



## بهینه‌سازی چرخه مایع‌ساز گازهای پروپان و بوتان با در نظر گرفتن محدودیت‌های عملکردی کمپرسور به کمک الگوریتم ژنتیک

محسن خدایی<sup>1</sup>، علی اشرفی‌زاده<sup>2\*</sup>، مصطفی مافی<sup>3</sup>

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی، قزوین

\* تهران، صندوق پستی 1999143344، ashrafizadeh@kntu.ac.ir

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 10 آذر 1395

پذیرش: 03 بهمن 1395

ارائه در سایت: 25 بهمن 1395

کلید واژگان:

گازهای پروپان و بوتان

چرخه مایع‌سازی

بهینه‌سازی

محدودیت عملکردی کمپرسور

الگوریتم ژنتیک

### چکیده

یکی از مهم‌ترین اجزای یک چرخه تبرید، مبرد آن است. در بسیاری از چرخه‌های تبرید، به خصوص در صنعت پالایش و فرآوری گاز طبیعی، از پروپان به عنوان مبرد استفاده می‌شود. دلیل این مسأله خواص ترمودینامیکی بسیار مناسب این گاز و جرم مولی مطلوب آن است. برای انتقال گازهای پروپان و بوتان از محل استخراج به محل استفاده، دو راه وجود دارد. راه نخست، لوله‌کشی از محل استخراج به محل استفاده و راه دوم، مایع‌سازی و انتقال آن به صورت مایع است. برای انتقال گازهای پروپان و بوتان در مقیاس‌های وسیع، مایع‌سازی آن و انتقال از طریق مخازن ذخیره به صورت مایع، گزینه اقتصادی است. عموماً جهت صادرات گاز با کشتی در مقیاس‌های وسیع، از روش مایع‌سازی در فشار اتمسفریک استفاده می‌شود. در این مقاله، ابتدا تاسیسات مایع‌سازی گازهای پروپان و بوتان یک پالایشگاه گاز، معرفی و سپس در نرم‌افزار هایسیس شبیه‌سازی می‌شود. در ادامه، از طریق اتصال این نرم‌افزار به نرم‌افزار متلب و با کمک الگوریتم ژنتیک، توان مصرفی چرخه مایع‌ساز کمینه می‌شود. در فرایند بهینه‌سازی با الگوریتم ژنتیک، 13 متغیر انتخاب و 13 قید عملیاتی نیز برای کمپرسور و مبدل‌های حرارتی در نظر گرفته شده است. نتایج حاصل از حل این مسأله بهینه‌سازی مقید، بیانگر کاهش 12.49% توان مصرفی نسبت به حالت پایه است.

## Optimization of propane and butane gas liquefaction cycle considering compressor technical limitations using genetic algorithm

Mohsen Khodaei<sup>1</sup>, Ali Ashrafizadeh<sup>1\*</sup>, Mostafa Mafi<sup>2</sup>

1- Faculty of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran

\* P.O.B. 1999143344, Tehran, Iran, ashrafizadeh@kntu.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 30 November 2016

Accepted 22 January 2017

Available Online 13 February 2017

#### Keywords:

Propane and butane gases

Liquefaction cycle

Optimization

Compressor technical limitations

Genetic Algorithm

### ABSTRACT

Refrigerant is one of the most important parts in a refrigeration cycle. In many refrigeration cycles, especially in the natural gas processing industry, propane is used as refrigerant due to its desirable thermodynamic properties. There are two ways for transferring propane and butane gases from extraction point to the consumption site: a) pipeline and b) liquefaction and transport in liquid form. The most profitable method for transporting large quantities of propane and butane gases is liquefaction and transport in liquid form using storage tanks. Liquefaction at atmospheric pressure is the most common method for transporting large quantities of gases using specifically designed refrigerated ships. In this paper, a gas refinery butane and propane liquefaction cycle is described first and then simulated in HYSYS software. Afterwards, Genetic Algorithm is used to minimize the total power consumption of the liquefaction cycle, through connecting HYSYS and MATLAB softwares. There are 13 variables and 13 constraints for compressors and heat exchangers in the formulation of the optimization problem. The results of this constrained optimization problem show that the power consumption can be reduced by 12.49% compared to the base case.

### 1- مقدمه

به همراه دارد [1]. البته این خطرات با انجام برخی اقدامات ساده پیش‌گیرانه قابل کنترل است. این مبرد به دلیل جرم مولی مطلوب برای استفاده در توربوکمپرسورها بسیار مناسب است. جرم مولی مطلوب برای توربوکمپرسورها 44g/mol و جرم مولی گاز پروپان 44.1 g/mol است [2]. به همین دلیل بسیاری از کمپرسورهای چرخه‌های تبرید در صنایع نفت و گاز، برای کار با

گاز پروپان به دلیل داشتن خواص ترمودینامیکی مناسب، جرم مولی ایده‌آل و نیز سازگاری با محیط زیست، یکی از مناسب‌ترین مبردها در چرخه‌های تبرید است. این گاز از نظر خواص ترمودینامیکی بسیار مشابه آمونیاک است، با این تفاوت که به دلیل اشتعال‌پذیر بودن، استفاده از آن خطرهای بیشتری

Please cite this article using:

M. Khodaei, A. Ashrafizadeh, M. Mafi, Optimization of propane and butane gas liquefaction cycle considering compressor technical limitations using genetic algorithm, Modares Mechanical Engineering, Vol. 17, No. 2, pp. 315-324, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

ورودی برنامه بهینه‌سازی محسوب می‌شود. کلمتراس و سیدر [5] با استفاده از یک مدل غیرخطی، گستره دمایی فرایند را تقسیم‌بندی نمودند. مزیت این روش نسبت به روش پیشنهادی شلتون و گراسمن این است که نیازی به تقسیم‌بندی دقیق تمامی گستره دمایی نداشته و لذا اندازه مدل محاسباتی کوچک‌تر شده و حل آن سریع‌تر می‌باشد. وایدیامن و ماراناس [6] الگوریتمی ارائه کردند که بهینه‌سازی سیستم سرمازا و انتخاب مبرد مناسب را به طور همزمان انجام می‌دهد. در این تحقیق نیز تمامی مبردهای مناسب و گستره مناسب استفاده از آنها به عنوان ورودی به برنامه داده می‌شوند.

در سال‌های اخیر، با افزایش سرعت پردازش کامپیوترها و پیشرفت تکنولوژی، افزایش بازده چرخه‌های تبرید چندمرحله‌ای با بهره‌گیری از ایده‌ها و روش‌های مختلف نظیر افزودن اجکتور [7]، استفاده از ابزارهای تحلیل قدرتمند نظیر آنالیز اگزرژی و تکنولوژی پینچ [8-10] و بهره‌گیری از الگوریتم‌های پیچیده بهینه‌سازی نظیر الگوریتم ژنتیک [11]، از موضوعات نسبتاً جدید مدنظر محققین فعال در این حوزه بوده است.

علی‌رغم تحقیقات وسیع فراوان در حوزه بهینه‌سازی چرخه‌های تبرید مورد استفاده در صنایع نفت و گاز، بهینه‌سازی این چرخه‌ها با در نظر گرفتن محدودیت‌های عملیاتی تجهیزات آن، تقریباً مغفول مانده است. از آنجایی که در دهه‌های قبل، در فرایند طراحی اولیه اغلب چرخه‌های تبرید موجود در صنعت نفت و گاز، بهینه‌سازی آن‌ها با استفاده از ابزارهای قدرتمندی نظیر آنالیز اگزرژی، تکنولوژی پینچ، الگوریتم‌های بهینه‌ساز ژنتیک و ... مدنظر طراحان نبوده است، نقطه کارکرد اغلب چرخه‌های موجود در صنعت نفت و گاز کشور، از حالت بهینه انحراف دارد. از آنجایی که بسیاری از اجزای تاسیسات مربوط به مایع‌سازی گازها در صنعت نفت و گاز پرهزینه هستند [3]، بنابراین تلاش می‌شود تا بهینه‌سازی این چرخه‌ها به گونه‌ای صورت بگیرد که کمترین تغییرات بر روی اجزای اصلی چرخه صورت بگیرد. لذا در بهسازی عملکرد چرخه‌های تبرید موجود باید محدودیت‌های عملکردی تجهیزات عمده این چرخه‌ها مدنظر قرار گیرد. پرهزینه‌ترین تجهیز یک چرخه تبرید صنعتی، کمپرسور آن است [1]، بنابراین برای انجام هر گونه بهینه‌سازی، لازم است اطلاعات مربوط به منحنی‌های عملکرد کمپرسور چرخه تبرید از شرکت سازنده آن دریافت شود و با توجه به این منحنی‌ها، کارکرد کمپرسور و چرخه تبرید در شرایط مختلف بررسی و با توجه به آن، بهسازی عملکرد چرخه انجام شود.

متأسفانه در اغلب تحقیقات در دسترس در حوزه بهسازی عملکرد چرخه‌های تبرید در صنایع نفت و گاز و پتروشیمی، جهت ساده‌سازی مسأله بهینه‌سازی، محدودیت‌های عملیاتی کمپرسور نظیر پارامتر حجم گاز ورودی به کمپرسور در نظر گرفته نشده است و همین موضوع سبب شده است که نتایج بهسازی اصلاح عملکرد برای چرخه‌های موجود، غیر واقعی و نیازمند تغییر در کمپرسور چرخه باشد که با هزینه‌های بالایی همراه خواهد بود. قربانی و همکاران [9] یک واحد صنعتی بازبازی ال.ان.جی را در نظر گرفته‌اند و با کمک آنالیزهای پینچ و اگزرژی، به تحلیل چرخه سرمازای این واحد صنعتی پرداخته‌اند. هدف آن‌ها از انجام این آنالیز، کمینه کردن توان مصرفی مورد استفاده چرخه تبرید آن است. در نهایت ادعا شده است که با انجام اصلاحات ذکر شده توان مصرفی کمپرسور حدود 17.84 درصد کاهش می‌یابد. ایراد عمده روش ترکیبی پینچ و اگزرژی این است که نمی‌تواند محدودیت‌های عملکردی کمپرسور را در فرایند بهینه‌سازی لحاظ نماید و همین امر ممکن است نتیجه به‌دست آمده را غیرواقعی نماید. مافی و

گاز پروپان طراحی می‌شوند. یکی از شناخته‌ترین چرخه‌های تبرید که از گاز پروپان در آن به عنوان مبرد استفاده می‌شود، چرخه سردسازی و مایع‌سازی گازهای پروپان و بوتان پالایشگاه‌های گاز است. برای انتقال گاز پروپان از محل استخراج به محل مصرف، دو روش کلی وجود دارد. روش اول استفاده از خطوط لوله انتقال و روش دوم مایع‌سازی گاز و انتقال آن به وسیله مخازن ذخیره است. برای انتقال گاز پروپان در مقیاس‌های وسیع و نیز به مناطقی که در آن‌ها به دلیل خطرات زیست‌محیطی و یا امنیتی امکان لوله‌کشی وجود ندارد، مایع‌سازی گاز و انتقال توسط مخازن ذخیره، گزینه اقتصادی است. برای صادرات گاز در مقیاس وسیع با کشتی، ساخت مخازن تحت فشار بسیار پرهزینه و حتی گاهی غیرممکن است. بنابراین از نظر اقتصادی برای صادرات گاز در مقیاس وسیع، مایع‌سازی گازها تحت فشار اتمسفریک و انتقال آن به وسیله تانکرهای شناور دریایی، بهترین گزینه است. این روش امکان ذخیره‌سازی گاز را به مدت محدود تا فراهم شدن وسیله حمل آن به مقصد امکان‌پذیر می‌سازد، در حالی که در حالت صادرات به صورت گازی شکل، این مزیت وجود ندارد و باید صادرات به صورت مستمر و بدون وقفه صورت پذیرد.

در یک چرخه تبرید صنعتی، مبرد با جذب حرارت از جریان‌های فرایندی، در اواپراتور تبخیر شده و پس از متراکم شدن در کمپرسور، در کندانسور چگالیده می‌شود. سپس مبرد چگالیده شده به وسیله یک شیر اختناق تا فشار اواپراتور منبسط می‌شود و به تبع آن، دمای آن نیز به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد. در صورتی که برودت مورد نیاز جریان‌های فرایندی در یک بازه وسیع دمایی توزیع شده باشد، به جهت کاهش توان مصرفی موردنیاز، از چرخه‌هایی با چند سطح دمای تبخیر استفاده می‌شود (چرخه‌های چند مرحله‌ای<sup>1</sup> و یا چرخه‌های زنجیره‌ای<sup>2</sup>) [1].

با توجه به توان مصرفی بالای موردنیاز چرخه‌های تبرید در فرایندهای مایع‌سازی گازها، تلاش برای بهینه‌سازی این چرخه‌ها و کاهش توان مصرفی آن‌ها، همواره مدنظر محققین و پژوهشگران فعال در این حوزه بوده است. پیچیدگی این چرخه‌ها به لحاظ چیدمان و اندرکنش پیچیده اجزای آن با هسته فرایندی (جریان‌های فرایندی که نیاز به سرمایش در سطوح دمایی مختلف دارند)، مسأله بهینه‌سازی این چرخه‌ها را چالش‌برانگیز و از نظر محاسباتی پرهزینه نموده است [3].

به‌علت هزینه‌بر بودن سیستم‌های تبرید در فرایندهای مایع‌سازی گازها و همچنین اندرکنش پیچیده آن با هسته فرایندی، از دهه‌های قبل، تحقیقات وسیعی بر روی بهینه‌سازی و یکپارچه‌سازی آن‌ها با هسته فرایندی انجام شده است. شلتون و گراسمن [4] یک الگوریتم قانونمند بر پایه روش برنامه‌نویسی ریاضی<sup>3</sup> برای بهینه‌سازی سیستم تبرید و یکپارچه‌سازی آن با فرایند ارائه دادند. ایده اصلی روش پیشنهادی، بر پایه تقسیم‌بندی تمامی گستره دمایی فرایند و تعیین کردن سطوح دمایی مناسب برای تولید برودت، استوار بود. آن‌ها سپس با استفاده از یک ابرساختار<sup>4</sup> MILP<sup>5</sup> که شامل تبخیرکننده‌ها و چگالنده‌های میانی و ظروف میانی بود، تعداد سطوح دمایی و سایر پارامترهای سیستم سرمازا را بهینه‌سازی نمودند. مزیت این روش، انتخاب قانونمند تعداد سطوح دمایی سیستم سرمازا است. ماده مبرد سیستم تبرید و همچنین شرایط عملیاتی آن توسط طراح تعیین و جزء داده‌های

<sup>1</sup> Multilevel cycles

<sup>2</sup> Cascade cycles

<sup>3</sup> Mathematical programming approach

<sup>4</sup> Superstructure

<sup>5</sup> Mixed integer linear programming

است. از منحنی‌های عملکرد کمپرسور که توسط شرکت سازنده آن ارائه شده است، جهت استخراج ناحیه عملکردی مناسب کمپرسورها استفاده شده است. قیدهای مسأله بهینه‌سازی به نحوی انتخاب شده‌اند که نیازی به تغییر و یا تعویض در تجهیزات اصلی چرخه نظیر کمپرسور و مبدل‌های حرارتی نباشد. برای جلوگیری از پیچیدگی بیش از حد مسأله بهینه‌سازی، با توجه به هزینه اجزای مختلف چرخه برای بهینه‌سازی، 13 متغیر و 13 قید عملیاتی انتخاب شده است. جهت شبیه‌سازی این چرخه از نرم‌افزار هایسیس<sup>4</sup> استفاده شده است. سپس از طریق اتصال این نرم‌افزار به نرم‌افزار متلب و به کمک الگوریتم ژنتیک، بهینه‌سازی صورت می‌گیرد. دستاورد اصلی تحقیق حاضر، بهینه‌سازی یک چرخه تبرید صنعتی با لحاظ نمودن قیدهای عملیاتی تجهیزات اصلی آن است که سبب می‌شود بدون نیاز به تغییرات عمده، نتایج بهینه‌سازی را عملیاتی نمود.

## 2- توصیف چرخه مورد مطالعه

چرخه مورد مطالعه در این تحقیق، بخشی از تأسیسات پالایشگاه گاز پنجم پارس جنوبی است که از آن برای جداسازی و مایع‌سازی گازهای بوتان و پروپان استفاده می‌شود. این گازها پس از جداسازی در واحدهایی جداگانه، در اواپراتورهای چرخه مایع‌ساز تا دمای جوش در فشار اتمسفریک سرد و در ادامه مایع شده و جهت ذخیره‌سازی و انتقال به کشتی، در مخازن کرایوژنیک ذخیره می‌شوند. دیاگرام جریان فرایند<sup>5</sup> (PFD) این چرخه در شکل 1 نشان داده شده است. فرایند نشان داده شده در این شکل، یک بازطراحی از دیاگرام جریان فرایند در پالایشگاه گاز مورد مطالعه است.

مبرد مربوط به چرخه تبرید این تأسیسات، پروپان خالص است. این مبرد پس از عبور از اواپراتورهای واحدهای مایع‌سازی گاز پروپان و بوتان، بسته به سطح دمایی، وارد مراحل مختلف کمپرسور می‌شود. کمپرسور مورد استفاده در این چرخه از نوع گریز از مرکز سه مرحله‌ای است. مبرد پس از عبور کمپرسور و متراکم شدن، در یک کندانسور هواخنک، سرد و در ادامه چگالیده می‌شود. در شیر انبساط، فشار مبرد چگالش یافته، کاهش یافته و این کاهش فشار منجر به کاهش دمای چشم‌گیر مبرد می‌شود. حالت مبرد در خروج از شیرهای انبساط دوفازی است. این شرایط بهترین حالت برای ورود به اواپراتورهای مدنظر است، چرا که بیش‌ترین نرخ انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی زمانی حاصل می‌شود که تبادل حرارت در حالت دوفازی (در هنگام تبخیر و یا تقطیر مبرد در اواپراتور یا کندانسور) رخ دهد. در این چرخه از هفت مبدل حرارتی استفاده شده است که نوع آن‌ها مبدل کتری شکل<sup>6</sup> است. خروجی این نوع مبدل‌ها در دو فاز کاملاً مجزای مایع و گاز قرار دارد که فاز گازی شکل آن پس از عبور از یک واحد خشک‌کننده (برای جلوگیری از آسیب دیدن پره‌های کمپرسور) وارد کمپرسور می‌شود و فاز مایع آن جهت کاهش مجدد دما، وارد یک شیر اختناق می‌شود.

دلیل استفاده از چند مرحله در اینگونه چرخه‌ها را با توجه به مفهوم اکونومایزر می‌توان توضیح داد. همان‌طور که از نام این وسیله مشخص است، وظیفه آن کاهش مصرف انرژی است. اگر در این چرخه به جای استفاده از چند مرحله از یک مرحله استفاده شود، تمامی مبرد از تمام مراحل کمپرسور عبور خواهد کرد که این مسأله مقدار توان مصرفی کمپرسور را به مقدار زیادی افزایش می‌دهد. بنابراین برای کاهش میزان توان مصرفی کمپرسور، پس از عبور مبرد از هر اواپراتور، فاز بخار مبرد توسط اکونومایزر به مرحله

همکاران [10] جهت افزایش راندمان واحد اولفین مجتمع پتروشیمی تبریز، دو چرخه تبرید دمپایین با مبردهای چند جزئی برای قسمت سرد آن پیشنهاد نمودند. در این شبیه‌سازی، به منظور ساده‌سازی مسأله، بازده آیزنتروپیک کمپرسور در تمامی نقاط عملکردی، 75 درصد در نظر گرفته شده است و محدودیت حجم گاز ورودی به کمپرسور در نظر گرفته نشده است. هدف اصلی کار ایشان، کمینه کردن توان مصرفی کمپرسورها و افزایش راندمان انرژی قسمت سرد واحد اولفین مورد مطالعه بوده است (8 درصد افزایش راندمان انرژی قسمت سرد واحد اولفین). با توجه به مباحث فوق‌الذکر، برای اطمینان از عملیاتی بودن نتایج این بهسازی، لازم است به محدودیت‌های عملیاتی کمپرسورها و حجم گاز ورودی به آن‌ها، توجه شود. عبدالکرم و همکاران [11] برای بهینه‌سازی یک واحد مایع‌ساز گاز طبیعی با چرخه پیش‌سردکن پروپان و چرخه مایع‌ساز مبرد چندجزئی، از الگوریتم ژنتیک<sup>1</sup> استفاده کرده‌اند. آن‌ها برای بهینه‌سازی این واحد مایع‌ساز، 22 متغیر و 24 قید عملیاتی در نظر گرفته‌اند که این مسأله موجب پیچیده شدن مسأله شبیه‌سازی شده است. برای کاهش پیچیدگی، مسأله بهینه‌سازی در دو مرحله حل شده است. چرخه پیش‌سرمایش با مبرد پروپان و چرخه مایع‌ساز با مبرد چند جزئی هر یک به طور جداگانه و مستقل از هم بهینه‌سازی شده‌اند و به ترتیب 13.28 و 17.16 درصد عملکرد آن‌ها بهبود یافته است. عمده ضعف این تحقیق، بهینه‌سازی جداگانه این دو چرخه است، چرا که ممکن است هر یک از این چرخه‌ها در شرایط بهینه عمل کنند، اما کل چرخه در مجموع در شرایط کارکرد بهینه نباشد. البته با این روش مقدار توان مصرفی کل چرخه از 110.84 مگاوات به 100.78 مگاوات کاهش پیدا کرده است (9.1 درصد بهبود عملکرد برای کل سیستم) و این مسأله ارزشمندی کار ایشان را (علی‌رغم استفاده نکردن از روش بهینه‌سازی همزمان) نشان می‌دهد. نقص دیگر کار ایشان در نظر نگرفتن محدودیت‌های عملکردی کمپرسور است. ایشان برای ساده‌سازی مسأله، بازده آیزنتروپیک کمپرسورهای گریز از مرکز را ثابت و برابر با 83 درصد در نظر گرفته‌اند و محدودیت حجم گاز ورودی به کمپرسور را در نظر نگرفته‌اند. بنابراین ممکن است در شرایط بهینه به دست آمده، نقطه کارکرد کمپرسور خارج از منحنی عملکرد آن قرار بگیرد و کمپرسور وارد ناحیه سرج<sup>2</sup> و یا خفگی<sup>3</sup> شود.

تنها تحقیق جامع موجود در دسترس در حوزه بهینه‌سازی عملکرد چرخه‌های تبرید چندمرحله‌ای صنعتی با لحاظ نمودن قیدهای عملیاتی تجهیزات اصلی آن، تحقیق مونتاز-مورانز و همکاران [12] است. ایشان برای بهینه‌سازی یک چرخه چند مرحله‌ای با در نظر گرفتن تمامی محدودیت‌های عملکردی چرخه، سطوح دمایی اواپراتورها را به عنوان متغیر در نظر گرفته‌اند. آن‌ها در شبیه‌سازی چرخه از منحنی‌های عملکردی کمپرسور استفاده کرده‌اند. نتیجه کار ایشان بهبود 3 درصدی عملکرد چرخه را نشان می‌دهد. با فرض مناسب بودن روش بهینه‌سازی ایشان، می‌توان لحاظ کردن تمامی محدودیت‌های عملکردی چرخه را دلیل پایین بودن میزان بهبود عملکرد این چرخه در نظر گرفت.

در این مقاله، در ابتدا یک چرخه تبرید چندمرحله‌ای که برای مایع‌سازی همزمان گازهای بوتان و پروپان در پالایشگاه گاز پنجم پارس جنوبی از آن استفاده می‌شود، معرفی می‌شود. کمینه‌سازی توان مصرفی چرخه مذکور با لحاظ نمودن محدودیت‌های عملکردی کمپرسور، هدف اصلی تحقیق حاضر

<sup>4</sup> HYSYS

<sup>5</sup> Process flow diagram

<sup>6</sup> Kettle type

<sup>1</sup> Genetic algorithm

<sup>2</sup> Surge

<sup>3</sup> Choke

حجم ورودی به کمپرسور بر حسب متر مکعب بر ساعت است. هد پلی‌تروپیک، مقدار انرژی منتقل شده از کمپرسور به واحد وزن سیال عبوری از هر مرحله از کمپرسور است. نرم‌افزار هایسیس با مشخص بودن شرایط جریان ورودی هر مرحله از کمپرسور، به کمک این دو منحنی مقدار توان هر مرحله از کمپرسور و شرایط جریان خروجی را محاسبه می‌کند.

پس از وارد کردن اطلاعات مربوط به مراحل مختلف کمپرسور و تعیین متغیرهای مستقل، نرم‌افزار با توجه به معادلات (1) و (2) که به ترتیب بیانگر توان مصرفی کمپرسور و هد پلی‌تروپیک هستند، توان کل چرخه را محاسبه می‌کند [15]. برای چرخه در حالت پایه، توان کل مصرفی چرخه 6714.314 کیلووات است که با اطلاعات درج شده در مدارک طراحی همخوانی دارد و بیانگر صحت شبیه‌سازی انجام شده است [13].

$$Power = \frac{MH_{polytropic}}{3.6 \times 10^6 \times \eta_{polytropic}} \quad (1)$$

در معادله (1)،  $P$  مقدار توان مصرفی،  $M$  دبی جرمی گاز ورودی،  $H_{polytropic}$  هد پلی‌تروپیک و  $\eta_{polytropic}$  بازده هد پلی‌تروپیک هر مرحله از کمپرسور است.

$$H_{polytropic} = \frac{(8.314/MW)Z_{avg}T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{(n-1)/n} \quad (2)$$

در معادله (2)،  $H_{polytropic}$  هد پلی‌تروپیک،  $MW$  جرم مولکولی گاز،  $T_1$  دمای ورودی،  $Z_{avg}$  ضریب تراکم متوسط،  $P_1$  فشار ورود،  $P_2$  فشار تخلیه و  $n$  نمای پلی‌تروپیک فشرده‌سازی است.

#### 4- بهینه‌سازی چرخه تبرید به کمک الگوریتم ژنتیک

##### 4-1- متغیرها و قیدهای عملیاتی

با استفاده از اطلاعات مربوط به چرخه در حالت پایه، به بهینه‌سازی چرخه تبرید پرداخته می‌شود. ابتدا لازم است متغیرهای مربوطه برای کمینه کردن توان کل چرخه انتخاب شوند. متغیرها باید به گونه‌ای تغییر کنند که قیدهای عملیاتی کمپرسور و سایر قیدها رعایت شوند. برای تعیین این متغیرها می‌توان بر روی بخش‌های مختلف چرخه مورد مطالعه آنالیز اگزرژی انجام داد و بخش‌هایی که در آن‌ها تخریب اگزرژی زیاد است مشخص کرد و با توجه به نتایج حاصله، متغیرهای مربوطه را انتخاب کرد. روابط مربوط به بازده اگزرژی و تخریب اگزرژی در جدول 2 آورده شده است [9].

نتایج حاصل از انجام آنالیز اگزرژی در شکل‌های 4 و 5 آورده شده است. با توجه شکل‌های 4 و 5 این متغیرها عبارتند از: سطوح فشاری اواپراتورها (7 متغیر)، سرعت کمپرسور، بیشینه دبی جرمی میرد (دبی جرمی خروجی از آخرین مرحله کمپرسور)، دبی جرمی مربوط به واحد مایع‌سازی پروپان، دبی جرمی مربوط به سرمایش پروپان تبخیر شده<sup>2</sup>، دمای جریان گرم خروجی از مبدل حرارتی E-7، دمای جریان گرم خروجی از مبدل حرارتی E-3 و دمای جریان گرم خروجی از مبدل حرارتی E-2. بنابراین مجموعاً 14 متغیر وجود دارد که 13 متغیر مستقیماً توسط الگوریتم ژنتیک تغییر داده خواهند شد و یک متغیر یعنی سرعت کمپرسور به صورت جداگانه در نرم‌افزار هایسیس در هر مرحله از بهینه‌سازی وارد خواهد شد. این کار سرعت همگرایی چرخه در نرم‌افزار هایسیس را به صورت چشم‌گیری افزایش می‌دهد و زمان مورد نیاز برای انجام بهینه‌سازی را کاهش می‌دهد. این متغیرها باید به گونه‌ای تغییر کنند که قیدهای عملیاتی کمپرسور (منحنی‌های عملکرد کمپرسور و حجم ورودی به مراحل مختلف کمپرسور) و نیز قیدهای مربوط به مبدل‌های

مربوطه در کمپرسور فرستاده می‌شود و بخش مایع میرد پس از عبور از یک شیر انبساط به اواپراتور مرحله بعدی ارسال می‌شود. این کار مانع عبور تمامی جرم میرد از همه مراحل کمپرسور شده و از مراحل دو و سه کمپرسور فقط بخشی از میرد عبور می‌کند که همین مسأله باعث کاهش چشم‌گیر توان مصرفی کمپرسور می‌شود.

پیش از ورود میرد به مرحله اول کمپرسور از یک جداکننده<sup>1</sup> استفاده می‌شود تا در صورت وجود مایع در جریان، این مایع جدا شده و به خروجی کندانسور پمپ شود. این کار نیز برای جلوگیری از وارد شدن آسیب به پره‌های کمپرسور انجام می‌شود.

#### 3- شبیه‌سازی چرخه در نرم‌افزار هایسیس

برای مطالعه و بهینه‌سازی چرخه مورد مطالعه لازم است که چرخه در نرم‌افزار هایسیس شبیه‌سازی شود. اهمیت این مسأله به این دلیل است که اولاً باید تمامی اطلاعات پس از شبیه‌سازی در نرم‌افزار، با داده‌های ثبت شده موجود در اتاق کنترل پالایشگاه، مطابقت قابل قبول داشته باشند و ثانیاً امکان تغییر داده‌ها و مشاهده نتایج حاصل از هر تغییر در چرخه فراهم باشد. مشخصات چرخه در حالت پایه در جدول 1 ارائه شده است [13].

چرخه باید به گونه‌ای در نرم‌افزار شبیه‌سازی شود که متغیرهای مربوطه در چرخه توسط کاربر به سادگی و به صورت مستقل قابل تغییر باشند. در این شبیه‌سازی 14 متغیر مستقل در نظر گرفته شده است. از این 14 متغیر، 13 متغیر توسط الگوریتم ژنتیک با توجه به تابع هدف تعریف شده، بهینه خواهند شد و متغیر "سرعت کمپرسور" به طور مستقیم در نرم‌افزار وارد می‌شود.

پس از انجام شبیه‌سازی، این 13 متغیر توسط نرم‌افزار متلب فراخوانی شده و سپس توسط الگوریتم ژنتیک مقادیر جدید در هر مرحله جایگزین شده و مقدار تابع هدف (توان کل کمپرسور) محاسبه می‌شود. جزییات مربوط به بهینه‌سازی و الگوریتم ژنتیک در بخش 4 تشریح می‌گردد.

برای در نظر گرفتن محدودیت‌های عملیاتی کمپرسور، لازم است منحنی عملکرد کمپرسور از شرکت سازنده دریافت و داده‌های مربوطه در نرم‌افزار هایسیس وارد شوند. هر مرحله از کمپرسور دارای منحنی عملکرد مربوط به خود است. در شکل‌های 2 و 3 منحنی عملکرد مربوط به مرحله اول این کمپرسور آورده شده است [14]. در شکل 2 هد پلی‌تروپیک بر حسب متر و

جدول 1 پارامترهای مربوط به سیکل پایه [13]

پارامتر	مقدار حالت پایه <sup>(*)</sup>
فشار اشباع میرد ورودی به اواپراتور E-1	110 kPa
فشار اشباع میرد ورودی به اواپراتور E-2	290 kPa
فشار اشباع میرد ورودی به اواپراتور E-3	820 kPa
فشار اشباع میرد ورودی به اواپراتور E-4	110 kPa
فشار اشباع میرد ورودی به اواپراتور E-5	170 kPa
فشار اشباع میرد ورودی به اواپراتور E-6	330 kPa
فشار اشباع میرد ورودی به اواپراتور E-7	820 kPa
دبی جرمی بیشینه میرد	$1.932 \times 10^5$ kg/h
دبی جرمی میرد ورودی به اواپراتور E-3	$1.299 \times 10^5$ kg/h
دبی جرمی میرد ورودی به اواپراتور E-1	$1.630 \times 10^4$ kg/h
دبی جرمی میرد ورودی به اواپراتور E-4	$2.780 \times 10^4$ kg/h

<sup>2</sup> Boil of gas propane

<sup>1</sup> Separator

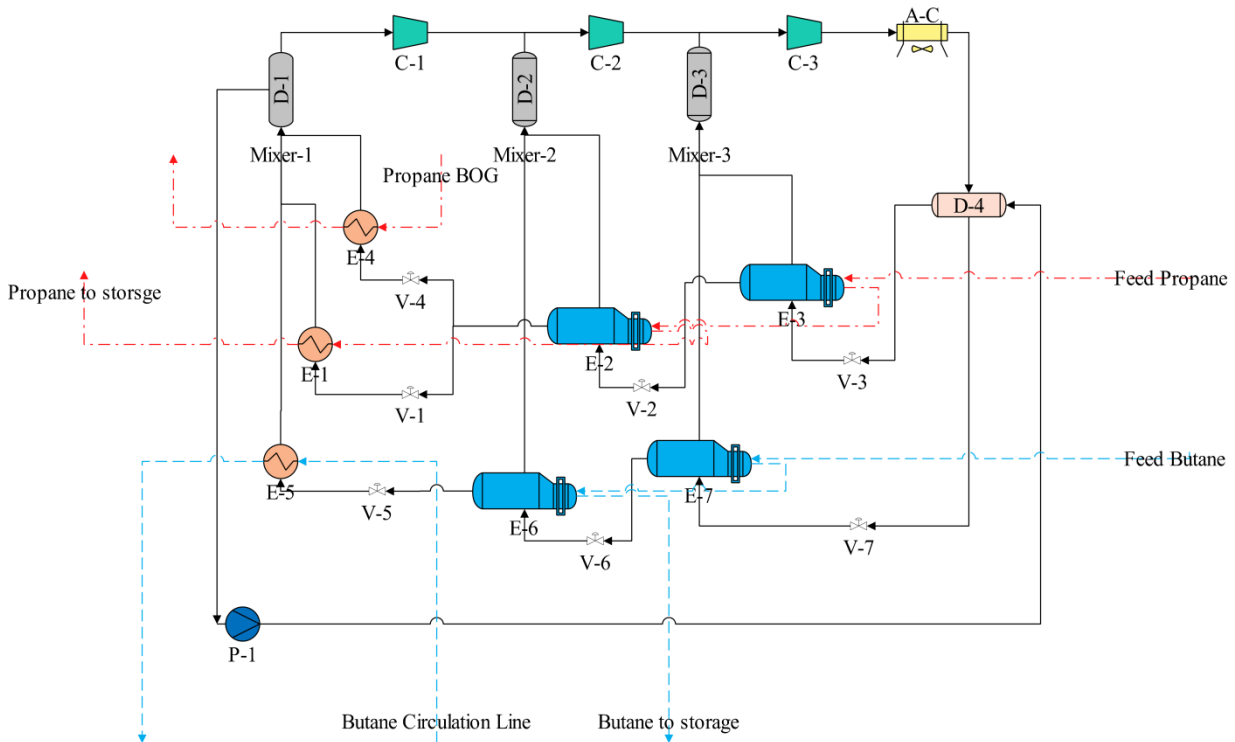


Fig. 1 Refrigeration cycle for propane and butane liquefaction

شکل 1 چرخه تبرید مربوط به تاسیسات مایع‌سازی گازهای پروپان و بوتان

مبدل‌های حرارتی کمینه اختلاف دما نباید از این مقدار کمتر شود (7 قید).  
 قیدهای عملیاتی دیگر مربوط به جریان‌های ورودی و خروجی گازهای بوتان و پروپان است. با توجه به اینکه از این چرخه تبرید برای مایع‌سازی گازهای پروپان و بوتان و صادرات آن‌ها استفاده می‌شود، بنابراین مقدار دبی و

حرارتی رعایت شوند. حجم ورودی به مراحل مختلف کمپرسور دارای بیشینه و کمینه است که این مقادیر با توجه به منحنی عملکرد کمپرسور تعیین می‌شود. برای مثال برای مرحله اول کمپرسور، در صورتی که سرعت کمپرسور 8020 RPM باشد (شکل 3)، حد پایینی این حجم 20779 m<sup>3</sup>/h و حد بالایی آن 28819 m<sup>3</sup>/h است. لازم به ذکر است که با توجه به اینکه در این کمپرسور سه مرحله‌ای تنها از یک محور استفاده شده است و تمامی مراحل کمپرسور بر روی این محور سوار شده‌اند [14]، بنابراین سرعت تمامی مراحل کمپرسور باید یکسان باشد. در حالت پایه سرعت کمپرسور 8020 RPM است [13] و با توجه به شکل 2 اطلاعات لازم برای به کارگیری این کمپرسور در این دور موتور و 4 دور موتور دیگر نیز در دسترس است. برای مبدل‌های حرارتی، مقدار دمای پینچ برابر با 3 K در نظر گرفته شده است [16]. همچنین، مدارک فنی موجود در واحد، حداقل اختلاف دما در این مبدل‌ها 3K گزارش نموده‌اند [13] که صحت این مقدار را با استفاده از داده‌های ثبت شده در اتاق کنترل واحد، راستی آزمایی شده است. بنابراین در

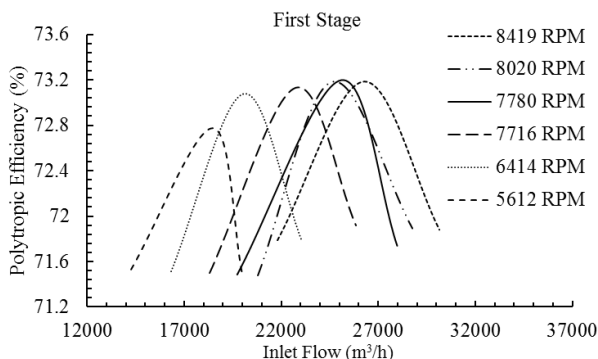


Fig. 3 Compressor first stage polytropic efficiencies in different speeds  
 شکل 3 منحنی عملکرد مربوط به مرحله اول کمپرسور در سرعت‌های مختلف

جدول 2 روابط مربوط به محاسبه بازده انرژی و تخریب انرژی اجزای چرخه تبرید

نوع جز	تخریب انرژی	بازده انرژی
مبدل حرارتی	$\sum_{i=1}^n (ex_i - ex_o)$	$100 \times \left( \frac{\Delta ex_{product}}{\Delta ex_{source}} \right)$
شیر انبساط	$ex_i - ex_o$	$100 \times \left( 1 - \frac{\Delta ex_{loss}}{ex_i} \right)$
مخلوط کننده	$\sum_{i=1}^n (ex_i - ex_o)$	$100 \times \left( 1 - \frac{\Delta ex_{loss}}{\sum ex_i} \right)$
کمپرسور	$ex_i + W - ex_o$	$100 \times \left( \frac{ex_o - ex_i}{W} \right)$

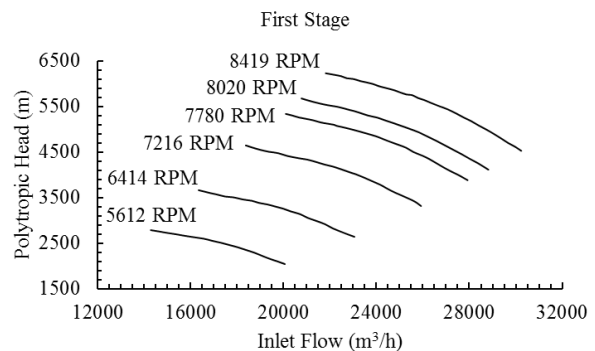


Fig. 2 Compressor first stage performance curves in different speeds  
 شکل 2 منحنی عملکرد مربوط به مرحله اول کمپرسور در سرعت‌های مختلف

است [16]. برای بهینه‌سازی از بهینه‌ساز نرم‌افزار هایسیس نیز استفاده شد که به دلیل پیچیدگی و غیر خطی بودن مسأله جواب مناسبی تولید نکرد و با پیغام خطا مواجه شد. برای برقراری ارتباط بین دو نرم‌افزار هایسیس و متلب از دستور اکت.اکس.سرور<sup>1</sup> در نرم‌افزار متلب استفاده شده است. به کمک این دستور، اطلاعات مربوط به بخش‌های مختلف نرم‌افزار هایسیس در نرم‌افزار متلب قابل دسترسی و تغییر خواهند بود. این داده‌ها توسط الگوریتم ژنتیک تغییر داده شده و با ارسال به نرم‌افزار هایسیس تابع هدف که توان کل کمپرسور است محاسبه شده و با توجه به تغییرات تابع هدف، متغیرهای مربوطه به کمک الگوریتم ژنتیک تغییر داده شده و مجدداً این مراحل تکرار می‌شود. هدف نهایی کمینه کردن تابع هدف است. در شکل 6 نحوه ارتباط میان دو نرم‌افزار هایسیس و متلب و روند بهینه‌سازی نشان داده شده است.

در جدول 3 مقدار پارامترهای مورد استفاده برای الگوریتم ژنتیک آورده شده است [11].

تعداد متغیرهای مربوط به الگوریتم ژنتیک 13 عدد است و قیدهای مربوط به الگوریتم ژنتیک نیز 13 عدد است. سایر قیدها و متغیرها در داخل نرم‌افزار هایسیس به عنوان پارامترهای ثابت در نظر گرفته می‌شود. برای روشن شدن مطلب، می‌توان به ثابت در نظر گرفتن مقدار سرعت کمپرسور و یا دما، فشار و دبی جریان تغذیه ورودی پروپان و بوتان و در هر مرحله از بهینه‌سازی اشاره کرد. در جدول 4 تمامی قیدهای مربوط به الگوریتم ژنتیک برای زمانی که سرعت کمپرسور 7780 RPM است، آورده شده است. در جدول 5 نیز متغیرهایی که از آن‌ها برای بهینه‌سازی چرخه در الگوریتم ژنتیک استفاده می‌شود، به همراه مقدار آن‌ها در حالت پایه نشان داده شده است. همان‌طور که قبلاً نیز اشاره شد، سرعت کمپرسور به عنوان متغیر الگوریتم ژنتیک در نظر گرفته نمی‌شود و بهینه‌سازی برای سرعت‌های گوناگون کمپرسور به صورت جداگانه انجام می‌شود.

اما پیش‌تر اشاره شد که برخی از قیدها در نرم‌افزار هایسیس اعمال شده و وارد الگوریتم ژنتیک نمی‌شود. این مسأله سبب افزایش سرعت همگرایی چرخه و نیز افزایش چشم‌گیر سرعت حل الگوریتم ژنتیک می‌شود. در جدول 6 مقدار پارامترهایی که در نرم‌افزار هایسیس به صورت قید در نظر گرفته شده‌اند، آورده شده است. مشاهده می‌شود که مشخصات ورودی و خروجی جریان‌های تغذیه بوتان و پروپان در نرم‌افزار هایسیس به صورت قید ثابت در نظر گرفته شده است و تغییر نمی‌کند، زیرا با تغییر این پارامترها، شرایط جریان پروپان و بوتان تغییر می‌کند، در حالی که برای ذخیره‌سازی و صادرات گازهای پروپان و بوتان باید دما و فشار جریان خروجی این گازها مقدار ثابت و مشخصی باشد که این مقادیر ثابت در جدول 6 آورده شده است. بنابراین برای بهینه‌سازی چرخه مورد مطالعه، شرایط ورود و خروج جریان‌های پروپان و بوتان ثابت در نظر گرفته شده است و تابع هدف با توجه به ثابت بودن ظرفیت برودتی چرخه تبرید، کمینه شده است.

پس از تعیین متغیرها و قیدهای مسأله بهینه‌سازی، با استفاده از نرم‌افزار متلب و الگوریتم ژنتیک، عملیات بهینه‌سازی آغاز می‌شود. بهینه‌سازی برای سرعت‌های مختلف کمپرسور به صورت جداگانه انجام می‌شود. مدت زمان هر بار حل مسأله تا رسیدن به نقطه بهینه در یک کامپیوتر با پردازنده چهار هسته‌ای 2.5 GHz با حافظه رم 8.00 GB بین 12 تا 20 ساعت است.

سرعت رسیدن به نقطه بهینه به پارامترهای الگوریتم ژنتیک و نحوه تعریف چرخه در نرم‌افزار هایسیس بستگی دارد. پس از حل مسأله مشاهده

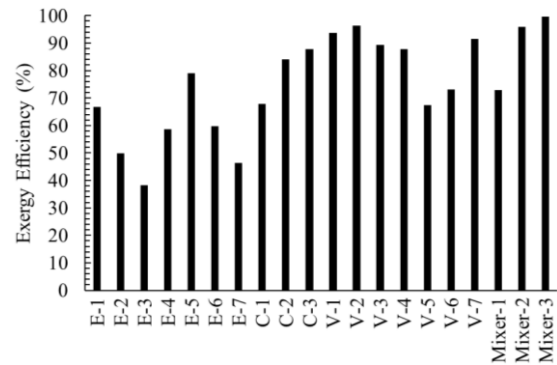


Fig. 4 Exergy efficiency of the base cycle elements

شکل 4 بازده انرژی اجزای مختلف چرخه در حالت پایه

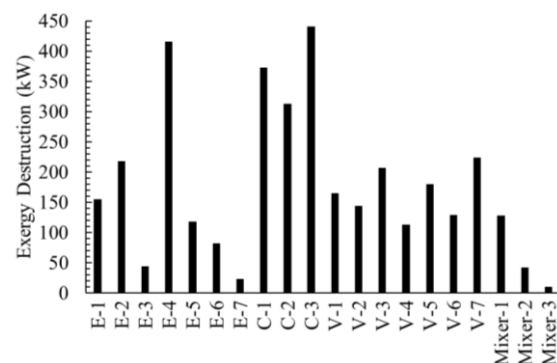


Fig. 5 Exergy destruction in the base cycle elements

شکل 5 تخریب انرژی اجزای مختلف چرخه در حالت پایه

شرایط ورودی و خروج این گازها در چرخه مشخص است و قابل تغییر نیست. در مجموع برای جریان‌های تغذیه در چرخه 24 قید عملیاتی وجود دارد. پس از تعیین متغیرهای بهینه‌سازی و قیدهای عملیاتی، به بهینه‌سازی چرخه مورد نظر پرداخته می‌شود. برای افزایش سرعت و دقت بهینه‌سازی، می‌توان بهینه‌سازی را در سرعت‌های مختلف برای کمپرسور انجام داد. یعنی ابتدا سرعت کمپرسور انتخاب شده و بهینه‌سازی در هر سرعت از کمپرسور به صورت جداگانه انجام شود (این کار باعث افزایش سرعت همگرایی چرخه در نرم‌افزار هایسیس می‌شود). با توجه به اینکه سرعت کمپرسور در حالت پایه 8020 RPM است [13]، برای کمینه کردن توان در صورتی که بتوان چرخه را در سرعت‌های کمتر برای کمپرسور پیاده‌سازی کرد، بهینه‌سازی برای این سرعت‌ها انجام خواهد گرفت. پس از انجام بهینه‌سازی برای سرعت‌های مختلف کمپرسور، با توجه به محدودیت‌های مربوط به جریان‌های تغذیه و سایر جریان‌ها، مشاهده می‌شود که چرخه برای سرعت‌های کمپرسور 7216 RPM و کمتر از آن همگرا نمی‌شود و مقدار کار کمینه مربوط به سرعت 7780 RPM است.

## 5- پارامترهای مربوط به الگوریتم ژنتیک

نرم‌افزار متلب جعبه ابزار قدرتمندی برای بهینه‌سازی دارد که در این جعبه ابزار امکان انتخاب روش‌های متنوع برای بهینه‌سازی وجود دارد. یکی از این روش‌ها الگوریتم ژنتیک است. در این مقاله برای بهینه‌سازی از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. دلیل این انتخاب این مهم است که این الگوریتم برای توابع گسسته به خوبی توابع پیوسته عمل می‌کند. همچنین با توجه به اینکه چرخه تبرید مورد مطالعه به شدت غیر خطی است، این الگوریتم پتانسیل رسیدن به یک نقطه بهینه مطلق (و نه نقطه بهینه محلی) را دارا

<sup>1</sup> Actxserver

جدول 5 متغیرهای مربوط به بهینه‌سازی به کمک الگوریتم ژنتیک و مقدار حالت پایه آنها

متغیر	مقدار حالت پایه <sup>(e)</sup>
فشار اشباع میرد ورودی به اواپراتور E-1	110 kPa
فشار اشباع میرد ورودی به اواپراتور E-2	285 kPa
فشار اشباع میرد ورودی به اواپراتور E-3	820 kPa
فشار اشباع میرد ورودی به اواپراتور E-4	110 kPa
فشار اشباع میرد ورودی به اواپراتور E-5	170 kPa
فشار اشباع میرد ورودی به اواپراتور E-6	343 kPa
فشار اشباع میرد ورودی به اواپراتور E-7	840 kPa
دمای جریان گرم خروجی از اواپراتور E-3	27.03 C
دمای جریان گرم خروجی از اواپراتور E-2	-5.171 C
دمای جریان گرم خروجی از اواپراتور E-7	24.78 C
دبی جرمی بیشینه میرد	$1.932 \times 10^5$ kg/h
دبی جرمی میرد ورودی به اواپراتور E-3	$1.299 \times 10^5$ kg/h
دبی جرمی میرد ورودی به اواپراتور E-4	$2.666 \times 10^5$ kg/h

(\* سرعت کمپرسور در حالت پایه 8020 RPM است.)

کمپرسور، مقدار این دو بازده کاهش یافته است. به طور کلی با توجه به اینکه مقدار توان مصرفی کمپرسور حدود 12.49 درصد کاهش یافته است، می‌توان ادعا کرد که مقدار بازده کل کمپرسور افزایش یافته است. لازم به ذکر است که مقادیر این بازده‌ها با توجه به منحنی عملکرد کمپرسور و نقطه کارکرد آن توسط نرم‌افزار هایسیس محاسبه شده‌اند.

بازده اگزرژی و میزان تخریب اگزرژی اجزای مختلف چرخه برای حالت پایه و حالت بهینه به ترتیب در شکل‌های 7 و 8 مقایسه شده‌اند. با توجه به این شکل مشاهده می‌شود که بازده اگزرژی اکثر اجزای مختلف چرخه در حالت بهینه نسبت به حالت پایه بهبود یافته است. اما بازده اگزرژی برخی از اجزای چرخه نسبت به حالت بهینه کاهش یافته‌اند. دلیل این مسأله این است که تابع هدف، کمینه‌سازی توان مصرفی کمپرسور است نه بازده اگزرژی اجزای مختلف چرخه. با توجه به اینکه مقدار کل توان مصرفی چرخه حدود 12.49 درصد کاهش یافته است، بنابراین مقدار بازده اگزرژی اجزای چرخه در مجموع افزایش یافته است که شکل‌های 7 و 8 نیز این مسأله را تأیید می‌کند.

همان‌طور که در بخش‌های قبل ذکر شد برای بهینه‌سازی چرخه باید تمامی اجزای آن را با انجام برخی ساده‌سازی‌ها در نرم‌افزارهای مربوطه شبیه‌سازی کرد. در انجام ساده‌سازی باید دقت کرد، چرا که ساده‌سازی‌ها نباید به گونه‌ای باشد که نتایج بهینه‌سازی معتبر نباشد. برای مثال با توجه به اینکه این چرخه برای مایع‌سازی همزمان گازهای پروپان و بوتان به کار می‌رود، نمی‌توان به بهینه‌سازی این دو واحد مایع‌سازی به صورت جداگانه پرداخت. این ساده‌سازی اگرچه باعث افزایش سرعت بهینه‌سازی می‌شود، اما باید توجه داشت که ممکن است هر دو واحد مایع‌سازی در شرایط بهینه کار کنند، اما تمامی چرخه به صورت همزمان در شرایط کارکرد بهینه قرار نداشته باشد. هم‌چنین در انجام بهینه‌سازی باید تلاش شود قیدهای عملیاتی چرخه در نظر گرفته شود و اطمینان حاصل شود که چرخه در شرایط بهینه جدید مشکلی از لحاظ عملکرد ندارد. نتایج بهینه‌سازی زمانی معتبر است که پس از بهینه‌سازی تمامی قیدهای مربوط به چرخه بررسی شده و از برقرار بودن آن‌ها اطمینان حاصل شود. برای اطمینان از عملکرد صحیح چرخه در شرایط جدید (بهینه)، باید قیدهای عملیاتی مجدداً در شرایط جدید بررسی

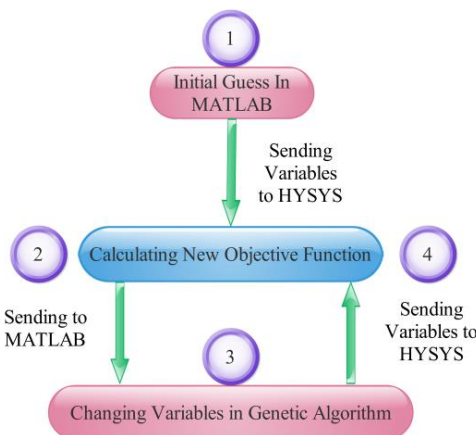


Fig. 6 Cycle optimization procedure

شکل 6 روند بهینه‌سازی چرخه مورد مطالعه

جدول 3 پارامترهای تنظیم برای الگوریتم ژنتیک [6]

Table 3 Typical GA tuning parameters [6]

پارامترهای تنظیم	مقدار
اندازه جمعیت	20 برابر تعداد متغیرهای طراحی
مقدار بازتولید	نصف اندازه جمعیت
بیشینه تعداد نسل	100
نسبت تقاطع	0.8
روش انتخاب	تورنومنت
ابعاد تورنومنت	8
روش مقیاس شایستگی	تاپ
تعداد نقاط تقاطع	1
روش جهش	تطبیقی عملی

جدول 4 قیدهای مربوط به بهینه‌سازی چرخه مورد مطالعه برای الگوریتم ژنتیک

Table 4 Optimization cycle constraints for GA

قید مربوطه	مقدار قابل قبول
حجم ورودی به مرحله اول کمپرسور <sup>(e)</sup>	بین $28000 \text{ m}^3/\text{h}$ و $20200 \text{ m}^3/\text{h}$
حجم ورودی به مرحله دوم کمپرسور	بین $19400 \text{ m}^3/\text{h}$ و $12700 \text{ m}^3/\text{h}$
حجم ورودی به مرحله اول کمپرسور	بین $12700 \text{ m}^3/\text{h}$ و $8450 \text{ m}^3/\text{h}$
دمای پینچ مبدل‌های حرارتی	بزرگتر از 3 K

(\* حجم‌ها مربوط به زمانی است که سرعت کمپرسور 7780 RPM باشد.)

می‌شود که مقدار توان مصرفی کل چرخه از 6714.318 kW به 5875.9345 kW کاهش می‌یابد. بنابراین مقدار کاهش توان کل مصرفی نسبت به حالت پایه 12.49 درصد است. در این حالت سرعت تمامی مراحل کمپرسور برابر با 7780 RPM است. در جدول 7 مقدار متغیرهای مسأله در حالت بهینه آورده شده است.

### 6- تفسیر نتایج

پس از انجام بهینه‌سازی با شرایط ذکر شده، میزان کاهش توان مصرفی چرخه تبرید 12.49 درصد به دست می‌آید. برای مقایسه چرخه در حالت بهینه با چرخه در حالت پایه، می‌توان علاوه بر مقدار توان مصرفی، بازده کمپرسور در مراحل مختلف و نیز بازده اگزرژی اجزای مختلف چرخه را در دو حالت مقایسه کرد. در جدول 8 مقدار بازده کمپرسور چرخه تبرید در حالت پایه و حالت بهینه آورده شده است.

مشاهده می‌شود که در مراحل یک و دو کمپرسور، هر دو بازده پلی‌تروپیک و آدیاباتیک نسبت به حالت پایه بهبود یافته‌اند. اما در مرحله سوم

بیش‌تر موارد افزایش یافته است، در حالی که بازده اگزرژی برخی اجزای چرخه کاهش یافته است. برای مثال بازده اگزرژی مبدل‌های حرارتی E-1 و E-2 و E-3 و E-4 و E-6 افزایش و بازده اگزرژی مبدل‌های حرارتی E-5 و

**جدول 6** قیدهای مربوط به بهینه‌سازی چرخه مورد مطالعه در نرم‌افزار هایسیس

**Table 6** Optimization cycle constraints as defined in HYSYS

نام جریان یا جز	UA (kJ/Ch)	دبی جرمی (kg/h)	دما (C)	فشار (kPa)
کندانسور هواخنک	$4.881 \times 10^7$	-	-	-
جریان تغذیه بوتان ورودی	-	$5.27 \times 10^4$	40	770
جریان خروجی بوتان	-	$5.27 \times 10^4$	-4.836	770
جریان تغذیه پروپان ورودی	-	$8.23 \times 10^4$	40	2580
جریان خروجی پروپان	-	$8.23 \times 10^4$	-29.2	2580
جریان ورودی پروپان تبخیر شده	-	$2.29 \times 10^4$	6.6	320
جریان خروجی پروپان تبخیر شده	-	$2.29 \times 10^4$	-18.9	320
جریان ورودی بوتان برای ارسال به اسکله	-	$1.666 \times 10^5$	-4.95	2740
جریان خروجی بوتان برای ارسال به اسکله	-	$1.666 \times 10^5$	-24.21	2740

**جدول 7** مقدار متغیرهای مربوط به بهینه‌سازی چرخه در حالت بهینه

**Table 7** Optimum values of the design variables

متغیر	مقدار حالت بهینه <sup>(e)</sup>
فشار اشباع مبرد ورودی به اواپراتور E-1	108 kPa
فشار اشباع مبرد ورودی به اواپراتور E-2	290.61 kPa
فشار اشباع مبرد ورودی به اواپراتور E-3	860 kPa
فشار اشباع مبرد ورودی به اواپراتور E-4	108 kPa
فشار اشباع مبرد ورودی به اواپراتور E-5	108 kPa
فشار اشباع مبرد ورودی به اواپراتور E-6	369 kPa
فشار اشباع مبرد ورودی به اواپراتور E-7	863 kPa
دمای جریان گرم خروجی از اواپراتور E-3	24.1 C
دمای جریان گرم خروجی از اواپراتور E-2	-12 C
دمای جریان گرم خروجی از اواپراتور E-7	24.2 C
دبی جرمی بیشینه مبرد (خروجی مرحله سوم کمپرسور)	$1.5980 \times 10^5$ kg/h
دبی جرمی مبرد ورودی به واحد مایع‌سازی پروپان	$1.0678 \times 10^5$ kg/h
دبی جرمی مبرد ورودی به اواپراتور E-4	$2.569 \times 10^4$ kg/h

(\*) سرعت کمپرسور در حالت بهینه 7780 RPM است.

**جدول 8** مقایسه بازده آدیباتیک و پلی‌تروپیک مراحل مختلف کمپرسور در حالت پایه و بهینه

**Table 8** Comparison of the compressor adiabatic and polytropic efficiencies for the base and optimized cycles

نوع بازده	حالت پایه	حالت بهینه
بازده آدیباتیک مرحله اول کمپرسور (/)	70.841	71.085
بازده آدیباتیک مرحله دوم کمپرسور (/)	83.565	83.801
بازده آدیباتیک مرحله سوم کمپرسور (/)	84.574	83.662
بازده پلی‌تروپیک مرحله اول کمپرسور (/)	72.768	72.838
بازده پلی‌تروپیک مرحله دوم کمپرسور (/)	84.661	84.817
بازده پلی‌تروپیک مرحله سوم کمپرسور (/)	85.889	85.028

شوند. قیدهای عملیاتی مربوط به نرم‌افزار هایسیس که در جدول 6 ارائه شده‌اند، به صورت پارامتری در نرم‌افزار هایسیس وارد شده‌اند و بنابراین تغییر نمی‌کنند و همواره برقرار هستند. اما قیدهای عملیاتی مربوط به الگوریتم ژنتیک باید مجدداً بررسی شوند و اطمینان حاصل شود که چرخه در شرایط جدید نیز مشکلی از نظر عملکرد ندارد. در جدول 9 مقدار قیدهای عملیاتی مربوط به مبدل‌های حرارتی در حالت پایه و حالت بهینه ارائه شده است. مشاهده می‌شود که دمای پینچ تمامی مبدل‌های حرارتی بیش از 3 K است و بنابراین قیدهای مربوط به مبدل‌های حرارتی رعایت شده است. نقاط عملکردی مراحل مختلف کمپرسور نیز در شکل‌های 9 تا 11 برای حالت پایه و حالت بهینه نشان داده شده است. در این شکل‌ها نقاط مشخص شده با مربع‌های توپر مربوط به چرخه در حالت پایه و نقاط مشخص شده با دایره‌های توپر مربوط به چرخه در حالت بهینه است. برای هر دو حالت پایه و بهینه مشاهده می‌شود که نقاط عملکردی کمپرسور در مراحل مختلف، در محدوده مجاز عملکردی قرار دارند و بنابراین می‌توان اطمینان حاصل کرد که کمپرسور در این نقاط دچار پدیده سرج و یا پدیده خفگی نمی‌شود.

با توجه به جدول 9 مقدار دمای پینچ برای مبدل‌های حرارتی به جز مبدل حرارتی E-5 کاهش یافته است، زیرا با کاهش دمای پینچ مبدل‌های حرارتی مقدار هدر رفت انرژی کاهش می‌یابد. در این پژوهش هدف کاهش توان مصرفی کمپرسور است و دمای پینچ مبدل‌های حرارتی پیش از بهینه‌سازی (حالت پایه) و پس از بهینه‌سازی باید بیش‌تر از 3K باشد. جدول 9 صحت این موضوع را تأیید می‌کند. لازم به ذکر است که کاهش دمای پینچ به زیر 3K، مطمئناً سبب کاهش توان مصرفی چرخه خواهد شد، اما از آنجایی که حداقل اختلاف دما در مبدل‌های حرارتی کتری شکل واحد براساس مستندات فنی موجود، 3K است، دستیابی به این امر نیازمند تغییر نوع مبدل‌های حرارتی بکار گرفته شده در اواپراتورها به نوع صفحه‌ای است که مدنظر تحقیق حاضر نیست. لذا در این تحقیق، این موضوع به صورت قید در مسأله بهینه‌سازی اعمال شده است.

### 7- نتیجه‌گیری

هدف اصلی مقاله حاضر، کمینه‌سازی توان مصرفی چرخه تبرید یک پالایشگاه گاز موجود، با لحاظ نمودن قیدهای عملیاتی کمپرسور و تجهیزات اصلی است. برای دستیابی به این مهم، ابتدا چرخه مورد مطالعه در نرم‌افزار هایسیس شبیه‌سازی شد. سپس با اتصال نرم‌افزار شبیه‌ساز هایسیس به نرم افزار متلب، از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی متغیرهای چرخه تبرید مورد مطالعه، استفاده شد. با توجه به قید عدم تغییر در تجهیزات اصلی چرخه نظیر کمپرسور و مبدل‌های حرارتی آن قبل و بعد از بهینه‌سازی، محدودیت‌های عملیاتی این تجهیزات به صورت قید در مسأله بهینه‌سازی لحاظ شدند. با توجه به ثابت بودن ظرفیت تولیدی چرخه مایع‌ساز، جریان گازهای خوراک ورودی به چرخه (گازهای پروپان و بوتان ورودی به منظور مایع‌سازی) ثابت فرض شده‌اند.

نتایج حاصل از حل این مسأله بهینه‌سازی غیرخطی مقید با استفاده از الگوریتم ژنتیک، بیانگر کاهش 12.49 درصدی در توان مصرفی چرخه نسبت به حالت پایه است. سرعت کمپرسور از 8020 RPM در حالت پایه به 7780 RPM در حالت بهینه کاهش یافته است. بررسی دقیق‌تر نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که مقدار بازده پلی‌تروپیک و آدیباتیک مراحل 1 و 2 کمپرسور پس از بهینه‌سازی افزایش و در مرحله سوم کاهش یافته است. همچنین نتایج آنالیز اگزرژی نشان می‌دهد که بازده اگزرژی اجزای چرخه در



E-7 کاهش یافته است.

در پایان برای اطمینان از عملیاتی بودن نتایج بهینه‌سازی، محدودیت‌های عملیاتی تجهیزات چرخه مجدداً بررسی شدند. مشاهده شد که تمامی این محدودیت‌های عملیاتی (نظیر قرارگیری نقاط عملکردی مراحل مختلف کمپرسور در محدوده مجاز و به دور از نواحی سرچ یا خفگی و

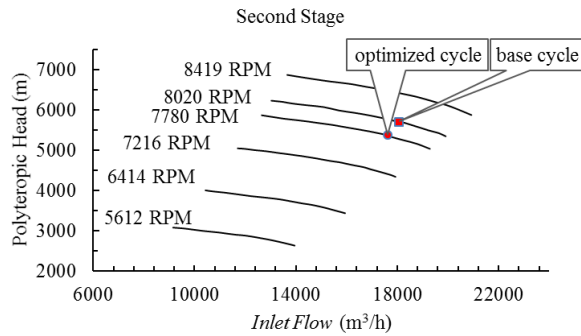


Fig. 10 Compressor second stage operational points in the base and optimized cycles

شکل 10 نقطه عملکردی مرحله دوم کمپرسور برای چرخه پایه و بهینه

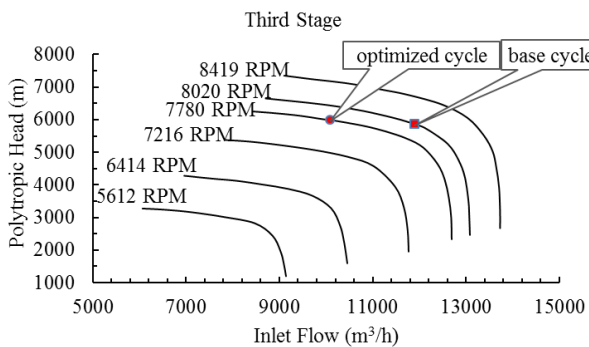


Fig. 11 Compressor third stage operational points in the base and optimized cycles

شکل 11 نقطه عملکردی مرحله سوم کمپرسور برای چرخه پایه و بهینه

همچنین عدم عبور از نقطه پینچ در مبدل‌های حرارتی) در شرایط جدید رعایت شده‌اند که این امر بیانگر عملیاتی بودن نتایج بهینه‌سازی بر روی چرخه مورد مطالعه، بدون لزوم به تعویض تجهیزات اصلی آن (کمپرسور و مبدل‌های حرارتی) است.

8- فهرست علائم

A - C	چگالنده هواخنک
C	کمپرسور
D	فلش تانک
E	مبدل حرارتی
H	هد (m)
MW	جرم مولکولی ( $\text{kg kg}^{-1} \text{mol}^{-1}$ )
Mixer	مخلوط کننده
n	نمای پلی تروپیک فشرده‌سازی
P	پمپ
Power	توان (kW)
UA	ضریب انتقال حرارت کلی (kJ/Ch)
T	دما (K)
V	شیر انبساط
Z	ضریب فشرده‌گی
علائم یونانی	
$\eta$	بازده
زیرنویس‌ها	
avg	مقدار متوسط

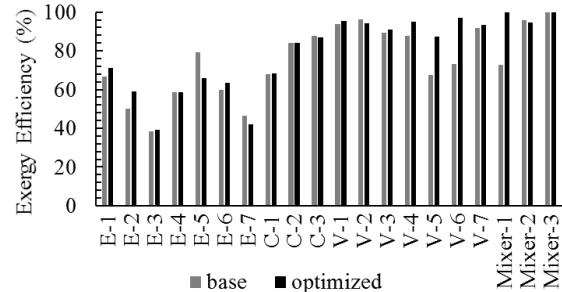


Fig. 7 Comparison of the elements' exergy efficiencies for the base and optimized cycles

شکل 7 مقایسه بازده انرژی اجزای مختلف چرخه در حالت پایه و بهینه

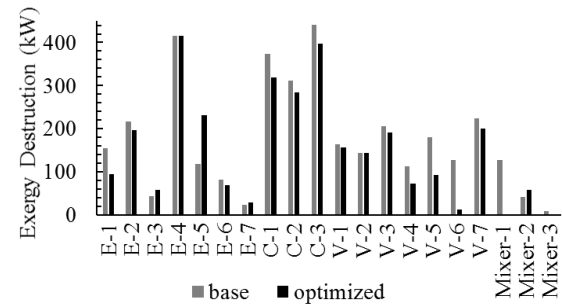


Fig. 8 Exergy efficiency destruction in the base and optimized cycles

شکل 8 مقایسه تخریب انرژی اجزای مختلف چرخه در حالت پایه و بهینه

جدول 9 مقدار دمای پینچ مبدل‌های حرارتی برای چرخه پایه و بهینه

Table 9 Pinch temperatures for the base and optimized cycles

قید عملیاتی	مقدار حالت پایه	مقدار حالت بهینه
دمای پینچ مبدل حرارتی E-1	6.2577	3.0820
دمای پینچ مبدل حرارتی E-2	9.9388	3.0503
دمای پینچ مبدل حرارتی E-3	6.2577	3.0820
دمای پینچ مبدل حرارتی E-4	12.586	3.0043
دمای پینچ مبدل حرارتی E-5	3.0633	3.3345
دمای پینچ مبدل حرارتی E-6	5.3009	3.0739
دمای پینچ مبدل حرارتی E-7	4.6064	3.0015

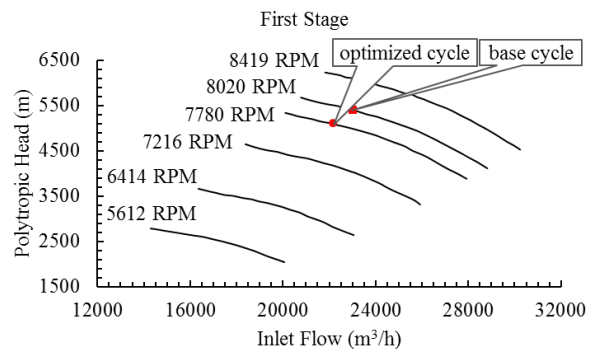


Fig. 9 Compressor first stage operational points in the base and optimized cycles

شکل 9 نقطه عملکردی مرحله اول کمپرسور برای چرخه پایه و بهینه

refrigeration cycle, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 7, pp. 85-93, 2014. (in Persian فارسی)

- [8] J. Zhang, Q. Xu, Cascade refrigeration system synthesis based on exergy analysis, *Computers and Chemical Engineering*, Vol. 35, No. 9, pp. 1901-1914, 2011.
- [9] B. Ghorbani, G. R. Salehi, H. Ghaemmaleki, M. Amidpour, M. H. Hamed, Simulation and optimization of refrigeration cycle in NGL recovery plants with exergy-pinch analysis, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 7, No. 4, pp. 35-43, 2012.
- [10] M. Mafi, M. Amidpour, S. M. Mousavi Naeynian, Comparison of low temperature mixed refrigerant cycles for separation systems, *International Journal of Energy*, Vol. 33, No. 4, pp. 358-377, 2009.
- [11] A. Alabdulkarem, A. Mortazavi, Y. Hwang, R. Radermacher, P. Rogers, Optimization of propane pre-cooled mixed refrigerant LNG plant, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 6-7, pp. 1091-1098, 2011.
- [12] M. Montanez-Morantes, M. Jobson, N. Zhang, Operational optimisation of centrifugal compressors in multilevel refrigeration cycles, *Computers and Chemical Engineering*, Vol. 85, No. 1, pp. 188-201, 2016.
- [13] *PFID of South Pars Development Phases 9 & 10*, Pars Oil and Gas Company, N.I.O.C, Assaluyeh-Iran, Uint 147 & 148, 2003.
- [14] *Centrifugal Compressor 3BCL606*, Nuovo Pignone, Part 1, Vol 2, 2002.
- [15] H. P. Bloch, *A practical guide to compressor technology*, Second Edition, pp. 409-441, New Jersey: John Wiley & Sons, 2006.
- [16] A. Alabdulkarem, *Efficiency Enhancement for Natural Gas Liquefaction with CO<sub>2</sub> Capture and Sequestration through Cycles Innovation and Process Optimization*, PHD Thesis, University of Maryland, USA, 2014.

شمارنده مراحل کمپرسور / مبدل حرارتی / شیر انبساط /

مخلوط کننده / فلش تانک

پلی‌تروپیک polytropic

## 9- مراجع

- [1] I. Dincer, M. Kanoglu, *Refrigeration systems and applications*, Second Edition, pp. 86-95, United Kingdom: John Wiley & Sons, 2011.
- [2] P. Baz, K. Meyersen, D. Legatis, *Hydrocarbon Technology*, GTZ, Eschborn, pp. 50-60, 1995.
- [3] G. C. Lee, *Optimal design and analysis of refrigeration systems for low-temperature processes*, PHD Thesis, UMIST, The University of Manchester UK, 2001.
- [4] M. R. Shelton, I. E. Grossmann, Optimal synthesis of integrated refrigeration systems-I: mixed-Integer programming model, *Computers and Chemical Engineering*, Vol. 10, No. 5, pp. 445-459, 1986.
- [5] T. R. Colmenares, W.D. Seider, Synthesis of cascade refrigeration systems integrated with chemical processes, *Computers and Chemical Engineering*, Vol. 13, No. 3, pp. 247-258, 1989.
- [6] S. Vaidyaraman, C.D. Maranas, Optimal synthesis of refrigeration cycles and selection of refrigerants, *AIChE Journal*, Vol. 45, No. 5, pp. 997-1017, 1999.
- [7] D. Aghazadeh Dokandari, M. Seyyed Mahmoudi, A. Setayesh Hagh, Thermodynamic analysis and optimization of a novel ejector- cascade