

تعیین سطح فشار بهینه در سیستم سرویس جانبی با در نظر گرفتن تغییرهای خواص فیزیکی و ترمودینامیکی سیال

محمدرضا امیدخواه*⁺، احمدرضا زراعتکار

تهران، دانشگاه تربیت مدرس، دانشکده فنی و مهندسی، بخش مهندسی شیمی

محمودرضا حجتی

شیراز، دانشگاه آزاد اسلامی واحد شیراز، دانشکده فنی و مهندسی، بخش مهندسی نفت و پتروشیمی

چکیده: چگونگی طراحی سیستم سرویس‌های جانبی به شدت روی طراحی و راهبری سیستم فرایندی کل تأثیر می‌گذارد. بنابراین تاکنون روش‌های متعددی در مورد نحوه طراحی و عملکرد سیستم سرویس‌های جانبی ارائه شده است. در روش‌هایی که تا کنون برای تعیین سطح فشار بهینه در طراحی سیستم سرویس‌های جانبی ارائه شده، تغییر خواص فیزیکی و ترمودینامیکی بخار با تغییر دما و فشار در نظر گرفته نشده است. در این پژوهش، سعی شده تا مدلی ریاضی برای تعیین سطح فشار بهینه در سیستم سرویس‌های جانبی با متغیر در نظر گرفتن خواص فیزیکی و ترمودینامیکی سیال ارائه شود. در این مدل معادلاتی که قابلیت محاسبه تغییرهای خواص مذکور با تغییر دما و فشار را دارند، به مجموعه‌ی معادله‌های مربوط به موازنه‌ی جرم و انرژی سیستم افزوده شده‌اند. به این ترتیب دستیابی به تعیین سطح فشار بهینه در سیستم سرویس‌های جانبی با متغیر در نظر گرفتن خواص فیزیکی و ترمودینامیکی سیال میسر شده است. با انجام دو مطالعه موردی با استفاده از مدل ارائه شده و مقایسه‌ی نتیجه‌ها با دیگر پژوهشگرانی که از تغییرهای خواص فیزیکی و ترمودینامیکی بخار در تحلیل‌های خود صرف‌نظر کرده‌اند، نتیجه‌گیری می‌شود که با ثابت در نظر گرفتن خواص فیزیکی و ترمودینامیکی بخار، اگرچه از حجم معادله‌ها (به ویژه معادله‌های غیر خطی) به میزان قابل توجهی کاسته می‌شود، ولی تفاوتی که در نتیجه‌های نهایی ایجاد می‌شود در بسیاری از موارد قابل چشم‌پوشی نیست. این فرض به شدت روی توزیع بهینه بار حرارتی مبدل‌ها و توان تولیدی توربین‌ها و همچنین دما و فشار سطوح بهینه پیشنهادی برای بخار تأثیر می‌گذارد، به طوری که در یکی از مطالعات موردی ۱۵ درصد تغییر بار مبدل‌ها و نزدیک به ۱۰۰ درصد کاهش در توان تولیدی یکی از توربین‌ها مشاهده شد و توان توربین به حدود صفر کاهش یافت. این بدان معناست که در نظر گرفتن تغییرهای خواص فیزیکی با دما و فشار می‌تواند حتی منجر به تغییر ساختار نهایی نیز بشود.

واژه‌های کلیدی: سیستم سرویس‌های جانبی، سیستم فرایندی کل، سطح فشار بهینه، خواص فیزیکی و ترمودینامیکی، فنون بهینه‌سازی.

KEY WORDS: Utility systems, Total site, Optimum pressure level, Physical and thermodynamic properties, Optimization techniques.

مقدمه

برنامه‌ریزی ریاضی برای چگونگی یک‌پارچه‌سازی شبکه سرویس‌های جانبی ارایه دادند.

نخستین مقاله، سیستم سرویس جانبی در قالب یک ابرساختار مطرح شد که می‌تواند با تأمین نیازها، بهینه شود. برای بهینه‌سازی ساختار و پارامترهای سرویس جانبی با نیازهای ثابت توان و بخار، از مدل MILP استفاده شده است. سیستم سرویس جانبی بهینه از یک ابرساختار به دست آمده و با استفاده از توازن‌های ساده، مدل شده است. سپس کار آنها با احتساب تغییرهای پیش‌بینی شده در نیازهای فرایند به شکل یک الگوی نیاز سرویس جانبی چند مرحله‌ای توسعه یافت [۵].

در دومین مقاله، بارهای حرارتی ابرساختار سیستم سرویس جانبی به‌عنوان متغیر در نظر گرفته شد که محاسبه تولید ترکیبی کار مکانیکی و حداقل انرژی مورد نیاز را ممکن می‌سازد [۶].

در پژوهش بعدی، از مدل MILP سیستم سرویس جانبی و نمودار آبخاری گرما برای طراحی سیستم فرایند کل، استفاده شد [۷]. به منظور انتخاب فشار بهینه خطوط اصلی بخار *Linnhoff* و *Morton* استفاده از منحنی ترکیبی را پیشنهاد کردند [۸]. سپس *Swaney* یک مدل انتقالی را برای طراحی شبکه‌ای شامل موتورهای حرارتی و پمپ‌های حرارتی بیان کرد. این راه حل گزینه‌های طراحی را مشخص و زمینه‌ای برای تصمیم‌گیری در انتخاب و چیدمان نهایی تجهیزات فراهم می‌کند [۹].

Dhole و *Linnhoff* با هدف حداقل کردن مصرف سیستم سرویس‌های جانبی، با استفاده از پروفیل‌های چشمه و چاه، روش یک‌پارچه‌سازی کل یک واحد صنعتی را برای چند فرایند ارایه کردند. در این روش پروفیل‌های چشمه و چاه، میزان تولید و مصرف گرمای خالص در فرایند کل را ارایه می‌کرد (به این مفهوم که میزان گرمای خالص مورد نیاز و دفع شده به سرویس‌های جانبی را پس از حداکثر شدن بازیافت حرارت در فرایند نشان می‌داد). تجزیه و تحلیل پینچ راه حل بهینه کلی را به دست نمی‌دهد چرا که این راهکار نمی‌تواند به طور هم‌زمان با موازنه‌های مواد به کار برده شود اما قادر است به سرعت ساختارهای یک‌پارچه شده مناسب بین فرایندهای به نسبت پیچیده ارایه دهد [۱۰].

Raissi با استفاده از روش تجزیه و تحلیل فرایند کل، تعیین سطوح بهینه بخار و در نتیجه‌ی آن حداقل سازی مصرف سوخت (MFR) یا حداقل هزینه سرویس‌های جانبی (MUC) را ارایه داد [۱۱] و در نهایت *Shang* و *Kokossis* یک روش بهینه‌سازی

تعیین سطح بهینه فشار بخار در سرویس‌های جانبی، مسئله مهمی در طراحی آنهاست. سیستم فرایندی کل از سه بخش واحد اصلی، شبکه مبدل‌های حرارتی و سرویس‌های جانبی تشکیل می‌شود و طراحی هر یک از این بخش‌ها، به ویژه سرویس‌های جانبی، روی کل فرایند اثر گذار است.

به طور معمول در طراحی سرویس‌های جانبی، دو فاکتور اساسی سطح فشار بهینه و نحوه‌ی چیدمان تجهیزات مورد بررسی قرار می‌گیرد. بنابراین، تعیین سطح فشار بهینه سیستم سرویس‌های جانبی، یکی از مهم‌ترین مراحل طراحی است که در حالت کلی از دو مسیر قابل اجراست:

۱- روش‌های ترمودینامیکی

۲- روش‌های مبتنی بر حل مدل‌های ریاضی و تکنیک‌های بهینه‌سازی.

برای تعیین سطح فشار بهینه سیستم سرویس‌های جانبی، مدل‌های بسیاری ارایه شده که به برخی از آنها اشاره می‌شود.

برای نخستین بار *Nishio* موضوع انتخاب سطوح بهینه فشار بخار را مطرح کرد [۱]. سپس *Nishio* و *Johnson* یک روش ترمودینامیکی پیشنهاد کردند که در آن تجهیزاتی مانند توربین‌ها و موتورهای الکتریکی به کمک حل مدل خطی با به حداقل رساندن اتلاف انرژی انتخاب می‌شد. هر چند حداقل کردن اتلاف انرژی منجر به افزایش بازده می‌شد اما لحاظ نشدن هزینه‌های سرمایه‌گذاری مربوط به تجهیزات و استفاده از قوانین ابتکاری در تعیین ساختار و نیز فرض خطی بودن رابطه هزینه سرمایه‌گذاری با ظرفیت دستگاه‌ها از نقاط ضعف این مدل محسوب می‌شود [۲].

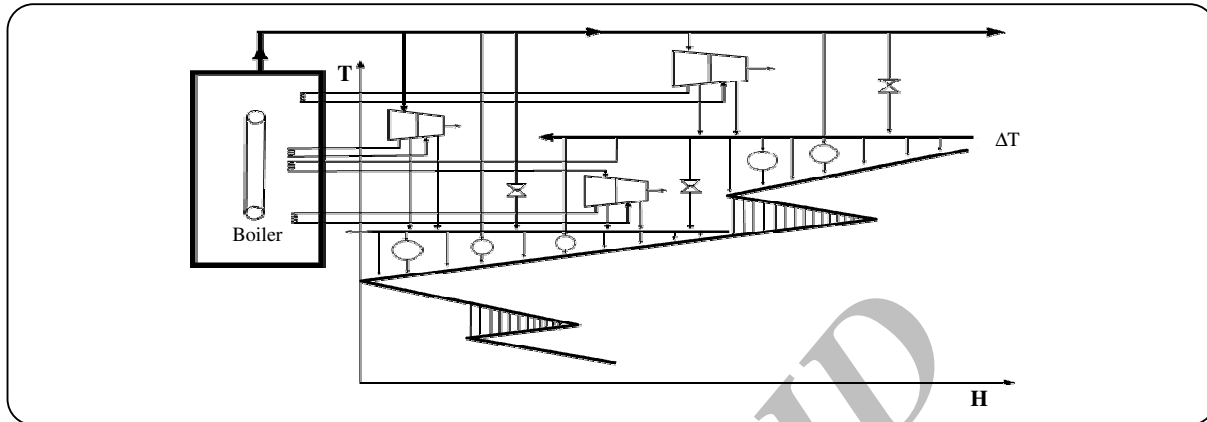
Petroulas و *Reklaitis* مدلی متشکل از دو تابع هدف که یکی وظیفه تعیین شرایط بهینه خطوط بخار و دیگری به حداقل رسانی اتلاف کار واقعی را به عهده داشت پیشنهاد کردند [۳].

Brown به کمک یک مدل ترمودینامیکی نشان داد می‌توان سیستم سرویس جانبی بهینه را با کمک نسبت توان به حرارت (P/H) مشخص کرد که این نسبت وابستگی ضعیفی به نوع سوخت مصرفی دارد [۴].

Grossmann و *Papoulias* مسأله ترکیب توان و حرارت (CHP) را در زمینه یک‌پارچه‌سازی فرایندهای شیمیایی با یک مدل ریاضی بررسی کردند. آن‌ها مقالاتی در راستای استفاده از

سیستماتیک برای بهینه‌سازی سطح فشار بخار سیستم سرویس‌های جانبی ارائه دادند. این مدل می‌توانست برای حداقل کردن مصرف

سوخت مورد نیاز (MFR) هم به کار برده شود [۱۲].



شکل ۱- ابرساختار یک فرایند با منحنی ترکیبی جامع (GCC) مشخص.

نخستین مرحله در تحلیل سیستم سرویس‌های جانبی، تعیین ابرساختار و یا به عبارت دیگر در نظر گرفتن تمامی ترکیب‌های گوناگون محتمل برای یک سیستم سرویس جانبی در فرایند کل است. از آنجا که بحث تعیین فشار سطوح بخار به طور معمول مربوط به بالای نقطه پینچ است (زیرا به طور معمول فقط در منطقه‌ی بالای پینچ بخار در سطوح متفاوت به عنوان منبع گرما یا تولید توان مورد استفاده قرار می‌گیرد). بنابراین، در اینجا فقط تشکیل ابرساختاری مناسب برای قسمت بالای پینچ بررسی می‌شود. مرحله‌های تشکیل ابرساختار به شرح زیر پیشنهاد می‌شود:

- ۱- منحنی ترکیبی جامع (GCC) فرایند ترسیم شود تا سطوح متفاوتی که به انرژی نیاز دارند و همچنین شرایط دمایی و انتالپی (ΔH) مورد نیاز هر سطح تعیین شود (شکل ۱).

- ۲- همان‌گونه که ذکر شد، ابرساختار باید به نحوی تشکیل شود که حالت‌های متفاوتی را در خود جا دهد. بنابراین ابتدا باید فهرست کاملی از تجهیزاتی که می‌توانند در ابرساختار قرار گیرند، تهیه شود.
- ۳- تجهیزات و خطوط اصلی متفاوت بخار روی منحنی ترکیبی جامع (GCC) با حالت‌های متفاوت ممکن در نظر گرفته شود.

با تشکیل منحنی ترکیبی جامع (GCC) یک فرایند، بخش‌هایی که به انرژی نیاز دارند و همچنین انرژی مورد نیاز آنها که باید به وسیله‌ی سطوح متفاوت بخار تامین شود، مشخص می‌شود. از مجموع بخار تولیدی مقداری برای فروش، بخشی برای تامین انرژی مورد نیاز سطوح متفاوت و قسمتی از آن نیز با عبور از شیر

با بررسی اقداماتی که انجام شده است، می‌توان به این نتیجه رسید که مسأله تجزیه و تحلیل سیستم سرویس‌های جانبی، می‌تواند با یک مدل MILP فرمول بندی شود و به این وسیله می‌توان بر بسیاری از مشکلات غلبه کرد.

آنچه مشخص است، در تمام پژوهش‌های گذشته نقش خواص فیزیکی و ترمودینامیکی سیال از قبیل چگالی، ظرفیت حرارتی، گران روی و هدایت حرارتی، در حل مسأله ثابت در نظر گرفته شده است و تغییرهای آن‌ها با دما و فشار لحاظ نشده است. این امر ممکن است تفاوتی بین مقدارهای بهینه محاسبه شده (نظری) و حالت بهینه واقعی ایجاد کند.

در این مقاله سعی شده است به کمک یک مدل MINLP و با هدف ماکسیمم کردن سود در تابع هدف سطح فشار بهینه‌ی سیستم سرویس‌های جانبی با در نظر گرفتن تغییرهای خواص فیزیکی و ترمودینامیکی با دما و فشار معین شود.

مدل ریاضی

مدل ریاضی برای تعیین سطح فشار بهینه در یک سیستم سرویس‌های جانبی با در نظر گرفتن خواص فیزیکی و ترمودینامیکی متغیر سیال، شامل مرحله‌های زیر است:

الف - تعیین ابرساختار (superstructure) مناسب

فشار شکن سطح دیگری از بخار را می‌سازد؛ بخش دیگری نیز می‌تواند از یک توربین عبور کرده و حالت‌های ذیل را به وجود آورد:

۱- بخار خروجی از توربین به صورت بخار اشباع به سطح بعدی هدایت شود.

به عنوان نمونه منحنی ترکیبی جامع (GCC) برای یک فرایند فرضی به صورت، یک ابرساختار در شکل ۱ آورده شده است. پس از تکمیل یک ابرساختار و نهایی شدن آن، باید معادله‌های متفاوت از قبیل معادله‌های مربوط به تابع هدف، قیود مرتبط با آن، معادله‌های جرم و انرژی و معادله‌های مربوط به تجهیزات مورد استفاده در یک ابرساختار نوشته شود.

ب - فرضیه‌های به کار رفته

برای نوشتن معادله‌ها از فرضیه‌های زیر استفاده شده است:

۱- جریان‌های خروجی از مبدل‌ها، توربین‌ها و شیرهای فشارشکن اشباع هستند.

۲- فشار و در نتیجه آنتالپی در واحد جرم جریان‌های ورودی به هر خط اصلی بخار، با آنتالپی در واحد جرم خود خط اصلی برابر است.

۳- آنتالپی در واحد جرم جریان‌های خروجی از هر خط اصلی بخار با آنتالپی در واحد جرم خود خط اصلی برابر است.

۴- هر جریان با سه شماره (ijk) مشخص می‌شود که شماره اول (i) مربوط به خط اصلی تغذیه کننده‌ی جریان مورد نظر است، شماره‌ی دوم (j) مربوط به خود جریان است که ترتیب وجود آن را در سطح خط اصلی تغذیه کننده نشان می‌دهد و شماره سوم (k) مربوط به دستگاهی است که جریان از آن خارج شده است. به عنوان مثال، $m_{۲۵۳}$ نشان دهنده‌ی جریان پنجم از دومین خط اصلی بخار (بخار با فشار میانی) است که از دستگاه شماره سه خارج می‌شود.

۵- در این مقاله فرض بر این است که امکان استفاده از سه سطح بخار (بخار با فشار بالا، فشار میانی و فشار پایین) وجود دارد، لذا گستره‌ی تغییرهای خطوط اصلی بخار (i) از ۱ تا ۳ است.

۶- شماره گذاری تجهیزات از دیگ بخار با شماره یک شروع می‌شود.

ج - تابع هدف

تابع هدف را به صورت‌های متفاوتی می‌توان تنظیم کرد. به عنوان مثال تابع هدف می‌تواند حداکثر شدن سود باشد. بدیهی

۲- بخار خروجی از توربین پس از گرمایش مجدد، در یک توربین دیگر مورد استفاده قرار گیرد و سپس بخار خروجی از توربین دوم به سطح بعدی فرستاده شود.

است که در این حالت بحث فروش بخار در سطوح متفاوت و کار تولیدی مطرح می‌شود. اگر حداقل شدن مصرف انرژی به عنوان تابع هدف انتخاب شود، به طور طبیعی تجهیزاتی از قبیل توربین، دیگ بخار و ... باید در بهترین شرایط عملیاتی کار کنند تا بازده آنها حداکثر شود. اگر تابع هدف حداقل شدن اتلاف اکسرژی انتخاب شود، باید سطوح بخار خطوط اصلی به گونه‌ای باشند که اتلاف اکسرژی حداقل شود.

در این پژوهش تابع هدف حداکثر شدن سود انتخاب شده تا با شرایط کاربردی و واقعی تطابق بیشتری داشته باشد. لذا معادله‌ی مربوط به تابع هدف می‌تواند به شکل زیر نوشته شود:

هزینه - فروش = سود (حداکثر سازی)

که فروش، شامل فروش توان و بخار تولید شده در سطوح متفاوت و هزینه، شامل هزینه‌ی مربوط به خرید دیگ بخار، مبدل‌ها و توربین‌ها است.

د - متغیرهای طراحی و قیود

متغیرهای طراحی برای تابع هدف تعیین شده می‌توانند به دو دسته‌ی زیر تقسیم شوند:

۱- سطوح دما و فشار برای هر خط اصلی بخار

$T_H, P_H, T_M, P_M, T_L, P_L$

۲- دبی جرمی جریان‌ها

دبی جرمی همه‌ی جریان‌هایی که برای فروش بخار در سطوح متفاوت مورد استفاده قرار می‌گیرند یا به طور مستقیم از سطوح متفاوت بخار گرفته شده‌اند و یا خروجی از توربین‌ها هستند.

ه - معادله‌ها

این معادله‌ها شامل معادله‌های مربوط به محاسبه‌ی خواص فیزیکی، سطوح مبدل‌ها، موازنه‌های جرم و انرژی و مدل‌های قیمت است.

موازنه‌های جرمی

با استفاده از رابطه‌ی زیر می‌توان موازنه‌های جرمی یک ابرساختار را نوشت:

$$M_{ijk} = \sum_{i=1}^r \sum_{j=2}^n \sum_{k=1}^p m_{ijk} \quad (1)$$

که در آن f برابر است با تعداد انشعابات از هر خط اصلی بخار:

$$i = 1, 2, 3; \quad j = 1, 2, 3, \dots, n; \quad k = 1, 2, 2, \dots, p$$

البته در اینجا فرض بر این است که تنها سه سطح بخار وجود دارد و n و p به ترتیب نشان دهنده‌ی تعداد جریان‌ها و تعداد دستگاه‌ها در هر سطح بخار هستند.

موازنه‌های انرژی

با استفاده از رابطه‌ی زیر می‌توان موازنه‌های انرژی یک ابرساختار را نوشت:

$$H_{ijk} = \sum_{i=1}^r \sum_{j=2}^n \sum_{k=1}^p m_{ijk} h_{ijk} \quad (3)$$

- آنتالپی در واحد جرم جریان‌های انشعابی از هر خط اصلی بخار با آنتالپی در واحد جرم خط اصلی برابر است.

$$h_{ijk} = h_{i,j+e,k} \quad (4)$$

که e شماره‌نده جریان منشعب از هر خط اصلی بخار است:

$$e = 1, 2, \dots, f$$

- فشار جریان‌های خروجی از هر دستگاه، با فشار خط اصلی که بخار وارد آن می‌شود، برابر است. از آنجا که خطوط اصلی بخار با فشار میانی و فشار پایین به حالت اشباع هستند، لذا با برابری فشارها، آنتالپی در واحد جرم آنها نیز برابر است:

$$P_{i,j+f-1,k} = P_{i+1,j,k} \quad (5)$$

که در آن:

$$i = 1, 2, 3; \quad j = 1, 2, 3, \dots, n; \quad k = 2, 3, \dots, p$$

و در نتیجه:

$$h_{i,j+f-1,k} = h_{i+1,j,k} \quad (6)$$

دبی جرمی بخار ورودی و خروجی از هر دستگاه با هم برابرند.

$$m_{ijk} = m_{i,j+f-1,k} \quad (2)$$

کار تولیدی به وسیله‌ی توربین‌ها

کار ایده آل هر توربین برابر است با حاصل ضرب دبی جرمی جریان ورودی به توربین در تفاوت آنتالپی جریان‌های ورودی و خروجی از توربین؛ که برای نزدیک شدن به حالت واقعی باید آن را در بازده توربین نیز ضرب کرد.

$$w_g = m_{ijk} (h_{ijk} - h_{i,j+f-1,k}) \times \eta_t \quad (7)$$

که در آن:

$$i = 1, 2, 3; \quad j = 2, 3, \dots, n; \quad k = 1, 2, 3, \dots, p$$

کل کار تولیدی به وسیله‌ی توربین‌ها برابر است با:

$$W_t = \sum_{g=1}^v w_g \quad (8)$$

پس از اینکه کل توان تولیدی به وسیله‌ی توربین‌ها محاسبه شد، می‌توان هزینه‌ی توربین‌ها را با استفاده از معادله‌ی (۹) به دست آورد و آن را در تابع هدف جاگذاری کرد [۱۳].

$$C_{Turbine} = 7400 W_t^{0.41} \quad (\text{Bhp بر حسب } W_t) \quad (9)$$

تأمین انرژی مورد نیاز فرایند

(هر سطحی که به انرژی نیاز دارد مطابق با آنچه که در منحنی ترکیبی جامع (GCC) نشان داده می‌شود) با استفاده از مبدل‌های حرارتی:

$$Q_{Hmin} = \sum_{l=1}^x Q_l \quad (10)$$

$$Q_l = y_{lH} \Delta H_{lH} + y_{lM} \Delta H_{lM} + y_{lL} \Delta H_{lL} = \sum_{q=1}^r \Delta H_q \quad (11)$$

که مقدار Q_l برای هر سطح از روی منحنی ترکیبی جامع (GCC) مشخص و جزء اطلاعات مسأله است.

$$\text{If } T_M < T_{Bl} < T_H \rightarrow y_{lH} = 1, y_{lM} = 0, y_{lL} = 0$$

قیود بالا نوع و مقدار بخار مورد استفاده برای هر سطحی که نیاز به انرژی دارد را مشخص می‌کند. با توجه به اینکه مهم‌ترین بخش انتقال حرارت در هر مبدلی مربوط به انتقال حرارت گرمای نهان است، لذا می‌توان معادله‌های مربوط به انتقال حرارت در هر مبدل را به این شرح نوشت:

$$\begin{aligned} \text{If } T_L < T_{Bl} < T_M &\rightarrow y_{IH} = 1, y_{IM} = 1, y_{IL} = 0 \\ \text{If } T_{Bl} < T_L &\rightarrow y_{IH} = 1, y_{IM} = 1, y_{IL} = 1 \\ \text{If } T_{El} < T_L &\rightarrow y_{IH} = 1, y_{IM} = 1, y_{IL} = 1 \\ \text{If } T_L < T_{Bl} \text{ \& } T_{El} < T_M &\rightarrow y_{IH} = 1, y_{IM} = 1, y_{IL} = 0 \\ \text{If } T_M < T_{Bl} \text{ \& } T_{El} < T_H &\rightarrow y_{IH} = 1, y_{IM} = 0, y_{IL} = 0 \\ \text{If } T_L < T_{Bl} \text{ \& } T_M < T_{El} &\rightarrow y_{IH} = 1, y_{IM} = 1, y_{IL} = 0 \end{aligned}$$

$$m_{ijk} \lambda_{ijk} = m_{ijk} (h_{ijk} - h_{i,j+1,k+d}) = \Delta H_q = y_{Is} \Delta H_{Is} \quad (12)$$

که در آن:

$$q = 1, 2, 3; \quad d = 1, 2, 3, \dots, f; \quad s = H, M, L$$

از آنجا که برای هر سطحی که به انرژی نیاز دارد، حداکثر امکان استفاده از سه نوع بخار وجود دارد، لذا گستره‌ی تغییرهای q بین ۱ تا ۳ خواهد شد. از سوی دیگر، به ازای وجود هر سطح بخار، وجود یک واحد تبادل حرارت ضروری است؛ در نتیجه ممکن است سه واحد تبادل حرارتی با سه شرط عملیاتی در هر سطحی که به انرژی نیاز دارد، وجود داشته باشد.

سطوح مبدل‌ها

سطح تبادل حرارت در هر بخش (برای نوع مشخصی از بخار) را می‌توان با استفاده از رابطه زیر به دست آورد:

$$A_q = \frac{\Delta H_q}{LMTD_q} \left(\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} \right) \quad (13)$$

که در آن:

$$h_1 = h_s; \quad h_2 = \sum_{a=1}^c h_a; \quad q = 1, 2, 3$$

LMTD: میانگین لگاریتمی تفاوت دما.

h_a : ضریب انتقال حرارت هر جریان فرایند.

h_s : ضریب انتقال حرارت بخار مورد استفاده که از رابطه‌ی

(۲۱) به دست می‌آید.

لازم به ذکر است که برای تأمین انرژی مورد نیاز هر سطح، می‌توان از هر سه سطح بخار استفاده کرد و در نتیجه سطح تبادل حرارت در هر بخش برابر است با:

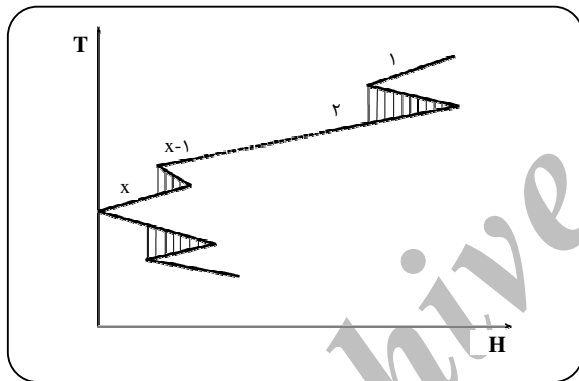
$$A_1 = \sum_{q=1}^3 A_q \quad (14)$$

که در آن:

$$l = 1, 2, 3, \dots, x \quad (\text{شکل ۲})$$

با داشتن سطح تبادل حرارت در هر بخش، می‌توان از رابطه‌ی زیر برای به دست آوردن سطح کل تبادل حرارت استفاده کرد:

$$A_t = \sum_{l=1}^x A_l \quad (15)$$



شکل ۲- نمایش سطوحی که به انرژی نیاز دارند.

پس از محاسبه‌ی سطح کل تبادل حرارت، می‌توان آن را در معادله‌ی (۱۶) قرار داد و هزینه‌ی کل مبدل‌های حرارتی را به دست آورده و در تابع هدف جاگذاری کرد [۱۳].

$$C_{HE} = 30800 + 750 \cdot A_t^{0.81} \quad (16)$$

رابطه‌ی بالا مربوط به مبدل‌های پوسته لوله ای از جنس کربن استیل است.

میزان انرژی تولید شده به وسیله‌ی دیگ بخار (Q_p)

و - اطلاعات مورد نیاز

این اطلاعات شامل قیمت بخار در سطوح متفاوت و قیمت توان تولیدی، تعداد سطوحی که به انرژی نیاز دارند و میزان انرژی مورد نیاز هر سطح، کل انرژی مورد نیاز فرایند (Q_{Hmin}) (سه دسته اطلاع اخیر از منحنی ترکیبی جامع (GCC) به دست می آید) و کل توان مورد نیاز و ... می باشد. همچنین در این بخش نیاز است

که در مدل هزینه^(۱) قرار می گیرد، از رابطه‌ی زیر به دست می آید:

$$Q_p = m_{111} h_{111} \quad (17)$$

پس از به دست آوردن میزان گرمای تولید شده در دیگ بخار، می توان آن را در معادله‌ی (۱۸) قرار داد و هزینه‌ی دیگ بخار را به دست آورده و در تابع هدف جاگذاری کرد [۱۳].

$$C_{Boiler} = 0.289 Q_p^{0.77} \quad (\text{Btu بر حسب } Q_p) \quad (18)$$

(۱) Cost model

جدول ۱- اطلاعات مربوط به جریان‌های فرایند.

شماره جریان	دمای ابتدایی	دمای انتهایی	MCp	h
۱	۱۲۵	۱۵۰	۱۲۰۰	۰/۲۵
۲	۷۰	۱۱۰	۱۷۵۰	۰/۲۵
۳	۳۲	۴۵	۱۱۵۴	۰/۲۵
۴	۷۰	۴۵	۱۲۰۰	۰/۲۵
۵	۱۲۵	۱۱۰	۱۳۳۳	۰/۲۵
۶	۳۲	۲۰	۱۶۶۷	۰/۲۵

$$G = \rho \cdot u$$

لذا به منظور به دست آوردن اثر تغییرهای خواص فیزیکی روی ضریب انتقال حرارت، باید معادله‌ای برای محاسبه تغییرهای رینولدز و پراتنل با تغییر دما و فشار به دست آورد تا بتوان این تغییرها را به ضریب انتقال حرارت مرتبط ساخت. همچنین معادله تغییرهای آنتالپی سطوح متفاوت بخار با دما و فشار مورد نیاز است. در این پژوهش معادله‌هایی به دست آورده شده‌اند که تغییرهای خواص فیزیکی و ترمودینامیکی بخار را نسبت به تغییر دما و فشار نشان می‌دهند. این معادله‌ها در پیوست ۱ آورده شده‌اند. لازم به ذکر است که معادله‌های مذکور که با استفاده از اطلاعات بسیار وسیعی به دست آمده‌اند خود ارزش یک پژوهش مستقل را دارند و می‌توانند کاربردهای زیادی داشته باشند. پس از حل معادله‌های بالا به وسیله‌ی نرم افزار GAMS مقادیر بهینه متغیرهای طراحی به دست خواهند آمد.

(۲۲)

تا معادلاتی در اختیار باشد که تغییرهای خواص فیزیکی و ترمودینامیکی بخار را به تغییر دما و فشار مرتبط سازد. به عنوان نمونه یکی از مهم‌ترین پارامترها در محاسبه‌ی سطح تبادل حرارتی برای هریکشی که به انرژی نیاز دارد، ضریب انتقال حرارت (جریان‌های فرایند و بخار مورد استفاده) است؛ لذا اطلاعات مربوط به ضریب انتقال حرارت جریان‌های فرایند باید در دسترس باشد. از آنجا که ضریب انتقال حرارت تابع عدد بدون بعد ناسلت و عدد ناسلت نیز تابع اعداد بدون بعد رینولدز و پراتنل است:

$$h = f(\text{Nu}) \quad \text{و} \quad \text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr})$$

$$\text{Re} = \frac{\rho u d}{\mu} \quad (19)$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (20)$$

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت بخار نیز می‌توان از معادله‌ی (۲۱) استفاده کرد.

$$h = 0.23 (\text{Re})^{-0.2} (\text{Pr})^{\frac{-2}{3}} G \cdot C_p \quad (21)$$

سپس با استفاده از مدل ریاضی ارایه شده، معادله‌های مربوط به این ابرساختار نوشته شده و به وسیله نرم افزار GAMS این مدل حل شده است. برای مقایسه و بررسی تأثیر متغیر در نظر گرفتن خواص فیزیکی و ترمودینامیکی، روی تعیین سطح فشار بهینه بخار در سیستم سرویس‌های جانبی با حالتی که تغییرهای این خواص نسبت به تغییر دما و فشار ثابت فرض شده، مثال بالا برای هر دو حالت حل شده و نتیجه‌های به دست آمده در جدول ۲ آورده شده‌اند.

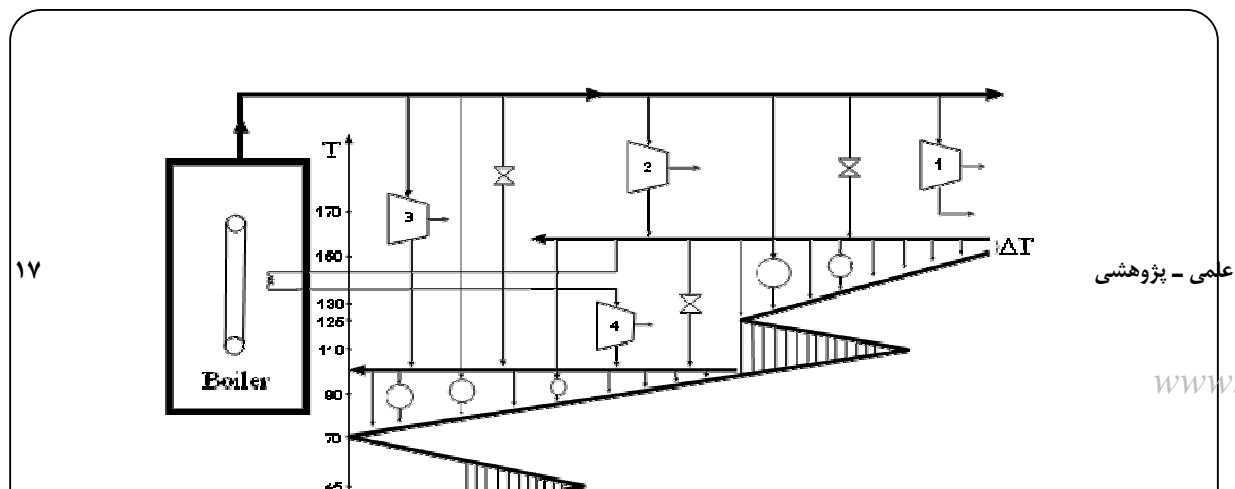
با استفاده از نتیجه‌های به دست آمده برای این مثال، ابرساختار نهایی در شکل ۴ نمایش داده شده است. همان‌طور که مشخص است نتیجه‌های به دست آمده برای سطوح دما و فشار

مثال ۱: هدف تعیین سطح فشار خطوط اصلی بخار سیستم سرویس‌های جانبی برای فرایند مشروح در جدول ۱ است به گونه‌ای که افزون بر تأمین نیازهای فرایند، سود حاصل از فروش بخار و توان تولیدی نیز حداکثر شود.

طبق مراحل که در مدل ریاضی ارایه شده در بخش پیش آورده شد، ابتدا باید ابرساختار مناسبی با توجه به منحنی ترکیبی جامع (GCC) این فرایند، تشکیل داد. بدین منظور با توجه به اطلاعات جدول ۱ و توضیحاتی که در بخش قبل آورده شد، ابرساختاری به صورت شکل ۳ برای این مثال در نظر گرفته شده است.

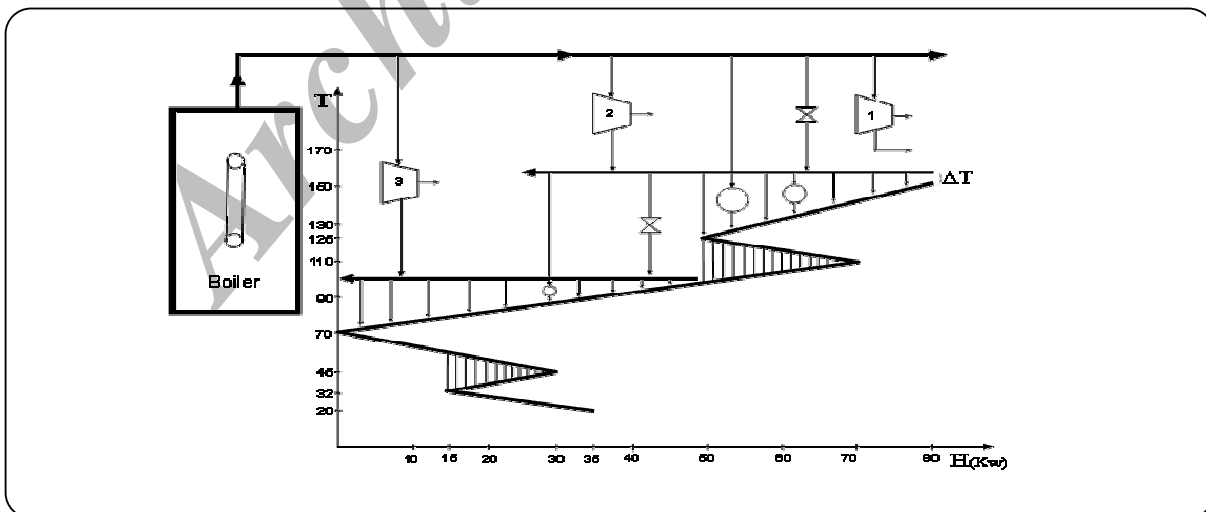
جدول ۲- نتیجه‌های به دست آمده از حل مدل ریاضی.

متغیرهای طراحی		با خواص فیزیکی و ترمودینامیکی متغیر بخار	با خواص فیزیکی و ترمودینامیکی ثابت بخار
دمای خط اصلی بخار با فشار بالا (K)		۶۲۹	۶۴۳
فشار خط اصلی بخار با فشار بالا (kPa)		۱۱۰۰۰	۱۱۰۰۰
دمای خط اصلی بخار با فشار میانی (K)		۵۷۲	۵۶۲/۸
فشار خط اصلی بخار با فشار میانی (kPa)		۸۴۴۹	۷۳۹۰
دمای خط اصلی بخار با فشار پایین (K)		۳۷۸	۳۹۴
فشار خط اصلی بخار با فشار پایین (kPa)		۱۲۰	۲۰۳
بار حرارتی مبدل‌های سطح اول	مبدلی که با بخار با فشار بالا کار می‌کند (W)	۲۳۱۸۹/۳	۲۲۲۲۱
	مبدلی که با بخار با فشار میانی کار می‌کند (W)	۶۸۱۰/۷	۷۷۷۹
بار حرارتی مبدل‌های سطح دوم	مبدلی که با بخار با فشار بالا کار می‌کند (W)	۰	۰
	مبدلی که با بخار با فشار میانی کار می‌کند (W)	۵۰۰۰۰	۵۰۰۰۰
مبدلی که با بخار با فشار پایین کار می‌کند (W)		۰	۰
توان تولیدی توربین شماره ۱ (kW)		۲۰۴۴۳/۶۸	۲۰۶۷۹/۶۹
توان تولیدی توربین شماره ۲ (kW)		۲۰۴۴۴	۲۰۷۷۱/۴۶
توان تولیدی توربین شماره ۳ (kW)		۲۰۴۴۳/۶۸	۲۰۶۷۷/۵
توان تولیدی توربین شماره ۴ (kW)		۰	۰



شکل ۳- تشکیل ابرساختار با توجه به اطلاعات مربوط به منحنی ترکیبی جامع (GCC).
جدول ۳- اطلاعات مربوط به جریان‌های فرایند.

شماره جریان	دمای ابتدایی	دمای انتهایی	MCp	h
۱	۱۵۰	۱۳۰	۱۰۰۰	۰/۲۵
۲	۱۰۰	۸۰	۲۵۰۰	۰/۲۵
۳	۷۰	۵۰	۱۵۰۰	۰/۲۵
۴	۴۰	۳۰	۴۵۰۰	۰/۲۵
۵	۱۵۰	۱۸۰	۱۳۳۳	۰/۲۵
۶	۱۰۰	۱۳۰	۳۰۰۰	۰/۲۵
۷	۷۰	۸۰	۲۰۰۰	۰/۲۵
۸	۴۰	۵۰	۲۵۰۰	۰/۲۵



شکل ۴- ابرساختار نهایی پس از حل مدل.

خطوط اصلی بخار، بار حرارتی مبدل‌ها و توان تولیدی توربین‌ها در هر دو حالت تفاوت‌های زیادی دارند.

اصلی بخار، بار حرارتی مبدل‌ها و توان تولیدی توربین‌ها در هر دو حالت به طور کامل متفاوت‌اند.

نتیجه‌گیری نهایی

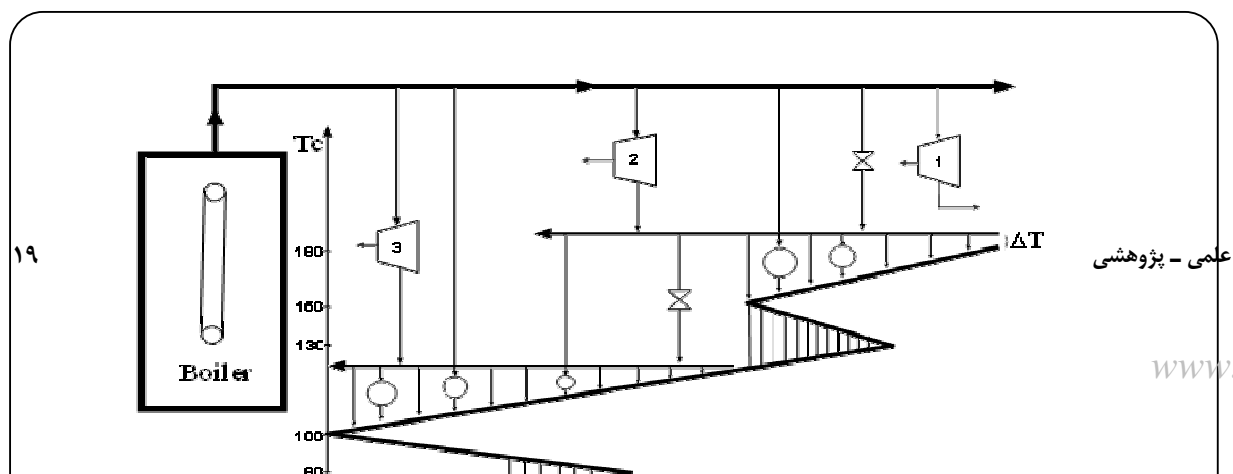
در مدل ریاضی پیشنهادی هدف حداکثر سازی سود بر اساس متغیرهایی چون فروش توان تولیدی توربین، فروش بخار مازاد تولیدی در سطوح متفاوت، هزینه خرید دیگ بخار، مبدل‌های حرارتی، هزینه خرید توربین و هزینه‌های جاری است. این پژوهش نشان می‌دهد که لحاظ کردن تغییرهای خواص فیزیکی با دما و فشار می‌تواند تغییرهای زیادی در طراحی بهینه نهایی ایجاد کند:

مثال ۲: در این مثال نیز هدف تعیین سطح فشار خطوط اصلی بخار سیستم سرویس‌های جانبی برای فرایند جدول ۳ است به گونه‌ای که افزون بر تأمین نیازهای این فرایند، سود حاصل از فروش بخار و توان نیز حداکثر شود. این مثال نیز برای دو حالت خواص فیزیکی ثابت و متغیر حل شده و نتیجه‌های به دست آمده در جدول ۴ آورده شده است.

با استفاده از نتیجه‌های به دست آمده برای این مثال، ابرساختار نهایی در شکل ۵ نمایش داده شده است. همان گونه که نتیجه‌های به دست آمده نشان می‌دهد سطوح دما و فشار خطوط

جدول ۴- نتیجه‌های به دست آمده از حل مدل ریاضی.

با خواص فیزیکی و ترمودینامیکی ثابت بخار	با خواص فیزیکی و ترمودینامیکی متغیر بخار	متغیرهای طراحی	
۷۴۵/۶۶	۷۳۵	دمای خط اصلی بخار با فشار بالا (K)	
۱۱۰۰۰	۱۱۰۰۰	فشار خط اصلی بخار با فشار بالا (kPa)	
۵۸۵	۵۸۵	دمای خط اصلی بخار با فشار میانی (K)	
۱۰۰۰۰	۱۰۰۰۰	فشار خط اصلی بخار با فشار میانی (kPa)	
۵۲۳	۵۲۳	دمای خط اصلی بخار با فشار پایین (K)	
۳۹۰۰	۳۹۰۰	فشار خط اصلی بخار با فشار پایین (kPa)	
۲۷۲۲۱/۴	۲۳۱۸۹/۳	مبدلی که با بخار با فشار بالا کار می‌کند (W)	بار حرارتی مبدل‌های سطح اول
۱۲۷۷۸/۶	۱۱۸۱۰/۷	مبدلی که با بخار با فشار میانی کار می‌کند (W)	
۶۶۷۶/۷۲	۶۶۶۶/۸۱	مبدلی که با بخار با فشار بالا کار می‌کند (W)	بار حرارتی مبدل‌های سطح دوم
۵۶۶۶۲	۵۶۶۶۶/۶۶	مبدلی که با بخار با فشار میانی کار می‌کند (W)	
۶۶۶۱/۲۴	۶۶۶۶/۵۳	مبدلی که با بخار با فشار پایین کار می‌کند (W)	
۲۰۹۸۵/۶۸	۳۸۹۹۰/۲۳	توان تولیدی توربین شماره ۱ (kW)	
۲۰۹۰۶/۹۸	۵/۷۲	توان تولیدی توربین شماره ۲ (kW)	
۲۰۹۰۴/۸۶	۴۴۹۴۴/۹۸	توان تولیدی توربین شماره ۳ (kW)	



شکل ۵- ابرساختار نهایی پس از حل مدل.

GCC	منحنی ترکیبی جامع	۱- تغییر در توزیع بار حرارتی مبدل‌هایی که باید انرژی مورد نیاز آنها از سرویس جانبی گرم تامین شود؛ به عنوان مثال، در مورد مبدلی که با بخار فشار بالا در مثال دوم کار می‌کند تفاوتی معادل ۱۵ درصد حاصل می‌شود.
h	آنتالپی در واحد جرم هر جریان	۲- تغییر در توان تولیدی توربین؛ به عنوان مثال، در مورد توربین شماره ۲ در مثال دوم اختلافی به تقریب معادل ۱۰۰ درصد حاصل می‌شود. این بدین معنی است که این توربین می‌تواند در طراحی بهینه پیشنهادی حذف شود. به عبارت دیگر در نظر گرفتن تغییرهای خواص فیزیکی با دما و فشار می‌تواند حتی منجر به تغییر ساختار نهایی نیز بشود.
H	آنتالپی کل جریان	۳- تغییر در فشار و دمای بهینه خطوط اصلی بخار؛ به عنوان مثال، در مورد مثال اول در طراحی بهینه نهایی، دمای هر سه سطح بخار و فشار سطوح متوسط و پایین با در نظر گرفتن تغییرهای خواص فیزیکی با دما و فشار تغییر کرده است.
h_a	ضریب انتقال حرارت هر جریان فرایند	
h_s	ضریب انتقال حرارت بخار	
HEN	شبکه مبدل‌های حرارتی	
HPS	بخار با فشار بالا	
i	شماره خط اصلی بخار	
ICHP	سیستم‌های یکپارچه تولید هم‌زمان توان و حرارت	
j	شماره جریان	
k	شماره دستگاه	
l	سطوحی که به انرژی نیاز دارند	
LMTD	میانگین لگاریتمی تفاوت دما	
LP	برنامه ریزی خطی	
LPS	بخار با فشار پایین	
m_{ijk}	دبی جرمی هر جریان	
MCER	حداقل هزینه تأمین انرژی	A_1
MER	حداکثر بازیافت انرژی	
MFR	حداقل سوخت مورد نیاز	A_t
MILP	برنامه ریزی خطی همراه با متغیر گسسته	BHM
MINLP	برنامه ریزی غیر خطی همراه با متغیر گسسته	C_{HE}
MIP	برنامه ریزی همراه با متغیر گسسته	C_P
MPS	بخار با فشار میانی	CHP
MUC	حداقل هزینه سیستم سرویس جانبی	d

فهرست علائم و نشانه‌ها

A_1	سطح مورد نیاز تبادل حرارت در هر بخش از منحنی ترکیبی جامع که به گرما نیاز دارد
A_t	سطح کل تبادل حرارت
BHM	مدل سخت افزاری بویلر
C_{HE}	هزینه مبدل حرارتی
C_P	ظرفیت حرارتی در فشار ثابت
CHP	ترکیب توان و حرارت
d	قطر خطوط اصلی بخار

T_L	دمای خط اصلی بخار با فشار پایین (LPS)	Nu	عدد بدون بعد ناسلت
T_{ijk}	دمای هر جریان	P_{ijk}	فشار هر جریان (بر حسب بار)
THM	مدل سخت افزاری توربین	P_H	فشار خط اصلی بخار با فشار بالا (HPS)
u	سرعت بخار در داخل لوله‌ها	P_M	فشار خط اصلی بخار با فشار میانی (MPS)
w_g	کار تولیدی هر توربین	P_L	فشار خط اصلی بخار با فشار پایین (LPS)
W_t	کل توان تولیدی توربین‌ها	Pr	عدد بدون بعد پراتل

ΔT_{min}	حداقل تفاوت دما	Q_t	میزان گرما در هر سطح
λ	گرمای نهان تبخیر	Q_t	میزان گرمای تولید شده به وسیله‌ی دیگ بخار
μ	گرانروی	Re	عدد رینولدز
ρ	چگالی	T_{BI}	دمای ابتدایی هر سطحی که به انرژی نیاز دارد

$$Pr = \exp\left(A + \frac{B}{T} + C \ln(T)\right) \quad (1)$$

For $P < 2000$ kpa

$$A = -59.95 + 0.0067P + 1.1 \times 10^{-7} P^2$$

$$B = 4570.357 - 0.28P - 8.63 \times 10^{-6} P^2$$

$$C = 8.147 - 0.001P + 1.46 \times 10^{-4} P^2$$

For $2000 \leq P \leq 4000$ kpa

$$A = -55.038 - 0.01559P$$

$$B = 4325.99 + 0.7659P$$

$$C = 7.43 + 0.00228P$$

For $4000 < P \leq 10000$ kpa

$$A = -64.15 + 0.0081P - 1.989 \times 10^{-4} P^2$$

$$B = 4790.918 - 0.448P + 1.867 \times 10^{-6} P^2$$

$$C = 8.757 - 0.0012P + 2.86 \times 10^{-9} P^2$$

۲- معادله‌ی محاسبه گرانروی برای بخار به حالت اشباع:

$$\mu = A + BT + \frac{C}{T^2} \quad (2)$$

For $P < 2000$ kpa

$$A = 0.003598 - 2.33638 \times 10^{-6} P - 2.78 \times 10^{-9} P^2 -$$

$$1.059 \times 10^{-12} P^3$$

$$B = -3.07 \times 10^{-6} + 8.534 \times 10^{-9} P - 9.386 \times 10^{-12} P^2 +$$

$$3.2 \times 10^{-15} P^3$$

T_{EI}	دمای انتهایی هر سطحی که به انرژی نیاز دارد
T_H	دمای خط اصلی بخار با فشار بالا (HPS)
T_M	دمای خط اصلی بخار با فشار میانی (MPS)

پیوست ۱

با توجه به اینکه در این پژوهش فقط آب و بخار آن به عنوان سیال، مورد بررسی قرار گرفته‌اند، لذا می‌توان معادله‌های مورد نیاز برای محاسبه‌ی هر خاصیت فیزیکی و ترمودینامیکی با تغییرهای دما و فشار را به دو دسته‌ی کلی تقسیم کرد: ۱- معادله‌ها در حالت اشباع، ۲- معادله‌ها در حالت فوق داغ که در ادامه آورده می‌شود.

الف - ارایه‌ی معادله‌ها برای حالت اشباع

در این قسمت معادله‌های به‌دست آمده برای آب اشباع و بخار اشباع، مطابق مراحل کلی بالا ارایه می‌شوند که جواب به‌دست آمده از آنها در شرایط دمایی و فشاری زیر از دقت مناسبی برخوردار است:

$$500 \leq P \leq 10000 \text{ kpa} ; 350 \leq T \leq 600 \text{ K}$$

از آنجا که این معادله‌ها برای حالت اشباع نوشته شده‌اند، لذا چنانچه بر حسب دما و یا بر حسب فشار باشند، می‌توان به جواب رسید، اما برخی از معادله‌ها بر حسب دما و فشار هستند که طبق رابطه‌ی زیر می‌توان دما و فشار اشباع (بخار آب) را به هم مرتبط ساخت:

معادله‌های به دست آمده عبارت‌اند از:

$$P^{sat} = \exp\left(8.625057 - \frac{4006.82}{T} + 1.166818 \ln(T)\right)$$

۱- معادله‌ی محاسبه عدد بدون بعد پراتل (Pr) برای بخار به حالت اشباع:

$$\rho = \frac{1}{\exp\left(-49,180,7 + \frac{6614,598}{T} + 5,398 \ln(T)\right)} \quad (4)$$

۵- معادله‌ی محاسبه آنتالپی (H) برای آب به حالت اشباع:

$$H = -468,67 + 0,63T + 0,045T^2 \quad (5)$$

۶- معادله‌ی محاسبه چگالی (ρ) برای آب به حالت اشباع:

$$\rho = 1027,93 - 4 \times \exp(0,0768 T) \quad (6)$$

ب- آرایه‌ی معادله‌ها برای حالت فوق داغ

در این حالت معادله‌ها برای بخار فوق داغ، مطابق مراحل کلی فوق به دست آمده اند و جواب به دست آمده از آنها در شرایط دمایی و فشاری زیر درست است:

$$4000 \leq P \leq 25000 \text{ kPa} ; T \geq 600 \text{ K}$$

$$C = \frac{1}{-1,14 \times 10^{11} + 22866586 P^{0,7501}}$$

$$\text{For } 10000 < P < 25000 \text{ kPa}$$

$$B = 5,73 \times 10^{-8} - 4,64 \times 10^{-13} P + \frac{0,581}{P^2}$$

$$C = -9,67 \times 10^{-12} + 1,297 \times 10^{-16} P - \frac{0,00257}{P^2}$$

۳- معادله‌ی محاسبه آنتالپی (H) برای بخار به حالت فوق داغ:

$$H = \exp\left[\left(1,736 + 8,972 \times 10^{-5} P + 8,129 \times 10^{-9} P^2\right) + \frac{(320,778 - 0,1878 P - 9,9498 \times 10^{-7} P^2)}{T} + (0,9 - 1,09 \times 10^{-5} P - 1 \times 10^{-9} P^2) \ln(T)\right] \quad (9)$$

۴- معادله‌ی محاسبه چگالی (ρ) برای بخار به حالت فوق داغ:

$$\rho = \frac{1}{\left(A + BT + \frac{C}{T}\right)} \quad (10)$$

$$\text{For } P > 4000 \text{ kPa}$$

$$B = -5,17878 \times 10^{-6} + \frac{0,471585}{P}$$

$$\text{For } 4000 \leq P \leq 10000 \text{ kPa}$$

$$A = 0,07 - 4,9636 \times 10^{-7} P - 6,61 \times 10^{-11} P^2$$

$$C = 130,4972 - 0,47P + 3,2998 \times 10^{-8} P^2$$

$$\text{For } 2000 \leq P \leq 10000 \text{ kPa}$$

$$A = -0,00118 - 1,07 \times 10^{-8} P - \frac{1811,71}{P^2}$$

$$B = 1,395 \times 10^{-6} + 1,47 \times 10^{-11} P + \frac{5,5059}{P^2}$$

$$C = 140,704 + 0,0061P + \frac{1,048 \times 10^8}{P^2}$$

۳- معادله‌ی محاسبه آنتالپی (H) برای بخار به حالت اشباع:

$$H = 4137526 - 612284T + 386,2278T^2 - 1,3456T^3 + 0,02796T^4 - 3,47 \times 10^{-6} T^5 + 2,37 \times 10^{-9} T^6 - 6,92 \times 10^{-13} T^7 \quad (3)$$

۴- معادله‌ی محاسبه چگالی (ρ) برای بخار به حالت اشباع:

۱- معادله‌ی محاسبه عدد بدون بعد پرانتل (Pr) برای بخار به حالت فوق داغ:

$$Pr = \exp\left(A + \frac{B}{T} + C \ln(T)\right) \quad (7)$$

$$\text{For } 4000 \leq P \leq 10000 \text{ kPa}$$

$$A = \frac{6,293P}{-13021,68 + P}$$

$$B = \frac{-1219,987P}{-14034,975 + P}$$

$$C = \frac{-0,71184P}{-12792,798 + P}$$

$$\text{For } 10000 \leq P \leq 25000 \text{ kPa}$$

$$A = -69,974 + 0,0729P - 2,346 \times 10^{-7} P^2$$

$$B = 9194,346 - 0,92087P + 3 \times 10^{-5} P^2$$

$$C = 8,738 - 0,009177P + 2,95 \times 10^{-8} P^2$$

۲- معادله‌ی محاسبه گران روی برای بخار به حالت فوق داغ:

$$\mu = A + BT + CT^2 \quad (8)$$

$$\text{For } P \geq 4000 \text{ kPa}$$

$$A = -1,35 \times 10^{-6} - 2,8 \times 10^{-9} P + 3,25 \times 10^{-13} P^2 - 1,32 \times 10^{-17} P^3 + 1,9 \times 10^{-22} P^4$$

$$\text{For } 4000 < P \leq 10000 \text{ kPa}$$

$$B = 4,7 \times 10^{-8} + 3,9 \times 10^{-12} P - 5,3 \times 10^{-16} P^2 + 2,5 \times 10^{-20} P^3$$

با توجه به اینکه در این معادله، انتالپی به دست آمده از معادله‌ی (۳) و (۱۱) مورد استفاده قرار می‌گیرد که خود بر حسب شرایط دمایی و فشاری مورد نظر به دست آمده است، لذا ظرفیت حرارتی که به وسیله‌ی این معادله‌ی به دست می‌آید نیز تابع دما و فشار است.

با داشتن معادله‌های فوق به آسانی می‌توان هر خاصیت را به دما و فشار مرتبط ساخت و از آن در تابع هدف استفاده کرد.

$$C = -3997184 + 0.9506P - 1.9218 \times 10^{-5} P^2$$

$$\text{For } 10000 < P \leq 20000 \text{ kpa}$$

$$A = 0.03022 + 4.584 \times 10^{-7} P - 4.6 \times 10^{-12} P^2$$

$$C = -266414 - 0.20178P + 2.01 \times 10^{-6} P^2$$

از آنجا که ظرفیت حرارتی در فشار ثابت، حاصل تقسیم انتالپی بر دما در یک فشار ثابت است، لذا می‌توان برای محاسبه‌ی ظرفیت حرارتی (C_p) از معادله‌ی زیر استفاده کرد:

$$C_p = \frac{H}{T} \quad (11)$$

تاریخ دریافت: ۱۶/۳/۲۹ ؛ تاریخ پذیرش: ۱۷/۶/۰۴

مراجع

- [1] Nishio, M., Computer Aided Synthesis of Steam and Power Plants for Chemical Complexes, PhD. Thesis, The University of Western Ontario, Canada, (1977).
- [2] Nishio, M. and Johnson, A., *ICHEME. Prog.*, **73** (1), 73, (1977).
- [3] Petroulas, T. and Reklaitis, G. V., Computer Aided Synthesis and Design of Plant Utility Systems, *AIChE J.*, **30** (1), 69, (1984).
- [4] Brown, D. H., *Power App. Syst.*, **101** (8), 2597, (1982).
- [5] Papoulias, S. A. and Grossmann, I. E., A Structural Optimization Approach in Process Synthesis- I, Utility Systems, *Computers & Chemical Engineering*, **7**, p. 695 (1983).
- [6] Papoulias, S. A. and Grossmann, I. E., A Structural Optimization Approach in Process Synthesis- II, Heat Recovery Networks, *Computers & Chemical Engineering*, **7**, p. 707 (1983).
- [7] Papoulias, S. A. and Grossmann, I. E., A Structural Optimization Approach in Process Synthesis- III, Total Processing Systems, *Computers & Chemical Engineering*, **7**, p. 723 (1983).
- [8] Morton, R. J. and Linnhoff, B., Individual Process Improvements in the Context of Site-Wide Interactions, *ICHEME Annual Meeting*, Bath, (1984).
- [9] Swaney, R. E., Thermal Integration of Processes with Heat Engines and Heat Pumps, *AIChE J.*, **35**, p. 1003 (1989).
- [10] Dhole, V. R., Linnhoff, B., Total Site Targets for Fuel, Cogeneration, Emissions and Cooling, *Computers & Chemical Engineering*, **17**, p. s101 (1992).
- [11] Raissi, K., Total Site Integration, PhD. Thesis, Manchester, UK, Department of Process Integration, UMIST, (1994).
- [12] Shang, Z. and Kokossis, A., A Transshipment Model for the Optimization of Steam Levels of Total Site Utility System for Multi Period Operation, *Computers & Chemical Engineering*, **28**, p. 1673 (2004).

- [13] Seider, W. D., Seader, J. D. and Lewin, D. R., Process Design Principles: Synthesis, Analysis and Evaluation, Wiley, New York, (1999).
- [14] Perry, R. H., "Chemical Engineer's Handbook", 6th Edition, Vol. 1, McGraw-Hill, New York, (1985).
- [15] Mavromatis, S. P. and Kokossis, A. C., Conceptual Optimization of Utility Networks for Operational Variations - I, Targets and Level Optimization, *Chemical Engineering Science*, **53** (8), p. 1585 (1998).
- [16] Chou, Chih - Chung and Shih, Yen-Shiang, A Thermodynamic Approach to the Design and Synthesis of Plant Utility Systems, *Ind. Eng. Chem. Res.*, **26**, p. 1100 (1987).
- [17] Kralj, A. K., Glavic, P. and Kravanja, Z., Heat Integration between Processes: Integrated Structure and MINLP Model, *Computers & Chemical Engineering*, **29**, p. 1699 (2005).
- [18] Marechal, F. and Kalitventzeff, B., Energy Integration of Industrial Sites: Tools, Methodology and Application, *Applied Thermal Engineering*, **18**, p. 921 (1998).
- [19] Marechal, F. and Kalitventzeff, B., Identification of the Optimal Pressure Levels in Steam Networks Using Integrated Combined Heat and Power Method, *Chemical Engineering Science*, **52**, p. 2977 (1997).
- [20] Marechal, F. and Kalitventzeff, B., Process Integration: Selection of the Optimal Utility System, *Computers & Chemical Engineering*, **22**, p. S149 (1998).
- [21] Lewin, D. R., Seider, W. D. and Seader, J. D., Integrated Process Design Instruction, *Computers & Chemical Engineering*, **26**, p. 295 (2002).
- [22] Van Wylen, G. J., Claus, B., Sonntag, R.E., "Fundamentals of Thermodynamics", 6th Edition, (1984).