

مدل سازی و بهینه سازی سیستم هوای فشرده صنعتی با متغیرهای واقعی کارایی در مناطق گرمسیر

شهرام عزیزی فر

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران

سالم بعنونی*

استادیار، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران

چکیده

در این مقاله مدل سازی و بهینه سازی توان مصرفی یک سیستم هوای فشرده صنعتی دو مرحله ای مورد بررسی قرار گرفته است. این سیستم شامل دو عدد کمپرسور گریز از مرکز و یک خنک کن میانی از نوع پوسته - لوله می باشد. برای مدل سازی توان مصرفی، بازده آیزنتروپیک واقعی کمپرسورها با استفاده از داده های تجربی استخراج شده است. به منظور مدل سازی دمای هوای خروجی از خنک کن و محاسبه ی کارایی حرارتی آن، الگوریتم شبکه ی عصبی استفاده شد. در این روابط بازده آیزنتروپیک کمپرسورها به صورت تابعی از دمای هوای ورودی بوده، و کارایی حرارتی خنک کن تابعی از دمای هوای ورودی به خنک کن، دمای آب ورودی به آن جهت خنک کاری هوا و دبی حجمی هوای ورودی به آن است. به منظور بهینه سازی توان مصرفی کمپرسورها روش لاگرانژ به کار رفته است. توان مصرفی کمپرسورها به عنوان تابع هدف، بازده آیزنتروپیک کمپرسور مرحله ی اول و دوم، کارایی حرارتی خنک کن میانی و تولید آنتروپی در کمپرسورها به عنوان قیدهای حاکم بر مساله در نظر گرفته شده اند. در مقایسه با داده های تجربی مدل سازی دارای دقت مناسبی است. بهینه سازی صورت گرفته باعث کاهش توان مصرفی کمپرسورهای سیستم به طرز موثری شده است، به ویژه در تابستان به طوری کمترین و بیشترین این کاهش بین ۲/۵٪ تا ۹/۶٪ می باشد.

واژه های کلیدی: سیستم هوای فشرده صنعتی چند مرحله ای - مدل سازی - بهینه سازی - متغیر بازده آیزنتروپیک - متغیر کارایی گرمایی خنک کن میانی.

Modeling and Optimization of Industrial Multi-Stage Compressed Air System Using Actual Variable Effectiveness in Hot Regions

S. Azizifar

Faculty of Engineering., Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran

S. Banooni

Faculty of Engineering., Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran

Abstract

In this article, modeling and optimization of power consumption of two-stage compressed air system have been investigated. This system includes two centrifugal compressors and a shell and tube intercooler. For modeling of power consumption, actual compressors, isentropic efficiencies are calculated from experimental data. Also for modeling of outlet temperature of the intercooler and calculation of thermal effectiveness, the neural network algorithm was used. In these equations isentropic the efficiency of compressors is a function of inlet temperature and thermal effectiveness of the intercooler is a function of inlet air temperature, inlet water temperature of the intercooler and inlet volumetric flow rate of the system. For optimization of power consumption, the Lagrangian method is used. Power consumption and isentropic efficiency of the first and second stage compressors, thermal effectiveness of the intercooler and entropy generation of compressors are considered as the objective function and optimization conditions, respectively. In comparison to the experimental data, the modeling provided suitable accuracy. The optimization effectively reduced the power consumption of the system, especially in summer, in a way that the minimum and maximum reduction was 2.9% and 9.6%, respectively.

Key words: Multi-Stage Industrial Compressed Air System, Modeling, Optimization, Variable Isentropic Efficiency, Variable Intercooler Effectiveness.

۱ - مقدمه

در چند دهه ی اخیر، توجه به سیستم های تولید هوای فشرده در کاربردهای صنعتی بسیار مورد توجه محققین قرار گرفته است. امروزه در بسیاری از کاربردهای صنعتی سیستم های تولید هوای فشرده بیشتر از انرژی الکتریکی و دیگر منابع صنعتی مورد توجه قرار گرفته اند. سیستم های تولید هوای فشرده از نظر انرژی مصرفی و اندازه سیستم بسیار متفاوت می باشند. این سیستم ها از یک واحد کوچک با توان مصرفی ۵ اسب بخار تا یک سیستم بزرگ با توان مصرفی ۵۰۰۰ اسب بخار متغیر هستند [۱-۲]. برخی از کمپرسورهای بزرگ برای تولید هوای فشرده به چندین کیلووات توان نیازمند هستند. حتی برای

کمپرسورهای کوچک با دبی $10 \text{ m}^3/\text{min}$ به یک موتور الکتریکی با توان بین ۱۰۰-۵۰ کیلووات مورد نیاز است [۳-۵]. هنگامی که از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شود توان مصرفی یک کمپرسور از رابطه $\int v dp$ قابل محاسبه است [۶]. واضح است که از راه های موثر در کاهش توان مصرفی کمپرسور انجام یک فرآیند شبه بازگشت پذیر داخلی است که تا حد امکان باعث کاهش بازگشت ناپذیرهای مثل اصطکاک [۷-۸] اغتشاش و تولید حرارت در کمپرسورها شده [۹-۱۰] و همچنین کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسورها در حین فرآیند فشرده سازی چرا که حجم مخصوص هوا با دما نسبت مستقیم دارد.

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: banooni.salem@gmail.com

تاریخ دریافت: ۹۴/۰۱/۲۷

تاریخ پذیرش: ۹۴/۱۰/۲۰

مناطق مختلفی در جهان هستند که دارای شرایط آب و هوای متفاوتی هستند، از جمله تفاوت بین کمترین و بیشترین دمای هوا در طی یک سال در یک منطقه خاص. این تغییرات دمایی می تواند باعث ایجاد تفاوت معناداری در توان مصرفی کمپرسورها تا نزدیک به ۱۵٪ شود [۱۴-۱۱].

یکی از راه های موثر در کاهش توان مصرفی کمپرسورهای بزرگ و متوسط استفاده از فرآیند فشرده سازی چند مرحله ای همراه با خنک کن میانی است [۱۹-۱۵]. به طوری که هوا پس از فشرده شدن در کمپرسور اول در یک خنک کن میانی سرد شده و سپس به کمپرسور مرحله دوم وارد می شود. در یک سیستم ایده آل دو مرحله ای که بازده آیزنتروپیک کمپرسورها ۱۰۰٪ بوده و افت فشار در خنک کن میانی قابل صرف نظر کردن باشد توان مصرفی کمپرسورها زمانی حداقل خواهد بود که نسبت فشار در هر دو کمپرسور یکسان باشد.

لوینس با در نظر گرفتن هوا به عنوان گاز کامل و ثابت در نظر گرفتن کارایی حرارتی خنک کن میانی با استفاده از روش لاگرانژ یک سیستم هوای فشرده صنعتی دو مرحله ای را بهینه سازی نمود [۲۰]. ابراهیم و همکاران با استفاده از فرض گاز ایده آل برای هوا خشک، نشان دادند که توان مصرفی کمپرسورها با افزایش دمای هوای ورودی کمپرسور، به صورت خطی افزایش می یابد [۲۱]. وو و همکاران [۲۲] یک سیستم هوای فشرده صنعتی همراه با یک خنک کن میانی پوسته-لوله را بهینه سازی کردند. آن ها همچنین یک روش موثر برای کاهش توان مورد نیاز برای پمپاژ آب به داخل خنک کن را بیان نمودند.

قربانیان و غلامرضایی [۲۳] با استفاده از شبکه های عصبی شرایط عمل کردی یک کمپرسور را پیش بینی نمودند. آن ها نشان دادند برای پیش بینی شرایط کارکردی کمپرسورهای هوا استفاده از شبکه های عصبی چند لایه یک ابزار قدرتمند می باشد.

متاسفانه شاهد کمبود یک تحقیق مناسب در زمینه توان مصرفی کمپرسورها در مناطق گرمسیر هستیم. بنابراین در این مقاله یک سیستم دو مرحله ای هوای فشرده با در نظر گرفتن تغییرات دمای هوای ورودی، بازده آیزنتروپیک کمپرسورها و کارایی حرارتی خنک کن میانی مدل سازی و بهینه سازی شده است.

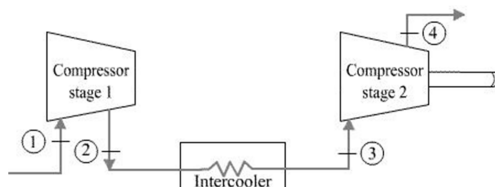
سیکل مورد بررسی در این مقاله شامل دو عدد کمپرسور گریز از مرکز و یک خنک کن میانی از نوع پوسته-لوله می باشد. این سیکل، یکی از سیکل های اصلی تولید هوای فشرده در شرکت پتروشیمی فجر خوزستان می باشد. برای اندازه گیری دما، فشار خروجی و دبی سیکل از یک دستگاه TESTO400 دارای سه عدد پراب استفاده شده است. دقت اندازه گیری دستگاه برای ثبت دما ۰/۱ درجه سلسیوس، برای فشار ۰/۰۰۱ bar و دبی هوای ورودی در هر مرحله ۰/۱ m³/hr می باشد. برای اندازه گیری توان مصرفی سیکل از یک دستگاه آنالیزور توان با قابلیت ثبت جریان و ولتاژ سه فاز الکتروموتور و همچنین اندازه گیری توان فشرده سازی هر کمپرسور می باشد استفاده شده است.

در این مقاله سعی شده است که برخلاف مراجع [۱۹-۱۵] و مرجع [۲۰] اولاً بازده آیزنتروپیک کمپرسور ثابت نبوده و تابع شرایط کارکردی کمپرسورها بوده و این بازده متغیر است. همچنین کارایی حرارتی خنک کن میانی ثابت نبوده و تابع دمای هوای ورودی به

خنک کن، دمای آب ورودی جهت خنک کاری و همچنین میزان دبی هوای ورودی به خنک کن است. که برای محاسبه کارایی حرارتی آن از روش شبکه های عصبی مصنوعی استفاده شده است. که در هیچ یک از مراجع مشابه این کار صورت نگرفته است.

۲- مدل سازی ترمودینامیکی سیستم

شکل (۱) نمایی از یک سیستم دو مرحله ای تولید هوای فشرده را نشان می دهد.



شکل ۱- نمایی از یک سیکل دو مرحله ای تولید هوای فشرده

در این شکل هوا در ابتدا با فشار P_1 که همان فشار جو است وارد سیستم می شود. سپس هوا پس از فشرده شدن در کمپرسور اول با فشار P_2 خارج می شود. هوای گرم شده سپس در خنک کن میانی طی فرآیند ۲-۳ دمایش کاهش یافته و با فشار P_3 از مبادله کن خارج می شود. و در نهایت در کمپرسور دوم با فشار P_4 از کمپرسور دوم خارج می شود.

در این مقاله برای مدل سازی توان مصرفی سیستم، هوا دارای رطوبت بوده و به صورت گاز ایده آل در نظر گرفته شده است. در ابتدا توان مصرفی کمپرسور اول محاسبه شده و از آنجا که توان مصرفی کمپرسور دوم وابسته به میزان کارایی خنک کن میانی است پس از تعریف کارایی حرارتی خنک کن میانی، توان مصرفی کمپرسور مرحله دوم محاسبه می شود.

۲-۱- کمپرسور مرحله اول

بازده آیزنتروپیک یک کمپرسور عبارت است از نسبت تفاوت آنتالپی در شرایط آیزنتروپیک به تفاوت آن در شرایط واقعی کارکردی کمپرسور [۶].

$$\eta_{12} = \frac{\Delta h_{ise}}{\Delta h_{act}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

با استفاده از قانون اول ترمودینامیک و در نظر گرفتن رابطه ی (۱) توان مصرفی یک کمپرسور در شرایط ایده آل و واقعی را می توان از طریق روابط زیر محاسبه نمود [۶].

$$W_{12s} = \dot{m} (h_{2s} - h_1) \quad (2)$$

$$W_{12act} = \frac{W_{12s}}{\eta_{12}} \quad (3)$$

بنابراین با توجه به رابطه ای (۲) برای محاسبه توان مصرفی یک کمپرسور می توان تغییرات آنتالپی هوا را قبل و بعد از فرآیند فشرده سازی محاسبه کرد و این تغییرات مساوی است با توان مصرفی کمپرسور. با توجه به رابطه ی (۳) برای محاسبه ی توان مصرفی واقعی یک کمپرسور بایستی توان مصرفی آیزنتروپیک و بازده آیزنتروپیک کمپرسور مرحله اول را بر اساس شرایط ورودی محاسبه نمود.

مشابه کمپرسور اول است. بنابراین مشابه کمپرسور مرحله اول، در اینجا نیز می توان با استفاده از یک چندجمله ای درجه دوم بازده آیزنتروپیک کمپرسور مرحله دوم را برحسب دمای هوای ورودی به آن محاسبه کرد.

$$\eta_{34}(T_3) = 0.0048T_3^2 - 3.134T_3 + 572.42 \quad (14)$$

مشابه با کمپرسور اول بیشترین خطای حاصل از این برازش برای بازده آیزنتروپیک کمپرسور دوم در دمای ورودی ۳۰۷ K به کمپرسور می باشد که مقدار این خطا در حدود ۱٪ می باشد.

جدول ۱ داده های اسمی مربوط به سیستم مورد بررسی در این مقاله را نشان می دهد.

جدول ۱- داده های اسمی کمپرسورهای سیکل				
دبی هوای ورودی	سرعت دورانی	توان الکتروموتور	سرعت دورانی	مدل
(m ³ /s)	(R.P.M)	(KW)	(R.P.M)	کمپرسورهای گریز از مرکز
۲۵۲۹۱	۱۷۱۲۹	۱۶۸۰	۱۷۱۲۹	C7301

۳- بهینه سازی توان مصرفی سیستم

برای بهینه سازی توان مصرفی سیستم، علاوه بر بکارگیری روش لاگرانژ، برخلاف مرجع [۲۰] بین بازده آیزنتروپیک کمپرسور مرحله اول و دوم تفاوت قایل شده و تابع هدف به صورت زیر در نظر گرفته می شود [۲۰].

$$W \equiv L_0 = h_2 - h_1 + h_4 - h_3 \quad (15)$$

قیدهای حاکم بر مساله و ضرایب لاگرانژ آن نیز به شکل زیر نوشته می شوند [۲۰].

$$L_a \equiv \lambda \left[R \ln(r) - \int_{T_1}^{T_{2s}} \frac{dh}{T} - \int_{T_3}^{T_{4s}} \frac{dh}{T} \right] \quad (16)$$

$$L_b \equiv \chi \left[\eta_{12} - \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \right] \quad (17)$$

$$L_c \equiv \mu \left[\varepsilon - \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \right] = \mu \left[\varepsilon - 1 + \frac{h_3 - h_1}{h_2 - h_1} \right] \quad (18)$$

$$L_d \equiv \kappa \left[\eta_{34} - \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \right] = \kappa \left[\eta_{34} - 1 + \frac{h_4 - h_{4s}}{h_4 - h_3} \right] \quad (19)$$

تابع لاگرانژ، به صورت یک تابع شامل پنج متغیر مستقل به شکل زیر تعریف می شود [۲۰].

$$L \equiv L_0 + L_a + L_b + L_c + L_d \quad (20)$$

با قرار دادن روابط (۱۶) تا (۱۹) در رابطه (۲۰) و با گرادیان گیری از این رابطه و مساوی صفر قرار دادن آن و پس از یک سری از محاسبات ریاضی در نهایت شرط لازم جهت بهینه سازی توان مصرفی یک سیستم دو مرحله ای هوای فشرده با خنک کن میانی به شکل معادله (۲۱) بیان می شود [۲۰].

$$\frac{\eta_{12}T_{4s}}{\eta_{34}T_{2s}} = 1 + \frac{1 - \varepsilon(T_{4s} - T_3)}{\eta_{34}T_3} \quad (21)$$

این معادله یک معادله ای غیر خطی بوده دارای هیچ گونه حل تحلیلی برای محاسبه شرایط بهینه نمی باشد. بنابراین آن را بایستی به صورت عددی حل نمود. هر چند که اگر یک سیستم خنک کن دارای بازده

حرارتی واحد و بازده آیزنتروپیک کمپرسورها نیز مشابه باشد، آنگاه با در نظر گرفتن رابطه (۲) شرط بهینه شدن توان مصرفی سیستم آنست که نسبت فشار در هر دو کمپرسور مشابه باشد که این نتیجه را نیز می توان از معادله (۲۱) به دست آورد.

با در نظر گرفتن رابطه (۲۱) به منظور محاسبه ای توان مصرفی و به دست آوردن شرایط بهینه در یک سیستم هوای فشرده واقعی که در آن بازده آیزنتروپیک کمپرسورها و کارایی خنک کن میانی متغیر می باشد می توان از طریق یک روش سه مرحله ای در زیر این کار را انجام داد.

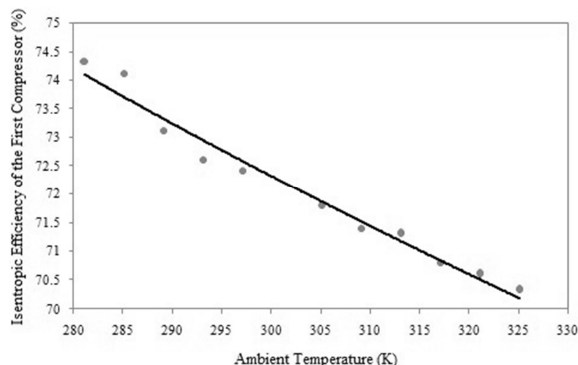
- نسبت فشار کمپرسور اول $r_{12} = \sqrt{\frac{T_2}{T_1}}$ در نظر گرفته می شود که این نسبت فشار بر اساس فشار کلی مورد نیاز سیستم و افت فشار در خنک کن میانی است.
- محاسبه پارامترهای زیر:
 - $h_1(T_1)$: با استفاده دما، رطوبت و نرخ دبی جریان ورودی.
 - $h_{2s}(T_{2s})$ و T_{2s} .
 - محاسبه ε ، h_3 ، T_3 با استفاده از شبکه ای عصبی مصنوعی.
 - محاسبه T_{4s} با استفاده از $r_{34} = \frac{r}{r_{012}}$ (نسبت فشار کمپرسور دوم).
- حل معادله (۲۱) به عنوان شرط لازم برای به دست آوردن شرایط بهینه ای و توان مصرفی سیستم. اگر این معادله ارضا شد که شرایط بهینه است و اگر ارضا نشد با تغییر نسبت فشار در کمپرسور اول و به تبع آن تغییر دمای هوای خروجی از آن این معادله را دوباره تا زمانی که همگرا شود حل می کنیم.

۴- نتایج و بحث

۴-۱- نتایج تجربی و اعتبار سنجی مدل سازی

برای به دست آوردن نتایج مدل سازی و بهینه سازی از کد نویسی در نرم افزار MATLAB استفاده شده است. حل عددی معادله غیر خطی (۲۱) بر اساس مراحل ذکر شده در خود این نرم افزار بوده و خروجی حاصل از شبکه عصبی نیز در هر تکرار یا حلقه به عنوان ورودی کمپرسور دوم استفاده شده است.

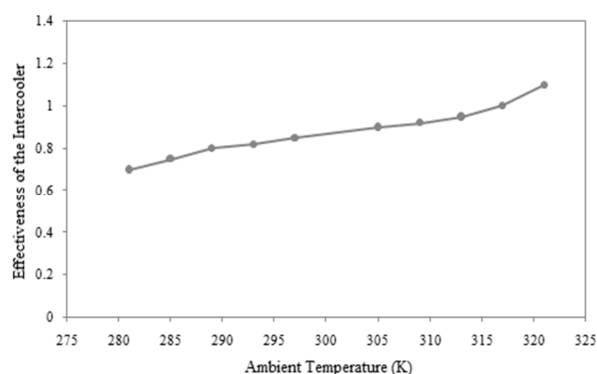
شکل ۲ نتایج حاصل از بازده آیزنتروپیک کمپرسور اول برحسب دمای هوای ورودی به آن را نشان می دهد. با تغییر دمای هوای ورودی از 280K تا 325K بازده آیزنتروپیک کمپرسور تقریباً ۵٪ کاهش می یابد.



شکل ۲- تغییرات بازده کمپرسور مرحله اول برحسب دمای هوای ورودی

معنا است که در شرایط بسیار گرم دمای هوای ورودی به کمپرسور دوم کمتر است از دمای ورودی به کمپرسور اول و بنابراین کارایی حرارتی خنک‌کن برای خنک‌کاری هوا بر اساس رابطه (۱۳) می‌تواند بیشتر از ۱ باشد و این موردی است که در هیچ کدام از مقالات به آن اشاره‌ای نشده است.

به عبارت دیگر میزان خنک‌کردن هوا به حدی بوده که دمای هوای ورودی به کمپرسور دوم کمتر از کمپرسور اول است. که این کار را می‌توان با افزایش میزان دبی آب ورودی یا کاهش هر چه بیشتر دمای آب در خنک‌کن انجام داد.



شکل ۴- تغییرات کارایی خنک‌کن میانی بر اساس دمای هوای ورودی سیکل

جدول (۳) نتایج حاصل از مدل‌سازی و نتایج تجربی مربوط به توان مصرفی کمپرسور مرحله‌ی دوم را نشان می‌دهد. نکته‌ی مهم راجع به این کمپرسور محدوده‌ی کم تغییرات دمای هوای ورودی به آن (برخلاف کمپرسور اول) است.

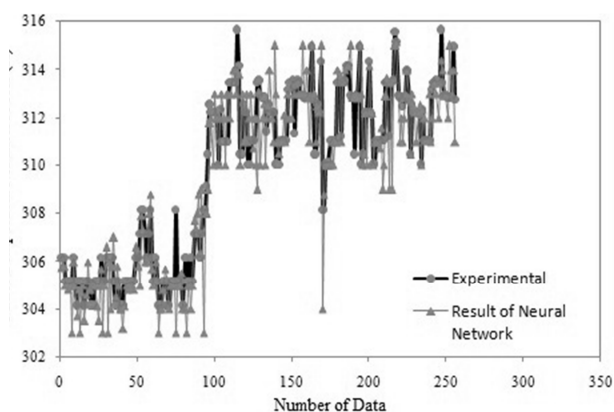
$T_{3act}(K)$	$T_{3mod}(K)$	$W_{34act}(kW)$	$W_{34mod}(kW)$	Error(%)
۳۰۴	۳۰۴/۶۰	۶۸۶	۶۴۴	۶/۵۱
۳۰۶	۳۰۵/۹۱	۶۹۸	۶۵۵	۶/۵۰
۳۰۸	۳۰۸/۳۵	۷۰۳	۶۶۱	۶/۴۷
۳۱۰	۳۰۹/۹۰	۶۹۰	۶۴۸	۶/۵۰
۳۱۲	۳۱۱/۶۵	۶۷۰	۶۲۹	۶/۵۰
۳۱۴	۳۱۳/۸۵	۶۹۳	۶۵۱	۶/۵۰
۳۱۶	۳۱۴/۹۰	۶۵۶	۶۱۶	۶/۴۹

شکل ۵ تغییرات بازده آیزنتروپیک کمپرسور مرحله‌ی دوم بر اساس دمای هوای ورودی به آن را نشان می‌دهد. به دلیل محدوده‌ی کم تغییرات دمای هوای ورودی به این کمپرسور تغییرات بازده آن نیز اندک است. علت اصلی تغییرات اندک دمای هوای ورودی تغییرات اندک دمای آب ورودی به خنک‌کن است.

جدول (۱) نتایج حاصل از مدل‌سازی توان مصرفی کمپرسور مرحله‌ی اول و نتایج تجربی را نشان می‌دهد.

$T_1(K)$	$Q(m^3/s)$	$W_{12act}(kW)$	$W_{12mod}(kW)$	Error(%)
۲۸۱	۶/۱۷۵	۷۳۳	۷۲۳	۶/۴۷
۲۸۹	۶/۳۸۸	۷۹۳	۷۴۵	۶/۴۵
۲۹۷	۶/۱۳۸	۷۷۵	۷۲۸	۶/۴۴
۳۰۵	۶/۴۷۰	۸۰۴	۷۵۵	۶/۴۳
۳۱۳	۶/۴۸۴	۷۹۴	۷۴۳	۶/۴۳
۳۲۱	۶/۴۸۴	۷۹۴	۷۴۶	۶/۴۲
۳۲۴	۶/۴۸۴	۷۹۴	۷۴۵	۶/۴۴

شکل ۳ نتایج حاصل از پیش‌بینی دمای هوای خروجی از خنک‌کن میانی توسط شبکه عصبی و نتایج تجربی ثبت شده را نشان می‌دهد.



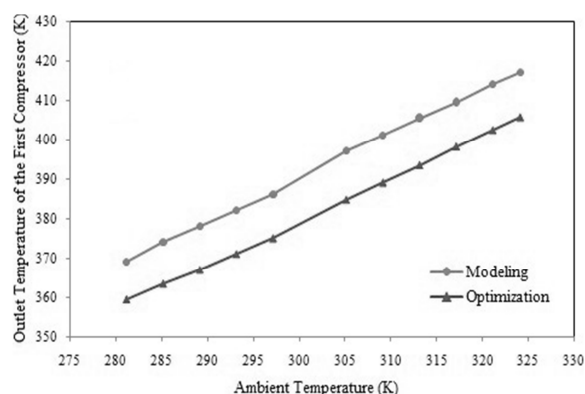
شکل ۳- نتایج دمای خروجی خنک‌کن بر اساس شبکه عصبی و تجربی

همان‌گونه که از شکل می‌توان مشاهده کرد شبکه دارای دقت مناسبی بوده به ویژه عکس‌العمل آن به تغییر ناگهانی دما (از داده ۱۰۰ به بعد یک پرش ناگهانی در دمای خروجی از خنک‌کن مشاهده می‌شود). این تغییر ناگهانی به دلیل تغییر شرایط کارکردی از فصل زمستان به تابستان است.

به منظور ارزیابی شبکه بر اساس داده‌های تست آن می‌توان از روش‌های آماری مناسب از جمله محاسبه‌ی خطای حداقل مربعات و انحراف معیار داده‌های واقعی و نتایج حاصل از مدل‌سازی دمای هوای خروجی از خنک‌کن میانی بر اساس روش شبکه عصبی مصنوعی استفاده نمود. جدول (۲) نتایج آماری شبکه عصبی را نشان می‌دهد.

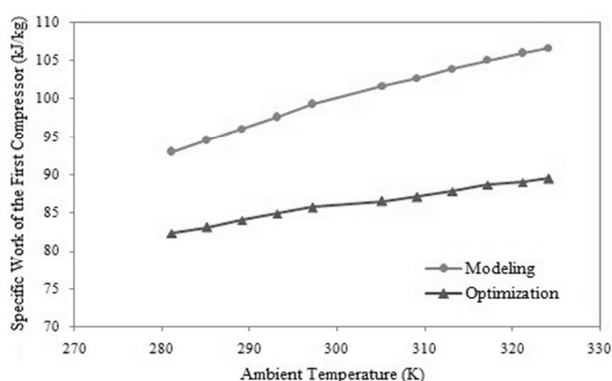
انحراف معیار	خطای حداقل مربعات	کمترین خطا دما (K)	بیشترین خطا دما (K)	تعداد داده‌ها
۱/۶۱۷	۴/۱۸۴	۰/۰۰۲	۳/۰۰	۴۰

شکل ۴ تغییرات کارایی خنک‌کن میانی بر اساس رابطه‌ی (۱۳) را نشان می‌دهد. همان‌گونه که از شکل مشخص است تغییرات کارایی خنک‌کن جهت خنک کردن هوا بین ۰/۷ تا ۱/۱ می‌باشد که به این



شکل ۶- تغییرات دمای خروجی کمپرسور اول در شرایط بهینه و عادی

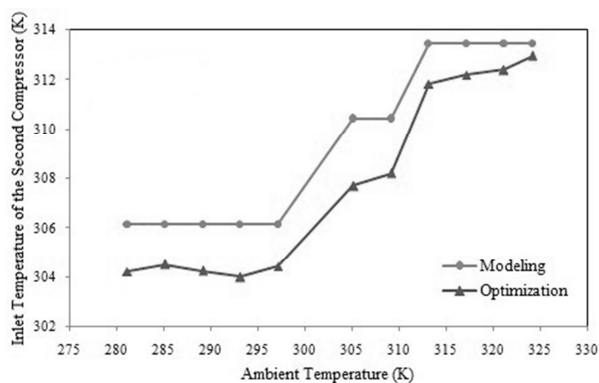
شکل ۷ نتایج حاصل از مدلسازی و بهینه‌سازی توان مصرفی ویژه کمپرسور اول بر اساس دمای هوای ورودی به آن را نشان می‌دهد.



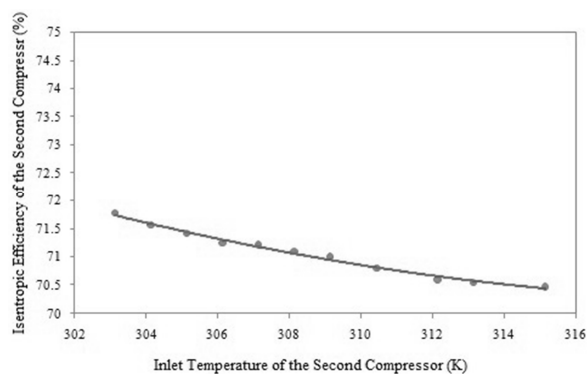
شکل ۷- تغییرات توان مصرفی ویژه کمپرسور اول و نتایج حاصل از بهینه‌سازی آن

در فصل تابستان تفاوت بین نتایج حاصل از مدلسازی و بهینه‌سازی افزایش می‌یابد که به این معنا است که با افزایش دما کمپرسورهای سیستم از حالت بهینه شده‌ی خود فاصله می‌گیرند.

شکل‌های ۸ و ۹ تغییرات دمای هوای ورودی و خروجی از کمپرسور دوم در حالت مدلسازی و بهینه‌سازی شده را بر اساس دمای هوای ورودی به سیستم را نشان می‌دهند.



شکل ۸- تغییرات دمای هوای ورودی به کمپرسور دوم همراه با مقادیر بهینه شده‌ی آن



شکل ۵- تغییرات بازده کمپرسور دوم بر حسب دمای هوای ورودی به آن

۴-۲- بهینه‌سازی

شرایط کارکردی کمپرسور دوم شدیداً وابسته به شرایط کمپرسور اول و خنک‌کن میانی است. پارامترهای بهینه شده‌ی این دو کمپرسور شامل نسبت فشار بهینه در هر کمپرسور و همچنین توان مصرفی بهینه در جداول ۴ و ۵ نشان داده شده‌اند. بیشترین مقدار بهینه شده توان مصرفی کمپرسور اول و دوم به ترتیب ۲۰٪ و ۶٪ می‌باشد. همچنین بیشترین و کمترین مقدار بهینه شده توان مصرفی سیکل به ترتیب ۹/۶٪ و ۲/۹٪ است.

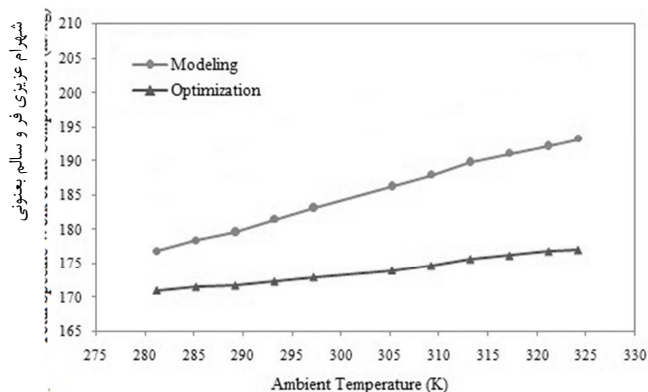
جدول ۵- شرایط عادی و بهینه شده کمپرسور اول

$T_1(K)$	$r_{12}(bar)$	$r_{12opt}(bar)$	$W_{12mod}(kW)$	$W_{12opt}(kW)$
۲۸۱	۲/۱۰۰	۱/۹۵۶	۷۲۳	۷۴۲
۲۸۹	۲/۰۳۰	۱/۹۲۲	۷۴۵	۷۵۰
۲۹۷	۲/۰۰۰	۱/۹۱۰	۷۲۸	۶۱۵
۳۰۵	۱/۹۷۱	۱/۸۸۰	۷۵۵	۶۴۲
۳۱۳	۱/۹۴۷	۱/۸۶۷	۷۴۳	۶۴۳
۳۲۱	۱/۹۱۹	۱/۸۵۰	۷۴۶	۶۳۳
۳۲۴	۱/۹۱۱	۱/۸۴۶	۷۴۵	۶۳۲

جدول ۶- شرایط عادی و بهینه شده کمپرسور اول

$T_1(K)$	$r_{34}(bar)$	$r_{34opt}(bar)$	$W_{34mod}(kW)$	$W_{34opt}(kW)$
۲۸۱	۱/۱۸۰	۱/۹۴۳	۶۴۴	۶۸۹
۲۸۹	۱/۱۸۰	۱/۹۱۱	۶۵۵	۶۸۵
۲۹۷	۱/۸۰۰	۱/۸۹۵	۶۶۱	۶۳۰
۳۰۵	۱/۷۸۲	۱/۸۷۶	۶۴۸	۶۷۰
۳۱۳	۱/۷۷۶	۱/۸۵۵	۶۲۹	۶۶۰
۳۲۱	۱/۷۷۶	۱/۸۴۸	۶۵۱	۶۵۸
۳۲۴	۱/۷۷۶	۱/۸۴۵	۶۱۶	۶۳۰

شکل ۶ نشان دهنده‌ی تغییرات دمای هوای خروجی از کمپرسور اول در شرایط عادی و بهینه شده بر اساس تغییرات دمای هوای ورودی به آن است. در شرایط بهینه شده دمای هوای خروجی از این کمپرسور در حدود ۱۰ K کمتر است از شرایط عادی کارکردی آن.

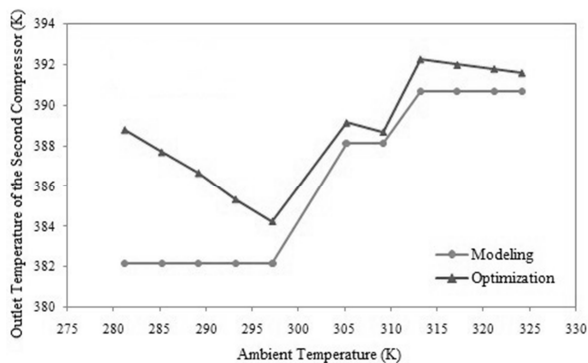


شکل ۱۱- تغییرات توان مصرفی ویژه کلی سیستم همراه با مقادیر بهینه شده آن

با توجه به شکل ۱۱ می‌توان مشاهده کرد که در فصل زمستان نتایج مدل‌سازی و بهینه‌سازی به یکدیگر نزدیک بود و با افزایش دما و فصل تابستان شرایط کارکردی کمپرسورها از حالت بهینه شده فاصله می‌گیرند.

۵- نتیجه‌گیری

- مدل‌سازی انجام گرفته برای توان مصرفی کمپرسورها دارای دقت مناسبی می‌باشد.
- استفاده از روش شبکه‌های عصبی برای محاسبه‌ی دمای هوای خروجی از خنک‌کن و محاسبه کارایی حرارتی آن با توجه به تغییرات این ضریب مناسب‌تر است از در نظر گرفتن یک مقدار ثابت آن.
- عمل‌کرد سیکل در فصل زمستان به شرایط بهینه‌ی آن نزدیک است و با افزایش دما و شروع فصل تابستان عمل‌کرد کمپرسورها از شرایط بهینه فاصله می‌گیرند. توان مصرفی کلی سیکل در فصل زمستان ۲/۹٪ و در فصل تابستان ۹/۶٪ کاهش می‌یابد.
- برای بهینه کردن توان مصرفی سیکل و همچنین تامین نسبت فشار مورد نیاز سیکل به ویژه در فصل تابستان و در مناطق گرمسیر سرعت دورانی کمپرسورها (از نوع گریز از مرکز) بایستی مستقل از یکدیگر باشند. به عبارت دیگر بجای استفاده از یک شفت مرکزی که کمپرسورها را به گردش در می‌آورد بایستی از دو شافت مستقل از هم برای هر کمپرسور استفاده کرد.
- برای محاسبه نسبت فشار در هر کمپرسور بایستی کارایی حرارتی خنک‌کن را در نظر گرفت. در فصل زمستان که دمای هوای ورودی به کمپرسور اول کمتر است بایستی نسبت فشار این کمپرسور بیشتر از کمپرسور دوم باشد و در فصل تابستان برعکس.

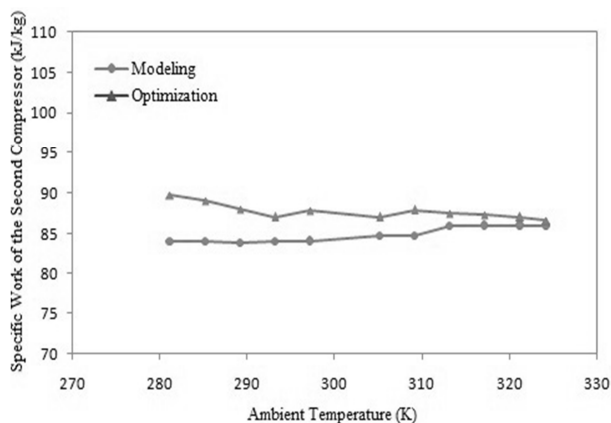


شکل ۹- تغییرات دمای هوای خروجی از کمپرسور دوم همراه با مقادیر بهینه شده‌ی آن

همان‌گونه که از شکل ۸ می‌توان مشاهده کرد با وجود افزایش دمای هوای ورودی به سیستم (و به تبع آن افزایش دمای هوای ورودی به خنک‌کن میانی) دمای هوای ورودی به کمپرسور دوم در برخی نقاط یکسان است. علت اصلی این پدیده کارایی حرارتی خنک‌کن میانی می‌باشد چرا که کارایی حرارتی تابعی است از دمای هوای ورودی، دبی جریان ورودی سیستم و دمای آب ورودی به خنک‌کن.

از شکل ۸ و ۹ می‌توان مشاهده کرد که نتایج بهینه‌سازی شده مربوط به دمای هوای خروجی از کمپرسور دوم در برخی مواقع با افزایش دمای هوای ورودی به آن کاهش می‌یابد که این امر به این دلیل کاهش نسبت فشار تولید شده در این کمپرسور در شرایط بهینه است.

شکل‌های ۱۰ و ۱۱ تغییرات توان مصرفی ویژه کمپرسور دوم و توان کلی سیستم را نشان می‌دهند.



شکل ۱۰- تغییرات توان مصرفی ویژه کمپرسور اول و نتایج حاصل از بهینه‌سازی آن

flows, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, Issue 5, 2007, pp. 544-552.

[10] Datta A. and Som S. K., Thermodynamic Irreversibilities and Second Law Analysis in a Spray Combustion Process, *Combustion Science and Technology*, Vol. 142, Issue 1-6, 1999, pp. 29-54.

[11] Bassily A. M., Effect of evaporative inlet and aftercooling under recuperated gas turbine cycle, *Applied thermal engineering*, Vol. 21, 2001, pp. 1875-1890.

[12] Roytta P., Turunen-Saaresti T. and Honkatukia J., Optimising the refrigeration cycle with a two-stage centrifugal compressor and a flash intercooler, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, 2009, pp. 1366-1375.

[13] Apreaa C., Mastrullob R. and Rennoa C., Fuzzy control of the compressor speed in a refrigeration plant, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, Issue 6, 2004, pp. 639-648.

[14] Kakaras E., Doukelis A. and Karellas S., Compressor intake-air cooling in gas turbine plants, *Energy*, Vol. 29, Issues 12-15, 2004, pp. 2347-2358.

[15] Srinivasan K., Identification of optimum inter-stage pressure for two-stage transcritical carbon dioxide refrigeration cycles, *Journal of Supercritical Fluids*, Vol. 58, 2011, pp. 26-30.

[16] Turunen-Saaresti T., Roytta P., Honkatukia J. and Backman J., Predicting off-design range and performance of refrigeration cycle with two-stage centrifugal compressor and flash intercooler, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, 2010, pp. 1152-1160.

[17] Wanga H., Maa Y., Tianc J. and Lia M., Theoretical analysis and experimental research on transcritical CO2 two stage compression cycle with two gas coolers (TSCC + TG) and the cycle with intercooler (TSCC + IC), *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, Issues 8-9, 2011, Pages 2819-2828.

[18] Chena L., Luoa J., Suna F. and Wu C., Design efficiency optimization of one-dimensional multi-stage axial-flow compressor, *Applied Energy*, Vol. 85, Issue 7, 2008, pp. 625-633.

[19] Vadasz P. and Weiner D., The Optimal Intercooling of Compressors by a Finite Number of Intercoolers, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 114, Issue 3, 1992, pp. 255-260.

[20] Lewins J. D., Optimizing an Intercooled Compressor for an Ideal Gas Model, *International Journal of Mechanical Engineering Education*, Vol. 31, Issue 3, 2000, pp. 190-200.

[21] Ibrahim T. K., Rahman M. M. and Abd Alla A. N., Study on the Effective Parameter of Gas Turbine Model with Intercooled Compression Process, *International Journal of Scientific Research and Essays*, Vol. 23, 2010, pp. 3760-3770.

[22] Wu Y., Hamilton J. F. and Shenghong W., Optimization of Shell-and-Tube Intercooler in Multistage Compressor System, *International Compressor Engineering Conference*, 1982, paper 399.

[23] Ghorbanian K. and Gholamrezaei M., An artificial neural network approach to compressor performance prediction, *Applied Energy*, Vol. 86, 2009, pp. 1210-1221.

[24] Bendiksen K. H., An experimental investigation of the motion of long bubbles in inclined tubes, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 10, pp. 467-483, August 1984.

[25] França F. a. L., Jr., R. T., The use of drift-flux techniques for the analysis of horizontal two-phase flows, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 18, pp. 787-801, November 1992.

[26] T. a. I. Hibiki, M., Distribution parameter and drift velocity of drift-flux model in bubbly flow,"

۶- تشکر و قدردانی

در اینجا برخورد لازم می‌دانیم از زحمات کارکنان شرکت پتروشیمی فجر که امکان بازدید و ثبت داده‌های مربوط به سیکل را به ما دادند کمال تقدیر و تشکر را داشته باشیم.

۷- فهرست علائم

ظرفیت گرمایی فشار ثابت بخار آب	C_{pw}
ظرفیت گرمایی فشار ثابت بخار آب	C_{pa}
میزان کارایی خنک‌کن میانی	e
آنتالپی سیال	h
درجه کلوین	K
دبی جرمی هوا	$\dot{m}$
فشار بخار آب موجود در هوا	P_{vap}
فشار بخار آب اشباع	P'_{vap}
دور بر دقیقه	RPM
فشار مورد نیاز سیکل	r
افت فشار در خنک‌کن میانی	r_0
توابع لاگرانژ	L_0, L_a, L_b, L_c, L_d
توان مصرفی	W
جز مولی بخار آب	X

علائم یونانی

رطوبت نسبی هوا	ϕ
بازده آیزنتروپیک کمپرسور اول	η_{12}
بازده آیزنتروپیک کمپرسور دوم	η_{34}

۸- مراجع

- [1] Saidur R., Rahim N. A. and Hasanuzzaman M., A review on compressed-air energy use and energy saving, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, Issue 4, 2010, pp.1135-1153.
- [2] Koch C. C. and Smith L. H., Loss Sources and Magnitudes in Axial-Flow Compressors, *J. Eng. Power*, Vol. 98, Issue 3, 1976, pp. 411-424.
- [3] Ludtke K., Aerodynamic Tests on Centrifugal Process Compressors the Influence of the Vaneless Diffusor Shape, *J. Eng. Power*, Vol. 105, Issue 4, 1983, pp. 902-909.
- [4] Yang M., Air compressor efficiency in a Vietnamese enterprise, *Energy Policy*, Vol. 37, Issue 6, 2009, pp. 2327-2337.
- [5] Erkki L. and Ville T., A Supercritical 250 kW Industrial Air Compressor Prototype, *Journal of System Design and Dynamics*, Vol. 3, Issue 4, 2009, pp. 639-650.
- [6] Cengel Y. A. and Boles M. A., Thermodynamics: An Engineering Approach, McGraw-Hill College; 4th edition, 2001.
- [7] Naterer G. F., Embedded converging surface microchannels for minimized friction and thermal irreversibilities, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, Issue 7, 2005, pp. 1225-1235.
- [8] Bejan A., Kearney D. W. and Kreith F., Second Law Analysis and Synthesis of Solar Collector Systems, *J. Sol. Energy Eng.*, Vol. 103, Issue 1, 1981, pp. 23-28.
- [9] Balajia C., Höllingb M. and Herwigb H., Entropy generation minimization in turbulent mixed convection

International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 707-721, February 2002.

[27] D. Michael, *Advanced Numerical Methods for Hyperbolic Equations and Applications Lecture*, pp. 77-81, 2011.

[28] Castro J. M. G. M., and Pares C., High order finite volume schemes based on reconstruction of states for solving hyperbolic systems with nonconservative products. applications to shallow-water systems, *journal of Mathematics of computation*, Vol. 75, pp. 1103-1134, 2006.

[29] Baudin M., Berthon c., Coquel f., masson r., And tran q. H., a relaxation method for two phase flow models with hydrodynamic closure law, *Numerische mathematik*, Vol. 99, pp. 411-440, january 2005a.