به 80 درصد افت می‌کند. در صفر درجه سانتیگراد بار کامل مبرد هوا 9.5 بار بوده ۲۱ درصد کمتر از سیستم تراکمی استاندارد و در هر دو دما میزان مصرف سیکل هوایی به شدت بالاتر بودن (تا سه برابر بیشتر از مصرف سوخت سیکل استاندارد تراکمی بخار) با وجود این در بارهای نیم بار و پاره‌ای مصرف سوخت به شکلی ناهماهنگ و امیدوار کننده از ۲۰۰ به ۸۰ درصد کاهش می‌یابد در حالی که مصرف سوخت نقطه منفی چرخه هوایی هست در برخی بارها و نیم بارها سیستم هوایی قابلیت رقابت سیکل تراکمی استاندارد را دارد. (این موضوع با همکاری شرکت اسکانیای سوئد انجام شده است.

آقایان شوهیو و هفی زهانگ [6] در سال ۲۰۰۷ از چین، در سیستم حمل و نقل دریایی، کاربری چرخه معکوس برایتون را برای تهویه مطبوع حمل و نقل دریایی (کشتی) و آب شیرین کن مورد بررسی قرار دادند که نتایج کار ایشان بیانگر وابستگی ضریب عملکرد چرخه برایتون معکوس به بازدهی‌های کمپرسور و اکسپندر و همچنین دمای ورودی اکسپندر بوده است. در سال ۲۰۱۱ چین روی سیستم تهویه قطارهای [7] آقای ژینگ ژانگ و همکارانش سرعت بالای چین که با ماده مبرد هوا کار می‌کنند تحقیق انجام دادند که نتیجه کار تحقیقاتی ایشان بصورت ذیل بوده:

با آنالیز ترمودینامیکی و شبیه سازی یافته ها حاکی از آن است که با نسبت فشار ۲ تا ۲/۵ و COP حاصله بین ۱ تا ۱/۲ دمای خروجی بین رنج ۱ تا ۶ درجه سانتیگراد خواهد بود. برای افزایش COP می بایست شاخصهای کارایی (بازده) کمپرسورها و اکسپاندرها و مبدلهای حرارتی را افزایش داد سیستم تهویه قطارهای چینی به عنوان یکی از کاربردهای مبردهای فلونور کربنها که اثرات مستقیم فلونور کربنها بر روی گازهای گلخانه‌ای است مطرح شده است. سیستم‌های سیکل هوایی در صورتی که نشی جزئی داشته باشند اثرات مخرب زیست محیطی نداشته و هوای جایگزین

سیکل استاندارد تبرید هوایی به عنوان سیکل برایتون معکوس شناخته می‌شود. در این نوع سیستم‌ها تبرید بوسیله سازی که در طی فرایند تقطیر نمی‌شود (مثلاً هوا) صورت می‌گیرد که این امر برخلاف سیکل‌های تبرید بخار است. در شرایطی که مقدار سرمایش تولید شده بازای مقدار کیلوگرم جرم سیال مبرد در حال گردش در یک سیکل تراکم بخار برابر با کسر زیادی از انتالیی تبخیر است در یک سیکل برایتون معکوس این مقدار فقط شامل حاصل ضرب افزایش دمای گاز در بخش دمای پایین مبدل حرارتی در ظرفیت گرمایی گاز است. بنابراین مقدار زیادی نرخ تبرید مستلزم مقدار بسیار زیاد دبی جرمی گاز مبرد است. برای اینکه بتوان اندازه قطعات را کوچکتر انتخاب کرد کل واحد باید تحت فشار باشد که این امر استفاده از سیکل بسته را ضروری می‌سازد. شیر خفگی مورد استفاده در فرآیند انبساط در سیکلهای تبرید تراکم بخار معمولاً بوسیله ماشین انبساط در سیکل تبرید استاندارد هوایی جایگزین می‌شود. بدین وسیله بخشی از انرژی مورد نیاز فرآیند تبرید بوسیله سیال مبرد فراهم می‌شود. این نوع سیستم‌های تبرید معمولاً در کاربردهایی که وزن قطعات مربوط به سیکل سرمایش باید حداقل باشد (مثلاً در خنک کاری کابین هواپیما) بسیار مورد توجه است.

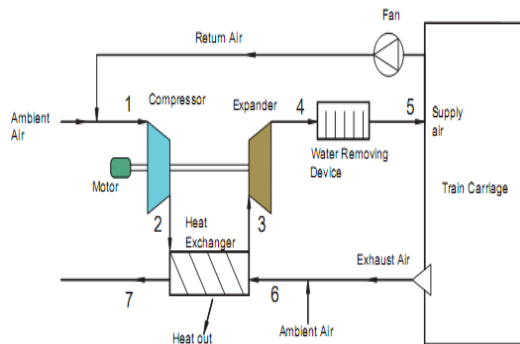
به طور کلی علی رغم COP نسبی نسبتاً پایین سیکل سرمایش برایتون معکوس این سیکل دارای دو ویژگی مهم است:

۱- این سیکل دارای اجزای نسبتاً سبک و ساده‌ای بوده و به همین جهت برای سرمایش هواپیما بسیار مناسب است.

۲- قابلیت ترکیب شدن با بازیاب است که باعث گشته، سیکل سرمایش برایتون معکوس برای فرآیندهای تبرید دماهای خیلی پایین و همچنین فرآیندهای مایع سازی گازها مناسب باشد.

آقایان اس انجل کینگ واچ هراس [4] در سال ۱۹۹۶ از دانشگاه Hanover آلمان روی موضوعی با عنوان توسعه سیستم‌های سرمایشی هوا برای مقاصد حمل و نقل (بخصوص سیستم‌های قطارهای سرعت بالا) تحقیق کردند که نتایج کار ایشان به شرح ذیل منتشر گردید:

یک نگاه اجمالی به تاریخچه کاربری سیستم‌های تهویه هوایی (مبرد هوا) ترغیب کننده استفاده از این سیستم‌ها در واگن‌های سرعت بالا هستند نتایج حاکی از آنست که بازدهی سیستم با چرخه هوا وابستگی به کارایی آیزنتروپیک و عملکرد آن سیستم دارد و تأثیر کارایی جزئی اکسپندر نسبت به سایر اجزای سیستم بیشتر است. دو دیدگاه براین سیستم‌ها غالب است اول سیستمی با اجزای موتور کمپرسور و اکسپاندر که با یکدیگر کوپل شده‌اند و دیدگاه دوم سیستم‌های ماشین موج فشار که برای ظرفیت‌های پایین و متوسط توصیه شده‌اند. در مقام مقایسه می‌توان دید با حجم و ابعاد یکسان و با ظرفیتی حرارتی برابر مصرف انرژی در سیستم هوایی بیست درصد بیشتر از سیستم R134a می‌باشد و سیستم‌های تبرید تراکمی سنتی سالانه در حدود ۶۰٪ مبرد سیستم به صورت نشی به محیط تخلیه می‌شود. در سیستم‌های *pressur wave machine* با توجه به اینکه مسیر هوا به یکدیگر مرتبط می‌باشند و



شکل (۱): مدل سیستم تبرید با مبرد هوا در قطارهای

سرعت بالای چینی [9]

شرایط هوا و فرضیات مدل انتخابی گروه تحقیقاتی ژانگ و جان لیر در قطارهای سرعت بالای چینی که با توجه به روابط و فرمول-های ارائه شده در آن مقاله برای حل مسأله حائز اهمیت می باشد که در جدول (۱) مشخص شده است.

جدول (۱): شرایط هوا و فرضیات مدل انتخابی گروه تحقیقاتی

ژانگ و جان لیر [9]

$T_i = 25\text{ }^\circ\text{C}$	دمای هوای داخل
$T_o = 35\text{ }^\circ\text{C}$	دمای هوای خارج
$\varphi = RH = 55\%$	رطوبت نسبی داخل و خارج
$P_a = 101\text{ kpa}$	فشار هوای داخل و خارج
$N=2000$	کارکرد سالیانه واگن بر حسب ساعت
$m_1 = 70\%$	هوای برگشتی از کابین
$m_2 = 30\%$	هوای تازه ورودی
$\eta_{com} = 85\%$	راندمان کمپرسور
$\eta_H = 90\%$	راندمان مبدل حرارتی
$T_i = 25\text{ }^\circ\text{C}$	دمای هوای داخل
$T_o = 35\text{ }^\circ\text{C}$	دمای هوای خارج
$\varphi = RH = 55\%$	رطوبت نسبی داخل و خارج
$P_a = 101\text{ kpa}$	فشار هوای داخل و خارج

در تمامی تحقیقات پیشین یک یا چند مورد از متغیرهای فوق مورد بررسی بوده اند، در این پژوهش نیز پارامترهای موثر به همین منوال خواهد بود. لازم به ذکر است هر یک از این آیتمها تأثیر مستقیم در کارکرد خروجی یکدیگر خواهند داشت. جدول (۲) دامنه تغییر متغیرها را نشان می دهد.

جدول (۲): دامنه تغییر متغیرها [9]

نام متغیر	دامنه تغییرات	واحد متغیر
PR	1.2 _ 2.5	
η_{com}	60 _ 90	%
η_{ex}	60 _ 90	%
η_H	60 _ 90	%

با استفاده از این تغییر متغیرها چنین برداشت می شود که در نسبت فشار (PR) بین ۲ تا ۲/۵ بهترین ضریب عملکرد (COP)،

می تواند به صورت اتوماتیک توسط کمپرسور کوچک تامین شود. بنابراین جایگزین سیستم های با مبرد هوا انتخابی به جا و منطقی در سیستم های تهویه قطارها مخصوصاً قطارهای سرعت بالا می باشند.

آقای ژینگ ژانگ و همکارانش [7] در سال ۲۰۱۱ از چین مجدداً مقاله ای منتشر کردند که روی سیستم هوایی با متغیرهای نسبت فشار- کارایی آیزنتروپیک کمپرسور و اکسپاندر و دمای ورودی اکسپاندر و کمپرسور فعالیت کردند که نتایج حاصله حاکی از آن بوده که تأثیر بازده مبدل حرارتی دما- بالا بر روی ضریب کارایی کل چرخه، بیشتر از تأثیر بازده مبدل حرارتی دما- پایین آن است. در کل از میان تمامی پارامترها - فاکتورهای کارایی آیزنتروپیک کمپرسور و اکسپاندر مؤثرترند و در این بین کارایی اکسپاندرها تأثیر بسزایی در COP سیستم دارند.

آقای ژینگ هو هانگ و همکارانش [8] در سال ۲۰۱۳ از چین روی این موضوع کار کردند که با کاهش نسبت فشار و افزایش دمای فشار بالا و کاهش دمای فشار پایین COP سیستم را ارتقاء دادند. استفاده از مبدل حرارتی در بین خط فشار بالا و پایین و تبادل حرارت بین این دو خط و کاربری یک مبدل حرارتی باعث مقداری افزایش دما در فشار بالا و همچنین کاهش دما در فشار پایین خواهد شد که به COP سیستم تأثیر مثبت دارد.

۲- تئوری مربوط به مدل سازی و بهینه سازی با روابط حاکم:

سیستمی که برای تهویه قطارهای سرعت بالای چینی ساخته شده و مورد استفاده قرار می گیرد مطابق شکل (۲) می باشد. این سیکل، یک سیکل معکوس (Reverse) برایتون از نوع باز است که هوای سرد از اکسپاندر مستقیماً به فضای کابین قطار دمیده می شود. در فضای داخل قطار مبدل حرارتی (اوپراتور) حذف گردیده است، در واقع سالن داخلی قطار حکم اوپراتور را دارد و کار انجام شده بوسیله هوا در فرآیند انبساط هوا برای کمپرس کردن (فشردن هوا) مورد استفاده قرار گرفته است. این فرآیند بطور مشترک توسط قرار دادن کمپرسور و اکسپاندر با یک موتور روی یک شفت انجام شده است. برای افزایش کارایی سیستم، از برگشت هوای سرد خروجی فضای داخل کابین، ب رای سرد کردن مبدل حرارتی فشار بالا استفاده شده است، که این عمل در کارکرد کل سیکل تبرید باعث افزایش فشار بالا و کاهش فشار پایین (افزایش راندمان) خواهد شد. [9]

در حقیقت وقتی سیکل باز است کارکرد با هوای مرطوب است و چندین مورد پروژه هایی هستند که برای این موضوع در سیستم های تهویه قطارهای چینی مورد استفاده قرار گرفته و مورد بحث می باشد در این طرح منظور، یک سیستم تهویه با مبرد هوا برای قطارهای چینی طراحی شده است و سپس مدل ترمودینامیکی با رطوبت های مختلف مورد توجه قرار گرفته است. بر اساس این مدل یک شبیه سازی حالت پایدار سیکل هوا انجام شده است. (با استفاده از معادلات هندسی و نرم افزاری رطوبت هوا و اطلاعات هوا تنظیم شده است). بر اساس عملکرد سیستم سرمایه گذاری و پارامترهای مؤثر در عملکرد سیستم آنالیز شده اند (توسط آنالیز مدل ترمودینامیکی).

بهترین ظرفیت سرمایی مخصوص و بهترین راندمان برای تجهیزات که بین ۸۵٪ تا ۹۰٪ می باشد را خواهیم داشت.

در این نسبت فشار دمای ورودی به کابین ۱ تا ۶ درجه سانتیگراد می باشد، و همچنین برای افزایش ضریب عملکرد (COP)، افزایش بازده کمپرسور، کندانسور و توریواکسپندر را انتظار می رود. که حاصل آن مطالعه و اهمیت به طراحی سیستم چرخه هوا برای تهویه هوا در قطارهای سرعت بالا با آرامی باشد.

هدف از برداشت این نظریات این است که با استفاده از این دامنه تغییر متغیرها بتوانیم بهترین نقطه را به لحاظ اقتصادی مشخص نماییم که سیستم در آن نقطه بهترین کارایی را داشته باشد.

۲-۱- فرآیند تراکم هوا در کمپرسور (Compression)

process) نقطه (۲تا۱):

روابط فشارهای ورودی به کمپرسور که شامل مخلوطی از ۳۰٪ هوای تازه و ۷۰٪ هوای برگشتی از داخل کابین می باشد و فشرده سازی هوای خروجی کمپرسور مطابق با فرمول (۱) و همچنین دمای هوای ورودی و خروجی کمپرسور با رابطه (۲) به شرح ذیل قابل محاسبه می باشد [9]:

$$P_{out_comp} = P_{in_comp} \times (PR) \quad (1)$$

$$T_{out_comp} = T_{in_comp} [1 + (PR)^{\frac{k-1}{k}} - 1] / \eta_{com} \quad (2)$$

$$\eta_c = ((h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1)) \quad (3)$$

$$\eta_{iso} = (T_{2s} - T_1) / (T_2 - T_1) \quad (4)$$

$$W_C = (h_2 - h_1) \quad (5)$$

PR، نسبت فشار

h_1 ، آنتالپی هوای ورودی

h_{2s} ، آنتالپی هوای خروجی از کمپرسور (آیزنتروپیک)

h_2 ، آنتالپی هوای خروجی از کمپرسور (واقعی)

η_c ، راندمان که بصورت زیر تعریف می شود

WC، کار کمپرسور در فشرده سازی هوا می باشد.

۲-۲- فرآیند تبادل حرارت در مبدل حرارتی (Heat)

exchanger process) نقطه (۳تا۲):

هوای متراکم شده از قسمت خروجی کمپرسور وارد مبدل حرارتی شده و با محیط اطراف خود تبادل حرارت می نماید، همچنین فشار مبرد در دو نقطه ورودی و خروجی از مبدل حرارتی کاملاً ثابت بوده ($P_2 = P_3$) و هیچگونه اختلافی ندارد.

در سیکل برایتون η_H به عنوان بازدهی مبدل حرارتی است، و همچنین با توجه به نسبت فشار خروجی کمپرسور و مشخص بودن شرایط ورودی کمپرسور میتوانیم از روابط (۵ تا ۱) شرایط مبرد ورودی به مبدل حرارتی را بدست آوریم [9]:

$$Q_{max} = m_{min} (h_{H\ in} - h_{cold\ in}) \quad (6)$$

$$Q_h = \eta_h \times Q_{max} \quad (7)$$

$$h_3 = h_2 - Q_h \quad (8)$$

η_H ، راندمان مبدل حرارتی (Heat exchanger)

Q_{max} ، ماکزیمم ظرفیت نرخ انتقال انرژی در مبدل حرارتی

h_2 ، آنتالپی هوای ورودی به مبدل از کمپرسور

h_3 ، آنتالپی هوای خروجی از مبدل حرارتی

m_{min} ، کمترین دبی جرمی (در مبدل حرارتی دبی برگشتی از کابین) می باشد. (برابر یک است)

$h_{cold\ in}$ ، آنتالپی هوای سرد برگشتی از کابین و ورودی به مبدل حرارتی

وقتی که مقدار مبدل حرارتی ($Q_{H\ real}$) مشخص شود دمای خروجی از کابین قطار به سمت مبدل حرارتی (نقطه ۴) مشخص می گردد.

۲-۳- فرآیند انبساط هوا در اکسپندر (Expansion Process)

نقطه (۴تا۳):

هوا پس از عبور از مبدل حرارتی جهت انبساط و کاهش دما وارد

توربو اکسپندر می شود که از روابط ذیل محاسبه می گردد [9]:

$$(T_3 - T_{4s}) / \eta_{se} = (T_3 - T_4) \quad (9)$$

$$\eta_e = (h_3 - h_4) / (h_3 - h_{4s}) \quad (10)$$

$$T_{out\ turb} = T_{in\ turb} + \eta_{se} [(\frac{T_{in\ turb}}{PR^{\frac{k-1}{k}}}) - T_{in\ turb}] \quad (11)$$

$$W_e = h_3 - h_4 \quad (12)$$

W_e ، کار خروجی از اکسپندر

h_3 ، آنتالپی هوای ورودی به اکسپندر

h_4 ، آنتالپی هوای خروجی از اکسپندر

۲-۴- فرآیند حذف کننده آب (Water removal)

process) نقطه (۵تا۴):

همانطور که قبلاً گفته شد هوا (R-729) بعنوان ماده مبرد می باشد، که درصدی از آن را بخار آب تشکیل داده است، که پس از عبور از اکسپندر جهت دفع وارد این قسمت می گردد و از رابطه زیر محاسبه می شود [9]:

$$h_5 = h_4 - h_w \quad (13)$$

h_w ، آنتالپی آب کندانس شده می باشد.

۲-۵- کارایی کل سیکل (performance):

کارایی کل سیستم شامل اثر تبرید، کار مصرفی سیکل، ضریب عملکرد از روابط زیر بدست می آوریم [9]:

$$Q_{I_system} = h_1 - h_5 \quad (14)$$

$$W_{o_system} = W_{Com} - W_{ex} \quad (15)$$

$$COP = Q_{I_system} / W_{o_system} \quad (16)$$

Q_{I_system} ، اثر سرمایش (تبرید)

W_{o_system} ، کار مصرفی سیستم

COP، ضریب عملکرد سیکل تبرید

۲-۸- بهینه سازی و روابط حاکم:

الگوریتم ژنتیک چند هدفه با مرتب سازی نامغلوب (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm) یکی از الگوریتم های شاخص و پرکاربرد در زمینه بهینه سازی چند هدفه است. پس از ارائه نسخه اول این الگوریتم در سال ۱۹۹۵، معرفی کنندگان این الگوریتم، که از میان آنها دب (Deb) معروف تر از سایرین است،

۳- هزینه نگهداری مبدل حرارتی (کندانسور):

$$C_{hx} = (77 \times m_r) \times \left[\left(\frac{\eta_{hx}}{1 - \eta_{hx}} \right) \right]^{1/2} \quad (21)$$

m_r ، دبی جرمی 1 kg/s η_{hx} راندمان کمپرسور ۹۰٪

۴- هزینه نگهداری الکتروموتور:

$$\times W_{o_system} \times \left[\left(\frac{\eta_{motor}}{1 - \eta_{motor}} \right) \right] = 6 \quad (22)$$

C_{motor}

W_{o_system} ، کار سیستم (کار کمپرسور- کار اکسپندر)

η_{motor} ، راندمان موتور ۸۵٪

۵- هزینه سرمایه گذاری برای تجهیزات:

$$C_{invest} = C_{com} + C_{exp} + C_{hx} + C_{motor} \quad (23)$$

۶- هزینه انرژی مصرفی (راهبری):

$$C_{OP} = W_{O_system} \times Pr_W \times N \quad (24)$$

Pr_W ، قیمت انرژی برای کار انجام شده ($\frac{\$}{kwh}$)

W_{o_system} ، کار سیستم (کار کمپرسور- کار اکسپندر)

۷- ضریب درصد سرمایه (تورم سالیانه):

$$CRF = \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (25)$$

i ، تورم سالیانه ۱۵٪

n ، عمر مفید تجهیزات ۱۰ سال

۸- کل هزینه نگهداری و سرمایه گذاری:

$$C_{tot} = [C_{OP} + (C_{invest} \times CRF \times \Phi)] \quad (26)$$

، ضریب نگهداری 1.15

هدف در الگوریتم بهینه سازی بالاترین مقادیر برای ضریب عملکرد (COP) و کمترین مقدار از بابت هزینه (F) می باشد، که بر اساس تعریف مقدار سرمایه گذاری و هزینه تجهیزات و انرژی مصرفی و استهلاک تجهیزات طی ده سال و نرخ تورم پانزده درصد و توابع و روابط حاکم بین متغیرها و قیدهای حاکم بر مسأله تعیین کننده این موضوع خواهد بود.

۳- بحث و بررسی نتایج:

استفاده از کلیه فرمولها و مطالب حاکم با کد نویسی در نرم افزار متلب (MATLAB) در هر مرحله از سیکل تبرید منحنی و نمودار-هایی حاصل خواهد شد، که در این قسمت مدل سازی منحنی های بدست آمده را با منحنی های مرجع [9] که در یک شرایط پایا بدست آمده است را با هم مطابقت خواهیم داد. همچنین لازم به ذکر است مواردی مانند، ضریب عملکرد سیستم که برابر است با میزان سرمایه گذاری تولیدی تقسیم بر میزان کار مصرفی سیستم، عملکرد دستگاه یا هزینه فایده (F) از حاصل تقسیم سرمایه گذاری سالانه بر هزینه نگهداری و سرمایه گذاری سالانه، ثابت و متغیرهای طراحی شامل: نسبت فشار (PR)، راندمان کمپرسور (η_{com})، راندمان مبدل حرارتی (η_H)، راندمان اکسپندر (η_{ex})، که در محاسبات برای این پژوهش مورد بررسی قرار می گیرند و با توجه به اینکه در تمامی تحقیقات پیشین یک یا چند مورد از متغیرهای فوق مورد بررسی بوده اند، در این پژوهش نیز پارامترهای موثر به همین منوال خواهد بود.

نسخه دوم آن را در سال ۲۰۰۲ با نام اختصاری (NSGA-II) ارائه نمودند. در کنار تمام کارایی هایی که (NSGA-II) دارد، می توان آن را الگوی شکل گیری بسیاری از الگوریتم های بهینه سازی چند هدفه دانست. این الگوریتم و شیوه منحصر به فرد آن در برخورد با مسائل بهینه سازی چند هدفه، بارها و بارها توسط افراد مختلف برای ایجاد الگوریتم های بهینه سازی چندهدفه جدید تر، مورد استفاده قرار گرفته است. بدون شک این الگوریتم یکی از اساسی ترین اعضای کلکسیون الگوریتم بهینه سازی چندهدفه تکاملی است که می توان آنها را نسل دوم این گونه روش ها نامید.

در الگوریتم های ژنتیک ابتدا بطور تصادفی یا الگوریتمیک، چندین جواب برای مسئله پیدا می کنیم، این مجموعه جواب را جمعیت اول می نامیم و هر جواب را یک کروموزوم می نامیم. سپس با استفاده از

عملگرهای الگوریتم ژنتیک پس از انتخاب کروموزوم های بهتر، کروموزوم ها را با هم ترکیب کرده و جهشی در آن ایجاد می کنیم. در نهایت نیز جمعیت فعلی را با جمعیت جدیدی که از ترکیب و جهش در کروموزومها حاصل میشود را ترکیب می کنیم.

۲-۹- توابع هدف:

توابع هدف شامل ضریب عملکرد و تابع سرمایه گذاری سالانه بر هزینه سالیانه می باشد، که به فرم های ذیل تعریف می گردند:

۱- ضریب عملکرد سیستم که برابر است با میزان سرمایه گذاری تولیدی تقسیم بر میزان کار مصرفی سیستم که به شکل فرمول ذیل معرفی می گردد:

$$COP = q_{L_system} / W_{o_system} \quad (17)$$

۲- عملکرد دستگاه یا هزینه فایده (F) از حاصل ضرب سرمایه گذاری سیستم بر حسب واحد جرم هوای خشک، ضریب ساعات کار سیستم در سال، تقسیم بر هزینه نگهداری و سرمایه گذاری سالانه که به شکل فرمول ذیل معرفی می گردد:

$$F = (q_{L_system} \times N) / C_{tot} \quad (18)$$

F، عملکرد دستگاه $\frac{kw.hr}{\$}$

۲-۱۰- هزینه های (Costs): [8],[10]

هزینه های مربوط به نگهداری و سرمایه گذاری تجهیزات سیکل تبرید برای تون (C_{tot}) از روابط ذیل حاصل می گردد: [8],[10]

۱- هزینه نگهداری کمپرسور:

$$C_{com} = \left[\frac{39.5 \times m_r}{0.9 - \eta_{com}} \right] \times PR \times \ln(PR) \quad (19)$$

m_r ، دبی جرمی 1 kg/s

PR، نسبت فشار کمپرسور η_{com} ، راندمان کمپرسور ۸۵٪

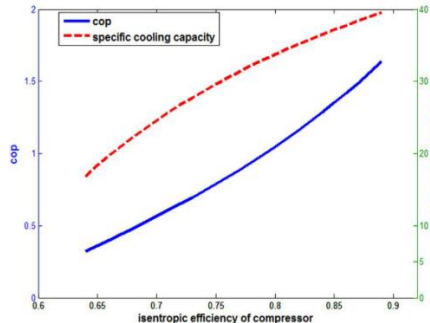
۲- هزینه نگهداری توربو اکسپندر:

$$C_{exp} = \left[\frac{39.5 \times m_r}{0.9 - \eta_{exp}} \right] \times PR \times \ln(PR) \quad (20)$$

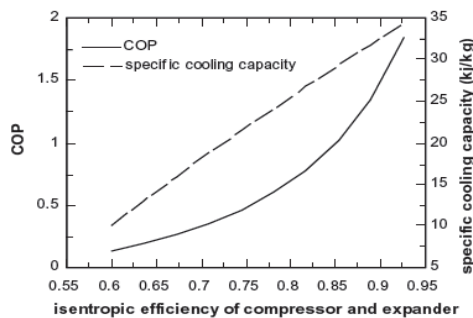
m_r ، دبی جرمی 1 kg/s

PR، نسبت فشار توربو اکسپندر η_{exp} ، راندمان کمپرسور ۸۵٪

سرمایی مخصوص (q_l) افزایش می‌یابد یعنی هر چه به حالت ایزو-آنتروپی نزدیک می‌شویم کارایی یا بازدهی سیکل افزایش خواهد یافت. مطابق با اشکال (۷) و (۶) بهترین راندمان برای کمپرسور بین ۸۵٪ تا ۹۰٪ می‌باشد که با افزایش راندمان کمپرسور در نسبت فشار کمتر ضریب عملکرد افزایش و دمای ورودی به کابین کاهش می‌یابد، که این امر باعث افزایش طول عمر کمپرسور خواهد شد.



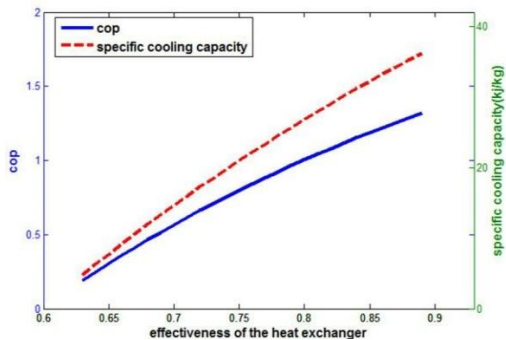
نمودار (۶): تغییرات توابع COP و ظرفیت سرمایش مخصوص به نسبت راندمان کمپرسور حاصل از پژوهش



نمودار (۷): تغییرات توابع COP و ظرفیت سرمایش مخصوص به نسبت راندمان کمپرسور، مرجع [9]

۳-۳- مدل سازی و تحلیل COP و ظرفیت سرمایش مخصوص، نسبت به راندمان کندانسور

از مدل سازی انجام شده در این کار پژوهشی مشاهده می‌گردد با افزایش راندمان کندانسور، ضریب عملکرد (COP) و ظرفیت سرمایی مخصوص (q_l) افزایش می‌یابد و یا به عبارت دیگر هر چقدر دمای هوای ورودی به توربو اکسپندر پایین‌تر باشد، ضریب عملکرد (COP) سیستم بالاتر خواهد رفت و همچنین بهترین راندمان برای کندانسور بین ۸۵٪ تا ۹۰٪ می‌باشد که این امر در اشکال (۹) و (۸) به وضوح قابل مشاهده می‌باشد.



نمودار (۸): تغییرات توابع COP و ظرفیت سرمایش مخصوص نسبت به راندمان مبدل حرارتی حاصل از پژوهش

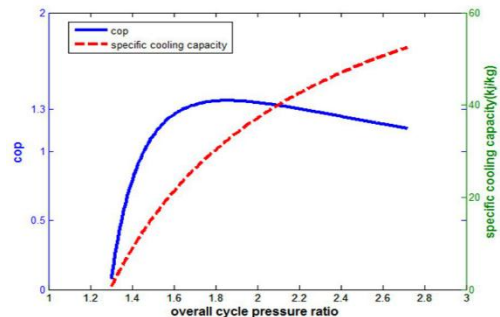
در قسمت اول از این مدل‌سازی نتایجی که حاصل خواهد شد عبارتند از:

۱- علاوه بر مدل‌سازی، از روی منحنی‌های بدست آمده به تحلیل COP یا ضریب عملکرد که یکی از آیتم‌های توابع هدف در بهینه سازی می‌باشد خواهیم پرداخت.

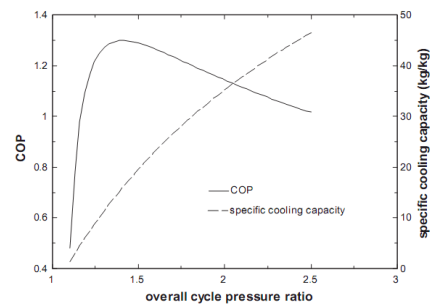
۲- در نتیجه مدل سازی، منحنی‌های بدست آمده که بر اساس فرمول‌های حاکم اخذ گردیده، چنانچه صد در صد با مقاله مشابه مطابقت نداشته باشد دال بر غلط بودن جواب مدل سازی نیست، در واقع این قسمت از پژوهش یک نوع شبیه سازی است که در پایان پس از تجزیه و تحلیل بتوانیم تقریباً به جواب مقاله مشابه دست پیدا کنیم خواهیم رسید.

۳-۱- مدل سازی و تحلیل COP و ظرفیت سرمایش مخصوص، به نسبت فشار (PR)

مدل سازی انجام شده در این کار پژوهشی که در سیکل تبرید برایتون به بررسی ضریب عملکرد (COP)، ظرفیت سرمایی مخصوص (q_l) به نسبت فشار (PR) پرداخته را با مدل مقاله [9] تحت شرایط هوای محیط و هوای داخل کابین مورد مقایسه قرار گرفت و مشاهده گردید با تغییر نسبت فشار (PR) بین ۲ تا ۲/۵ ضریب عملکرد (COP) ۱ تا ۱/۲ تغییر خواهد یافت و به همان اندازه ظرفیت سرمایی مخصوص (q_l) افزایش خواهد یافت، که موارد فوق در اشکال (۵) و (۴) قابل مشاهده‌اند.



نمودار (۴): تغییرات توابع COP و ظرفیت سرمایشی مخصوص به، نسبت فشار (PR) حاصل شده از پژوهش

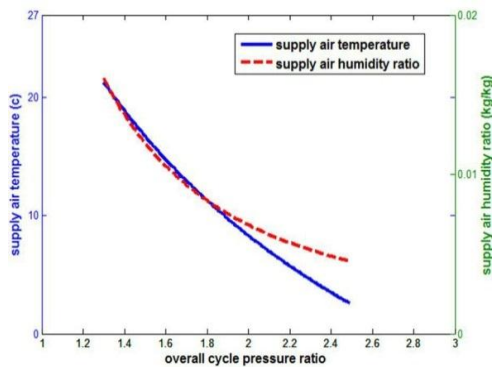


نمودار (۵): تغییرات توابع COP و ظرفیت سرمایشی مخصوص به، نسبت فشار (PR) مرجع [9]

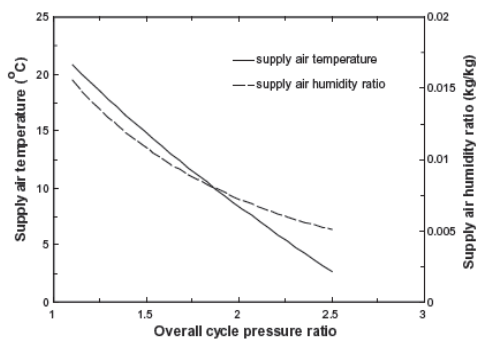
۳-۲- مدل سازی و تحلیل COP و ظرفیت سرمایش مخصوص، نسبت به راندمان کمپرسور

از مدل سازی انجام شده در این کار پژوهشی مشاهده می‌گردد با افزایش راندمان کمپرسور، ضریب عملکرد (COP) و ظرفیت

از مدل سازی انجام شده در این کار پژوهشی مشاهده می-گردد هرچه نسبت فشار (PR) در سیستم افزایش یابد، دمای هوای ورودی به کابین کاهش می یابد، و با کاهش دما به همان نسبت رطوبت مخصوص هوا (W) هم کاهش پیدا می کند، ولی با توجه به شکل (۴-۱) با افزایش نسبت فشار (PR) ضریب عملکرد (COP) سیستم کاهش می یابد. با توجه به اینکه دمای داخل کابین ۲۵ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده با مشاهده به اشکال (۱۲) و (۱۳) نتیجه می گیریم که دمای ورودی به کابین پایینتر از ۱۰ درجه سانتیگراد خواهد بود که در این محدوده دمایی، همانند شکل (۴) بهترین نسبت فشار (PR) در محدوده بین ۲ تا ۲/۵ خواهد بود.



نمودار (۱۲): تغییرات دمای ورودی به کابین و ظرفیت سرمایشی مخصوص به نسبت فشار حاصل شده از پژوهش



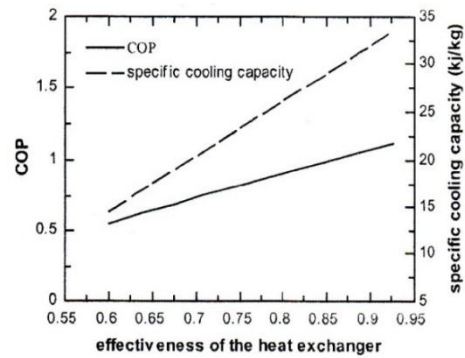
نمودار (۱۳): تغییرات دمای ورودی به کابین و ظرفیت سرمایشی مخصوص، به نسبت فشار (PR) مطابق با [9]

۳-۶- تحلیل و بررسی تغییرات راندمان سیکل به تابع هدف (F)

بعد از اینکه در قسمت اول به مدل سازی و بررسی و تحلیل (COP) یکی از توابع هدف پرداخته شد، در این قسمت به بررسی و تحلیل (F) یکی دیگر از توابع هدف خواهیم پرداخت. همانطور که از تعریف این تابع پیداست هزینه و فایده سالیانه تجهیزات سیکل نسبت به راندمان آنها مورد بررسی و تحلیل قرار خواهد گرفت.

۳-۶-۱- تحلیل و بررسی تغییرات تابع هدف (F) به راندمان کمپرسور

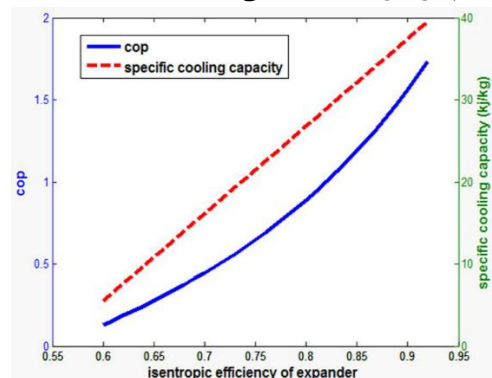
با بررسی در منحنی هزینه فایده به نسبت راندمان کمپرسور شکل (۱۴) مشاهده می گردد، روی محور راندمان کمپرسور حد فاصل بین ۸۵٪ تا ۸۸٪ برای تابع هدف (F) نقطه بهینه



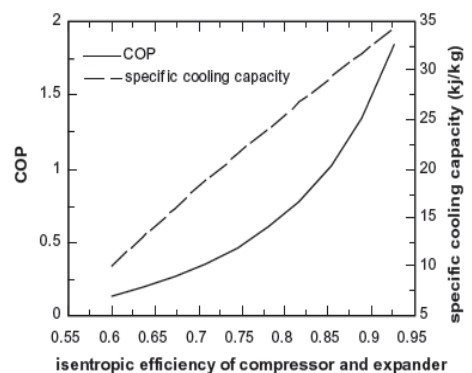
نمودار (۹): تغییرات توابع COP و ظرفیت سرمایشی مخصوص، نسبت به راندمان مبدل حرارتی، مرجع [9]

۳-۴- مدل سازی و تحلیل COP و ظرفیت سرمایشی مخصوص، نسبت به راندمان توربوآکسپندر

از مدل سازی انجام شده در این کار پژوهشی مشاهده می گردد با افزایش راندمان توربو آکسپندر، ضریب عملکرد (COP) و ظرفیت سرمایشی مخصوص (q_1) افزایش می یابد و با ورود مبرد (هوا) به محفظه توربوآکسپندر انا و کار مثبت برای سیستم تولید می کند، و مطابق با اشکال (۱۰) و (۱۱) و همانند کمپرسور بهترین راندمان برای آکسپندر بین ۸۵٪ تا ۹۰٪ می باشد.



نمودار (۱۰): تغییرات توابع COP و ظرفیت سرمایشی مخصوص نسبت به راندمان آکسپندر حاصل شده از پژوهش

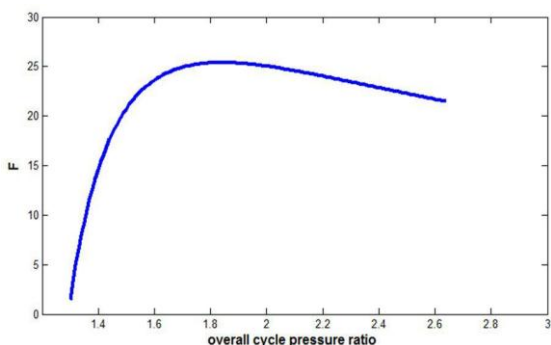


نمودار (۱۱): تغییرات توابع COP و ظرفیت سرمایشی مخصوص نسبت به راندمان آکسپندر، مرجع [9]

۳-۵- مدل سازی و تحلیل دمای ورودی به کابین و سرمایشی مخصوص، به نسبت فشار (PR)

نمودار (۱۴): تغییرات تابع هدف (F) به راندمان اکسپندر ۳-۶-۴- تحلیل و بررسی تغییرات تابع هدف (F) به نسبت فشار کمپرسور و توربو اکسپندر

با بررسی در منحنی هزینه فایده به نسبت راندمان اکسپندر شکل (۱۷) مشاهده می گردد، هرچه نسبت فشار (PR) افزایش یابد هزینه سیستم کاهش خواهد یافت. در واقع در نسبت فشار ۱/۵ برای تابع هدف F نقطه ماکزیمومی خواهیم بود که بیشترین هزینه را برای سیستم دربر خواهد داشت.



نمودار (۱۷): تغییرات تابع هدف (F) نسبت فشار کمپرسور و اکسپندر ۳-۷-۴- بهینه سازی سیستم با توابع هدف (F, COP):

۳-۷-۴- بهینه سازی سیستم با توابع هدف (F, COP):

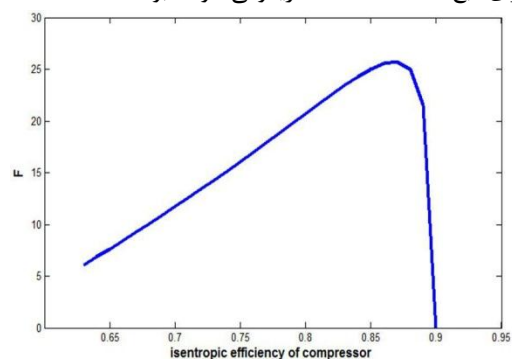
در این پژوهش منظور از بهینه سازی مشخص کردن نقطه‌ای که برای لحاظ فنی و اقتصادی (F, COP) سیستم مورد بحث است. که برای بدست آوردن نقطه بهینه از الگوریتم ژنتیک چند هدفه با مرتب سازی نامغلوب (NSGA-II) استفاده شده است، که توابع هدف و متغیرها مورد محاسبه قرار خواهند گرفت.

هدف از این بهینه سازی تعیین متغیرهای طراحی است، به گونه‌ای که تابع هدف کمینه یا بیشینه شود. جواب‌های حاصل از این الگوریتم منجر به جبهه پارتو شده و با استفاده از تکنیک (LINMAP) بهترین گزینه به عنوان جواب بهینه مشخص می گردد.

LINMAP یکی از روش‌هایی است که برای مقایسه زوجی به کار می‌رود. این روش با بی بعد سازی پارامترها در هر دو محور به دنبال نقطه بیشینه است و فرض بر آن است که نقطه ایده آل در این فضا واقع شده و تصمیم گیرنده راه حلی را ترجیح می‌دهد که تا حد ممکن به این نقطه نزدیک باشد.

نتیجه اینکه با توجه به قسمت اول بهینه سازی، متغیرهای طراحی به لحاظ هزینه و فایده (اقتصادی) منجر به کشف مقادیر بیشینه‌ای برای توابع هدف (F و COP) شد، که با استخراج از جبهه پارتو با تکنیک LINMAP از این دو توابع هدف، مجموعه‌ای از بهترین جواب‌های ممکن بدست آمد، که در شکل (۱۸) مشخص شده است.

خواهیم داشت و هرچه به راندمان ۹۰٪ نزدیک می‌شویم باعث افزایش هزینه در ساخت و تعمیر و نگهداری کمپرسور خواهد شد که این افزایش راندمان باعث افزایش هزینه مقرون به صرفه نمی‌باشد. پس برای تابع هدف (F) نقطه ماکزیمومی خواهد بود.

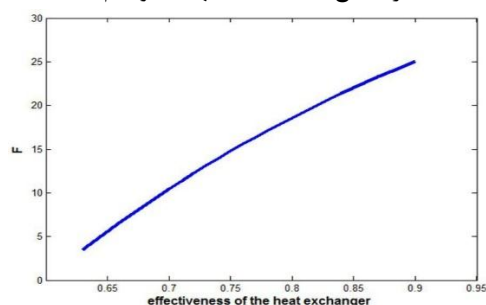


نمودار (۱۴): تغییرات تابع هدف (F) به راندمان کمپرسور

۳-۶-۲- تحلیل و بررسی تغییرات تابع هدف (F) به راندمان

مبدل حرارتی (کندانسور)

با بررسی در منحنی هزینه فایده به نسبت راندمان کندانسور شکل (۱۵) مشاهده می‌گردد، هر چقدر راندمان کندانسور افزایش یابد به همان نسبت تابع هدف (F) افزایش خواهد یافت. در واقع هرچه دمای مبرد ورودی به اکسپندر پایین تر باشد، توابع هدف (F و COP) بالاتر خواهد رفت که این عمل باعث افزایش هزینه سیستم خواهد شد، که برای تابع هدف F نقطه بهینه خواهیم داشت.

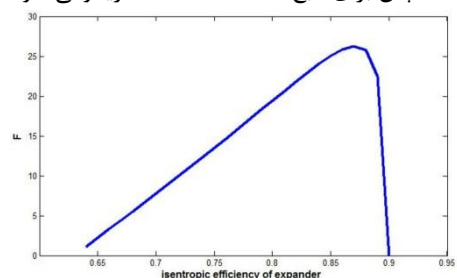


نمودار (۱۵): تغییرات تابع هدف (F) به راندمان کندانسور

۳-۶-۳- تحلیل و بررسی تغییرات تابع هدف (F) به راندمان

توربو اکسپندر

با بررسی در منحنی هزینه فایده به نسبت راندمان اکسپندر شکل (۱۶) مشاهده می‌گردد، همانند کمپرسور روی محور راندمان اکسپندر حد فاصل بین ۸۵٪ تا ۸۸٪ برای تابع هدف (F) نقطه بهینه خواهیم داشت و هرچه به راندمان ۹۰٪ نزدیک می‌شویم باعث افزایش هزینه در ساخت و تعمیر و نگهداری توربو اکسپندر خواهد شد که این افزایش راندمان باعث افزایش هزینه مقرون به صرفه نمی‌باشد. پس برای تابع هدف (F) نقطه ماکزیمومی خواهد بود.



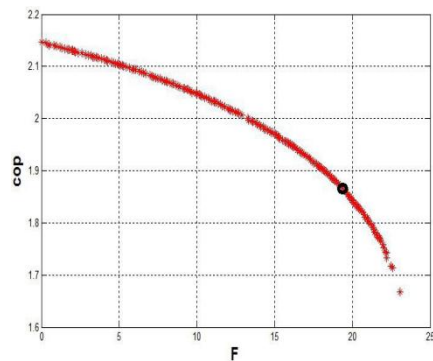
اکسپندر مقدار ظرفیت سرمایی و ضریب عملکرد (COP) افزایش میابد که در راندمان بین ۸۵٪ تا ۹۰٪ برای ضریب عملکرد و ظرفیت سرمایی نقطه بیشینه‌ای خواهد بود. همچنین در نسبت فشار (PR) بین ۱/۲ تا ۲/۵ برای ضریب عملکرد نقطه بیشینه‌ای خواهد بود تا بهترین راندمان را برای سیستم در پی داشته باشد. در قسمت مبدل حرارتی با افزایش راندمان کندانسور افزایش ظرفیت سرمایی و ضریب عملکرد را خواهیم داشت که باز هم در بازده بین ۸۵٪ تا ۹۰٪ برای ضریب عملکرد نقطه بیشینه‌ای خواهد بود و در نسبت فشار بین ۲ تا ۲/۵ دمای هوای ورودی به کابین (T) پایینتر از ۱۰ درجه سانتیگراد خواهد شد. به لحاظ هزینه و فایده برای تابع هدف (F) هرچه راندمان کمپرسور و توربوآکسپندر افزایش می‌یابد در ابتدا تابع هدف افزایش یافته و به حد اکثر می‌رسد و سپس با افزایش بازده تابع هدف کاهش میابد که در این قسمت برای تابع هدف، نسبت به بازده نقطه بیشینه‌ای خواهیم داشت، و تابع هدف به نسبت فشار (PR) که با افزایش نسبت فشار در ابتدا هزینه فوق العاده افزایش می‌یابد به طوریکه به حد اکثر می‌رسد، و سپس با افزایش هرچه بیشتر نسبت فشار، تابع هزینه (F) به سمت کاهش می‌رود، که برای تابع هزینه هم نقطه بیشینه‌ای خواهد بود.

نتیجه نهایی از مدل سازی و بهینه سازی که با استفاده از نرم افزار متلب انجام شد این است که دردمای ۳۵ درجه سانتیگراد (PR) نسبت فشار ۲/۲۲ راندمان کمپرسور ۸۸/۷۲٪ راندمان مبدل حرارتی ۸۹٪، راندمان توربوآکسپندر ۸۸/۸۸٪ (COP) ضریب عملکرد ۱/۸۶ (F) تابع هزینه و فایده شامل سرمایش سالیانه به هزینه سالیانه ۱۹/۴۹ بهترین نقطه جهت عملکرد چرخه سیکل تبرید برای کابین قطار خواهد بود.

با توجه به اینکه ماده مبرد دستگاه تبرید، هوای (R-729) طبیعی محیط می‌باشد، وقتی قطار با سرعت بالا در حال حرکت است به لحاظ اقلیمی در هر لحظه در شرایط آب و هوایی مختلف قرار می‌گیرد که این تغییرات دمایی اثر مستقیمی بر روی عملکرد دستگاه خواهد گذاشت. اثر این تغییرات دمایی را که از ۳۰ تا ۴۰ درجه سانتیگراد می‌باشد در قالب جدولی بنام جدول حساسیت جدول (۳-۴) مشخص شد است، که ماحصل آن این است که با افزایش دمای محیط، نسبت فشار (PR) و اثر تبرید (q_l) کاهش و توابع هدف شامل ضریب عملکرد و هزینه فایده سالیانه دستگاه (F و COP) افزایش خواهد یافت و در مقابل راندمانهای کمپرسور، کندانسور و اکسپندر تغییر چندانی نمی‌کنند، تقریباً ثابت می‌مانند. که مطابق با جدول (۵) در بین تمام این دماها، سیکل تبرید در دمای محیط ۳۲ درجه سانتیگراد کارایی بهتری خواهد داشت.

جدول (۵) نتیجه نهایی از جدول حساسیت دمای محیط

F	COP	q _l	η _H	η _{ex}	η _{com}	PR	°C
18.7	1.83	79.	89	88.95	88.83	2.2	3
9		37	%	%	%	4	2



نمودار (۱۸): نقطه بهینه روی منحنی پارتو نسبت به توابع هدف (COP و F)

از روی شکل (۱۸) منحنی پارتو که با روش LINMAP نقطه بهینه مشخص شد، مقادیر شامل توابع هدف پارامترهای تغییر متغیر مطابق با جدول (۳) حاصل می‌گردد.

جدول (۳): نتیجه پارامترها در اثر بهینه سازی برای دمای ۳۵ °C

COP	q _l	η _H	η _{ex}	η _{com}	PR
1.86	49.4	89%	88.88%	88.72%	2.22

از روی جدول (۳) با مشخص شدن مقادیر توابع هدف و پارامترهای تغییر متغیر، می‌توان مشخصات عملکرد سیستم تبرید با مبرد هوا را در نقطه به نقطه سیکل مطابق جدول (۴) محاسبه نمود.

جدول (۴): محاسبه عملکرد نقطه به نقطه سیکل در دما و پارامترهای

بهینه

پارامترها سیکل هوا	دمای هوای خشک °C	فشار هوا (KPa)	نسبت رطوبت (Wω)	آنتالپی هوا KJ/kg
T _a	35	101	0.0197	85.6
T ₁	28	101	0.0135	62.8
T ₂	114.8	224.22	0.0135	152.3
T ₃	63.2	224.22	0.0135	99.1
T ₄	2.2	101	0.0044	13.4

۴- نتیجه گیری:

با توجه به عنوان پژوهش (مدل سازی و بهینه سازی سیستم سرمایش قطارهای مسافری با مبرد هوا) که از سیکل تبرید (معکوس) برای کابین با مبرد هوا از نوع چرخه باز استفاده شده که دارای تجهیزاتی شامل کمپرسور، مبدل حرارتی (کندانسور)، توربوآکسپندر و فواید اواپراتور (کابین حکم اواپراتور را دارد) می‌باشد.

در قسمت بهینه سازی روش حل مسأله به این شکل است که با استفاده از الگوریتم ژنتیک چند هدفه با مرتب سازی نامغلوب (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm) (NSGA-II) بوده که جواب‌های حاصل از این الگوریتم منجر به جبهه پارتو شده و با استفاده از تکنیک (LINMAP) بهترین گزینه به عنوان جواب بهینه مشخص شده است.

در نتیجه اولیه از بررسی و تحلیل مدل سازی و مقدمه‌ای برای بهینه سازی مشاهده گردید، با افزایش راندمان کمپرسور و توربو -

۵- منابع:

- ۱- سقطی، اصغر، "تبرید (طراحی سیستم‌های سرد کننده و سرد خانه)", انتشارات فنی حسینیان، ۱۳۸۰
- ۲- صفاری پور، مقداد و صادقی، کیوان، "بهبود مصرف انرژی سیکل هوایی معکوس برای تون جهت استفاده در سیستم‌های تهویه مطبوع منازل و ساختمانها"، گروه مهندسی مکانیک- دانشکده فنی- دانشگاه تهران چهارمین همایش بین‌المللی بهینه سازی مصرف سوخت در ساختمان، ۱۳۸۴
3. Engelking, S., kruse, H., "Development of Air Cycle Technologifor Transport Refrigeration", *International compressor Engineering Confrence*, 1996.
4. Spane, Stephen W.T., "Doran, W.John., Artt, Davvid W. "Design, construction and testing of an air-cycle refrigeration system road transport", *International Journal of refrigeration*, Vol. 27, pp503-510,2004.
5. Hou, S., Zhang, H., "An Open Air compression Rrfrigeration system for air-conditioning and desalination on ship", *Desalination*, Vol. 222, Issues 1-3, 1, pp 646-655, 2008.
6. Cengel, Yunus A., Boles, Michael A., *Thermodynamics: An Engineering Approach* 5th ed , McGraw-Hill,2006.
7. Shengjuna, Liu, Zhenyinga, Zhang, Lili, Tian, "Thermodynamic analysis of the actual air cyclerefrigeration system", *Systems ngineering Procedia*, Volume 1, PP112-116, 2011.
8. Wall, G., "Optimization of refrigeration Machinery", *International Journal of Refrigeration*, Vol.1991, No. 14, pp336-40,1996.
9. Shengjuna, Liu, Zhenyinga, Zhang, Lili, Tian "Thermodynamic analysis air cycle refrigeration system for Chainese train air conditioning", *Systems Engineering Procedia*, Vol. 1, pp16-22, 2011.
10. Sanaye, Sepehr , Shirazi, Ali , "Four E analysis and multy-objective optimization of an ice thermal energy storage for air-conditioning applications", *Internati onal Journal of Refrigeration*, Vol. 36, Issue 3, pp828-841, 2012.
11. Hao, Jnn-Hong, Chen, Xu, Qun, Yun- Chao, "A global optimization method for regenerative air refrigeration systems", *Thermal Engineering Journal*, Vol. 65, Issues 1-2, pp 255-261, 2013.