ترکیب سیکل‌ها به منظور بدست آوردن حالت بهینه تبدیل انرژی

محمدرضا محمدی نائینی
دانشکده فنی دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکز

چکیده

هـدف از ایـن مطالعـه از نقطـه نظـر سیسـتم‌هـای سـیکلی، بدست آوردن بیشترین کار خروجـی از ترکیـب‌های مختلف سیکل‌های ترمودینامیکی می‌باشد. سه نوع سیستم که در ایـن مقاله مورد بحث قرار خواهند گرفت عبارتند از: یک سیکل ترکیبی اصلی و دو سیکل دیگر که به صورت سری و موازی در نظر گرفته شده‌اند. در هر سیستم تأثیر متغیرها به منظور دستیابی به حالت بهینه ترکیب سیکل‌ها مورد بررسی قرارگرفته است .نتایج نشان می‌دهد که سیکل سه گانه از نوع سری تفاوت چندانی در مقایسه با سیکل ترکیبی ندارد و بازده سیکل سه گانه موازی خصوصاً درمورد بازیافت حرارت اتلافی در انتالپی‌های کم را می‌توان افزایش داد، همچنین با ترکیب صحیح با یک سیکل رانکین بخار، انتظار می‌رود که سیکل رانکین ارگانیک از انرژی مازاد در دسترس به نحوه بهینه‌ای بهره‌برداری نماید. این مقاله طرح اصولی از سیستم‌های تبدیل انرژی سیکل چندگانه را ارائه می‌دهد.

واژه‌های کلیدی: سیکل ترمودینامیکی، رانکین، برایتون، ارگانیک، انرژی

مقدمه

با افزایش استانداردهای زندگی، استفاده از انرژی به میزان بی سابقه‌ای افزایش یافته است. اما نارضایتی‌های عمومی در مورد حفاظت از محیط زیست و خواست جوامع برای حصول کیفیت بهتر زندگی مانع از گسترش منابع انرژی شده است. از این رو، به جای گسترش منابع انرژی با قابلیت استفاده مجدد، بازیافت حرارت اتلافی و ترکیب سیستم‌های انرژی، راه حلی برای بهره‌برداری بهینه از منابع محدود انرژی موجود خواهد بود.

Hung[1],Marciniak[2] به تجزیه وتحلیل عملکرد سیستم سیکل رانکین ارگانیک (ORC) و تأثیرات استفاده از سیالات آلی (ارگانیک) نظیر بنزن، تولوئن، مبردهای CFC و بسیاری از جانشین‌های جدید گسترش یافته مبردها، پرداخته‌اند. آنها ملاکها و معیارهائی برای انتخاب سیالهای کاری بر مبنای درجه حرارت‌هائی که در آنها حرارت اتلافی می‌بایست بازیافت شود را تعیین کرده‌اند. Schulitz [3] به تحلیل بازیافت حرارت اتلافی در محدوده دمائی (C ۵۰۰ – ۲۰۰) از خروجی دود یک موتور احتراق داخلی با یک سیکل ORC به عنوان سیکل بنیادی پرداخته و محدوده کارکرد بهینه را برای هر سیال کاری بدست آورده است.

گستره وسیعی از منابع حرارت، همچون حرارت اتلافی چگالنده در کارخانه‌ای با سوخت فسیلی یا هسته‌ای، حرارت اتلافی در اثر تحولات صنعتی، تشعشع خورشیدی و انرژی زمین گرمائی، قابلیت بکارگیری در سیستم‌های ORC را دارند [4] و [5] . Chaudoir [6] سیستم ORC در درجه حرارت متوسط و ظرفیت kw ۳۷ را که در آن از انرژی خورشیدی به عنوان منبع انرژی و از تولوئن به عنوان سیال کاری استفاده شده را طراحی نموده است.

Manco و Nervegna [7] رفتار ترمودینامیکی سیستم‌های ORC را به کمک شبیه‌سازی رایانه‌ای تحلیل کرده‌اند. آنها طرحهای بسیاری را برای انتخاب سیال‌های مناسب دربازیافت حرارت در یک سیستم ORC، ارائه داده‌اند.

Lee[8] مطالعاتی در مورد بازده یک سیکل رانکین ایده‌ال با سیال‌های متفاوت را انجام داده و خواص ترموفیزیکی سیال سیکل را با استفاده از معادله حالت wai-Margerum-Lu محاسبه نموده است. نتایج این بررسی‌ها مشخص می‌کند که ظرفیت حرارتی سیستم بطور مستقیم به دمای جوش در فشار اتمسفر، فشار بحرانی و وزن مولکولی سیال بستگی دارد. بعلاوه طبق مطالعات آنها معلوم شد که مبرد۱۲۳-R بهترین انتخاب برای سیال سیکل از نظر نگرانی‌های مربوط به محیط زیست و بازده سیستم می‌باشد. به همین دلیل در سیستم ORC مورد بحث این مقاله نیز از مبرد ۱۲۳-R به عنوان سیال کاری استفاده شده است.

Habib [9] مطالعات متفاوتی انجام داده و نتیجه گرفته است که نیروگاه‌های سیکل ترکیبی ۲۵ درصد بازده حرارتی بالاتر و ۳۸ درصد بازگشت ناپذیری کمتری نسبت به نیروگاه‌های سنتی داشته‌اند. Lucia[10] در این زمینه آزمایش‌ها و تست‌هائی انجام داده است و دریافته است که وقتی درجه حرارت ورودی کمپرسور افت می‌کند، کارائی سیستم و مزایای اقتصادی را می‌توان افزایش داد، زیرا قدرت کمتری برای کمپرسور مصرف می‌شود.

Wood Ward[11] بازیافت حرارت اتلافی از یک سیکل دیزل را بوسیله سیکل برایتون و سیکل رانکین مورد مطالعه قرار داده و با ارجاع به شرایط واقعی در حین کار، او مدلی تحلیلی را برای تحقیق خود تهیه کرده است.

Briesch[12] در ارتباط با پروژه سیستم پیشرفته توربین (ATS) برای افزایش بازده سیکل‌های قدرت ترکیبی از ٥٤ درصد به ٦٠ درصد تا پیش از سال ۲۰۰۰ طرح‌های بهینه‌ای شامل افزایش درجه حرارت ورودی به توربین گاز، گسترش روش‌های جدید برای خنک کردن پره‌های توربین و نیز طرح‌های دیگری به منظور افزایش بازده سیکل‌های اصلی و سیکل‌های الحاقی، ارائه نموده است هر چند که برای افزایش بازده به ٦٠ درصد با استفاده از پیشنهادهای اصلاحی او هزینه بسیار زیادی لازم است.

جزئیات تحلیل کامل ترمودینامیکی در مورد سیکل ترکیبی قدرت بدون گرم کن مکمل در تحقیقات HorLock [13] بیان شده است.

به حداقل رساندن مقدار افت کیفیت انرژی (exergy) ناشی از اختلاف درجه حرارت در بازیافت حرارتی مولد بخار مهمترین نقش را در افزایش راندمان کلی یک سیکل ترکیبی خواهد داشت. محاسبات ترمودینامیکی نشان می‌دهد که راندمان کلی با افزایش فشار بخار به د و یا سه برابر، چندان افزایش نخواهد یافت.

Tomlinson[14] اثبات می‌کند که با دو برابر کردن فشار بخار در سیکل، حدود چهار درصد راندمان افزایش می‌یابد اما با تغییر فشار بخار از دو برابر به سه برابر تنها در حدود یک درصد افزایش راندمان را خواهیم داشت.

Marston, Hyre [15] در مورد سیکل ترکیبی یک نیروگاه توربین گازی، سیکل بخار با فشار سه‌گانه را با سیکل‌های یک مرحله‌ای و سه مرحله‌ای کالینا به عنوان بخش‌های مبنا، مقایسه کرده و بدست آورده‌اند که راندمان هر دو سیکل کالینا از سیکل بخار با فشار سه‌گانه بیشتر است. بهینه‌سازی سیکل سه مرحله‌ای کالینا بهبود دو درصدی در مقدار راندمان را در پی خواهد داشت.

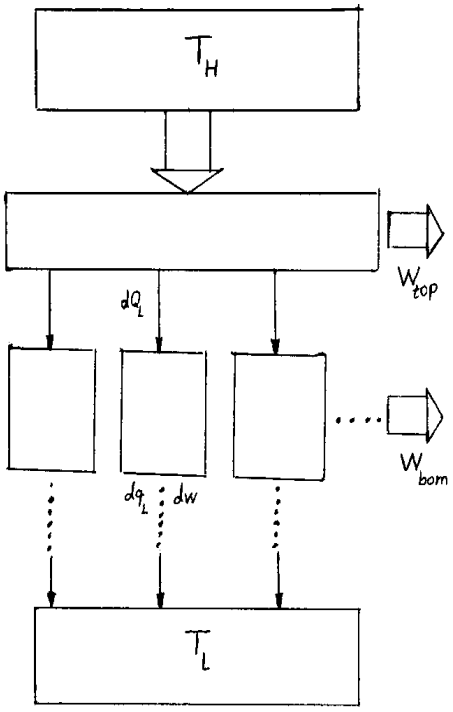
در مقالـه حاضر هدف یافتن ترکیبی بهینه از سیکل یا سیکل‌های الحاقی به منظور بهره‌برداری کامل از حرارت اتلافی سیکل برایتون می‌باشد. در این تحقیق از یک سیکل ORC متصل به یک سیکل ترکیبی برای شـکل‌گـیری یـک مـدل سیکل سه‌گانه به منظور انتقال حرارت و استفاده مجدد از انرژی، استفاده می‌کنیم. علاوه بر این، دو مدل نیز بر مبنای حرارتهای اتلافی در سیکل برایتون مورد بررسی قرار گرفته است.

به عنوان مثال سیکل ترکیبی برایتون را با یک سیکل بخار رانکین و یک سیکل ORC در نظر گرفته‌ایم که در آن سیکل بخار برای بازیافت حرارت اتلافی دردرجه حرارت بالا و سیکل ORC برای بازیافت حرارت اتلافی در درجه حرارت پائین به کار می‌رود و براساس این مدل‌ها بازده سیستم‌های سیکل چندگانه مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

مدل‌ها و اصول تحلیل

مطابق با خواص ترمو فیزیکی، برای هر سیال گستره فعالیتی که مربوط به بالاترین عملکرد آن است را در نظر می‌گیریم. بطور مثال بسیاری از سیالات را می‌توان بدون اینکه حالت مافوق گرم داشته باشند، به عنوان سیالات کاری مورد استفاده قرار داد. سیالات خشک برای درجه حرارتهای کاری بالا مناسبند و سیالات ایزنتروپیک در درجه حرارتهای پائین‌تر عملکرد بهتری دارند، درسیالات خشک وسیالات

ایزنتروپیک در دیاگرام T-S منحنی‌های بخار اشباع به ترتیب با شیب مثبت و تقریباً عمودی ظاهر می‌شوند، بنابراین بازده سیستم با انتخاب مناسب سیالات کاری در زیر سیکلهای مختلف آن، افزایش خواهد یافت نمایشی از یک سیکل اصلی به همراه سیکلهای الحاقی چندگانه در شکل شماره (۱) نشان داده شده است.



شکل ۱ـ ترتیب قرار گرفتن سیکل‌های مختلف برای تبدیل انرژی

طبق این شکل حرارت اتلافی نهائی مربوط به سیکل اصلی QL به سیکل‌های زیرین منتقل می‌شود. این انتقال برای هر محدوده دمائی در هر سیکل مقدار δQL خواهد بود. در هر زیر سیکل این حرارت اتلافی بازیافت شده و به صورت کار مفید طبق معادلات زیر بدست می‌آید.

$$\delta Q_l = \int \delta q_l + \int \delta W \qquad (۱)$$

$$Q_l = Q - W_{top} = \int \delta Q_l = \iint \delta q_l + \iint \delta W \qquad (۲)$$

در سیکل اصلی و هر زیر سیکل از سیکل‌های زیرین، با انتخاب سیال مناسب می‌توان بازده بهینه را در کل بدست آورد.

خـواص ترموفیزیکـی هـر سـیال را مـی‌تـوان با توجه به عملکرد کل سیستم از مدل ریاضی زیر بدست آورد:

$$X= f (X1, X2) \qquad (۳)$$

کـه در آن X2 و X1 خواص ترمودینامیکی غیر مقدار و دلخواهی می‌باشند. بنابراین بازده سیستم η و بازگشت ناپذیری I توابعی از کمیات زیر خوا هند بود:

$$\eta = f (Xij\ ) \qquad (۴)$$

$$I = f\ (\ Xij\ ,\ Tk\ )$$

کـه Xij خاصـیت سیال در هر سیکل از سیکلهای چندگانه الحاقی را مشخص می‌کند و Tk بیانگر دمای محیط است.

بهینـه‌سـازی سیسـتم بدین معناست که بیشترین بازده وکمترین بازگشت ناپذیری را در سیستم داشته باشیم واین زمانی حاصل خوا هد شد که:

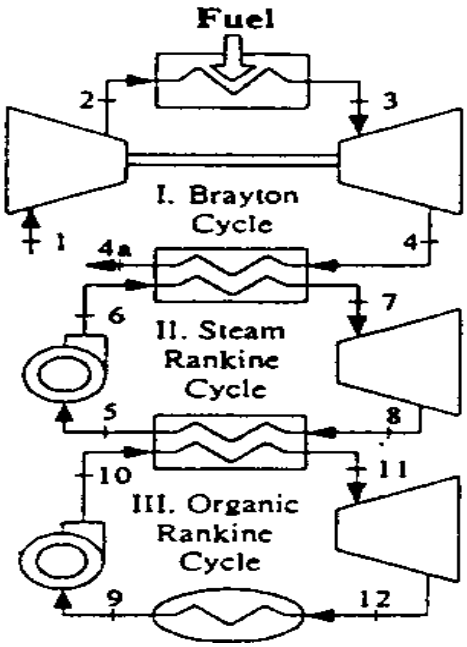
$$\frac{\partial I}{\partial \lambda} = 0 \qquad \frac{\partial \eta}{\partial \lambda} = 0 \qquad (۵)$$

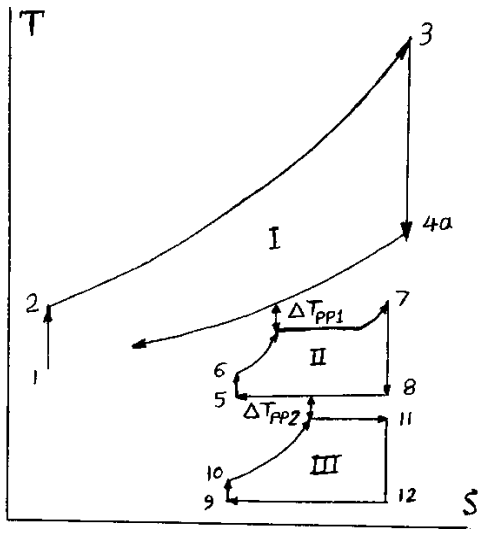
در این معادلات λ می‌تواند بیانگر هر پارامتر متغییری از سیستم باشد.

در این مقاله تمرکز روی گسترش مدل و تحلیل مربوط به دو یا سه ترکیب سیکل می‌باشد. برای سیستم‌های دو سیکلی به عنوان نمونه، سیکل‌های برایتون و رانکین با یکدیگر ترکیب می‌شوند تا سیکل ترکیبی مرسوم در نیروگاه‌های حرارتی که مبتنی براصل مبادله حرارت بین سیکل‌هاست، تشکیل گردد.

در این مقاله شبیه‌سازی با استفاده از معادلات بقاء انرژی و بقاء جرم و بقاء آنتروپی در آلمانهای مختلف هر سیکل از قبیل توربین، کمپرسور، پمپ، مبدل حرارتی،... .صورت می‌گیرد و راندمان سیکلها بر حسب بقیه متغیرها محاسبه می‌شود. از آنجا که هدف این پژوهش بدست آوردن بهترین ترکیب از سیکل‌های ارائه شده می‌باشد لذا تحول‌ها درحالت ایده‌آل در نظر گرفته شده‌اند.

اولین نوع از سیستم سه سیکلی، یک سیکل سری است که در شکل شماره (۲) آورده شده است. سیکل رانکین بخار حرارت اتلافی در سیکل برایتون را به عنوان منبع حرارتی ،جذ ب کرده و کار تولید می‌کند و همچنین با انتقال بخشی از انرژی حرارتی در دمای پایین به سیکل ORC باعث تولید قدرت بیشتری می‌شود.

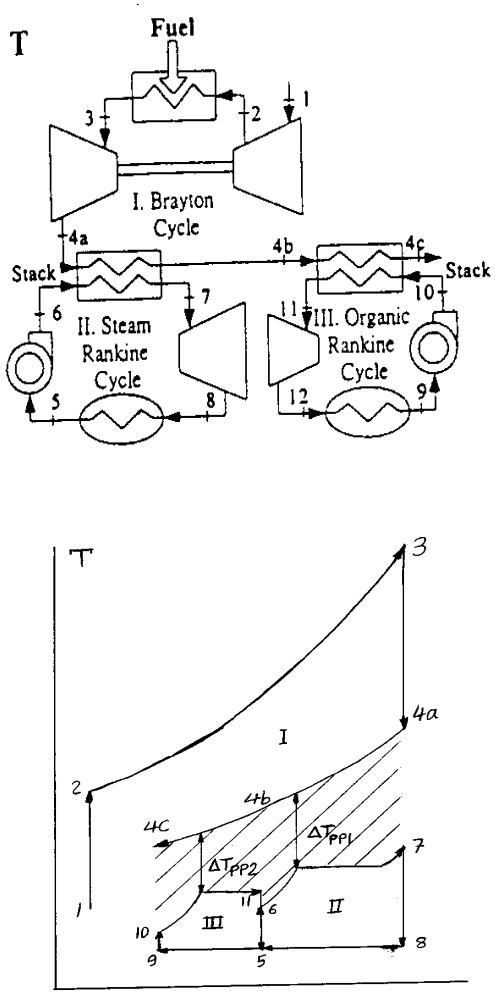




شکل ۲ـ سیکل‌های سری

در شکل شماره (۳) سیستم سه سیکلی از نوع موازی نمایش داده شده است.

در این سیستم، یک سیکل رانکین بخار و یک سیکل ORC به صورت موازی قرار گرفته‌اند بطوری که هر کدام از آنها حرارت اتلافی مناسب خودشان را جذب می‌کنند .یعنی سیکل رانکین بخار، حرارت اتلافی در دمای بالا را از سیکل برایتون دریافت می‌کند در حالیکه سیکل ORC حرارت اتلافی در درجه حرارت پایین را جذب می‌کند. این نوع ترکیب بنیادی را می‌توان به شکل‌های چندگانه‌ای با اشکال مختلف، با توجه به اینکه چه میزان قابل اجرا هستند، گسترش داد.



شکل ۳ـ سیکل‌های موازی

نتایج و بحث

زیر سیکل‌های بازگشت پذیر ساده را برای سیکل برایتون در نظر می‌گیریم. قطعا بازده را می‌توان با بهینه کردن تحول‌ها، نظیر سردکردن داخلی برای توربین گاز، طراحی سیستم فشار دوگانه در بویلر سیکل رانکین بخار، حرارت دهی مجدد و غیره، بهتر کرد. اما این مباحث در مقاله فعلی بررسی نشده و برای کارهای آینده باقی خواهند ماند.

یک سیکل سه‌گانه مفهوم اصلی تبدیل انرژی در سیکل‌های چندگانه را تشریح می‌کند.

پارامترهای محدود و مشخصی در تحلیل‌های زیر انتخاب شده‌اند. اساس این مقاله مبتنی بر سیکل ترکیبی است و به سیستم‌های سیکل چندگانه شامل سیکل‌های رانکین ارگانیک، گسترش یافته است. شرایط مرجع برای نقاط مهم در سیکل‌های سه‌گانه در جدول شماره (۱)، آورده شده است.

جدول ۱ـ شرایط مرجع برای سیکل‌های سه‌گانه

سیکل	R_p	T_3^k	T_5^k	P_6^{mpa}	T_9^k	ΔT_{pp1}
سری	5	1300	353	10	293	10
موازی	15	1200	313	1.5	-	-

در سیکل ترکیبی سری، سیال کاری که برای سیکل ORC در نظر گرفته شده است، مبرد R-۱۲ است ولی در سیکل ترکیبی موازی سیالات کاری دیکر نظیر C6H6 و NH3 و مبرد R-۱۲۳ در سیکل ORC با هم ارزیابی و مقایسه شده‌اند.

راندمان و مشخصات سیستم را در سه وضعیت سیکل ترکیبی، سیکل سه‌گانه سری و سیکل سه‌گانه موازی مورد بررسی قرار داده وروی نتایج بحث می‌کنیم.

سیکل ترکیبی

پیش از تحلیل سیکل سه‌گانه، رفتارهای سیکل ترکیبی (سیکل‌های برایتون و رانکین بخار) با پارامترهای ساده را مورد بحث قرار می‌دهیم. وقتی که نسبت فشار ($R_p = P2/P1$) در درجه حرارت ثابت ورودی به توربین، افزایش می‌یابد، آنگاه دمای خروجی کمپرسور افزایش خواهد یافت که این باعث کاهش مصرف سوخت می‌شود.

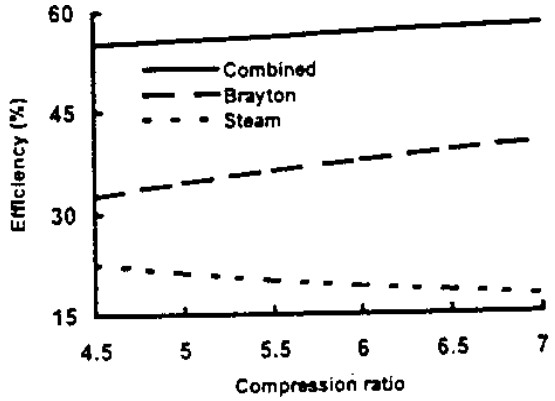
ضمناً، دمای خروجی توربین در سیکل برایتون نیز از آنجا که کار بیشتری تولید شده است، افت خواهد کرد. هر دوی این تأثیرات باعث افزایش بازده سیکل برایتون می‌شود.

بر اساس محدوده فشار در نظر گرفته شده برای بویلر، زمانی که Rp کاهش یابد، اختلاف درجه حرارت خروجی توربین گاز و درجه حرارت بخار ورودی به توربین بخار مطابق با آن، افت خواهد کرد.

تأثیرات نسبت فشار در راندمان سیکل‌های برایتون، رانکین بخار و سیکل ترکیبی در شکل شماره (٤) نشان داده شده است، مشاهده می‌شود که علی‌رغم افزایش مطلوب بازده در سیکل برایتون با افزایش Rp، بازده در سیکل ترکیبی بسیار جزیی افزایش می‌یابد.

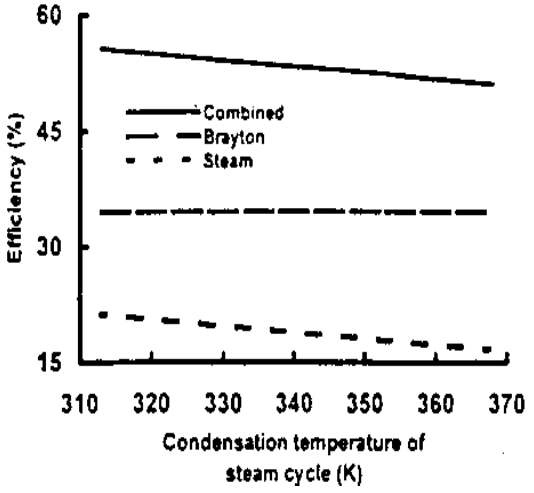
بازده سیکل رانکین بخار هنگامی که Rp در اثر کاهش درجه حرارت خروجی توربین گاز افزایش می‌یابد، کمتر می‌شود و این در حالی است که دمای ورودی توربین بخار کمتر شده است.

نتیجه روندی مشابه با آنچه Briesch [12] بیان کرده بود را نشان می‌دهد. بنابراین، افزایش Rp روش مؤثری برای افزایش بازده سیکل ترکیبی نخواهد بود.

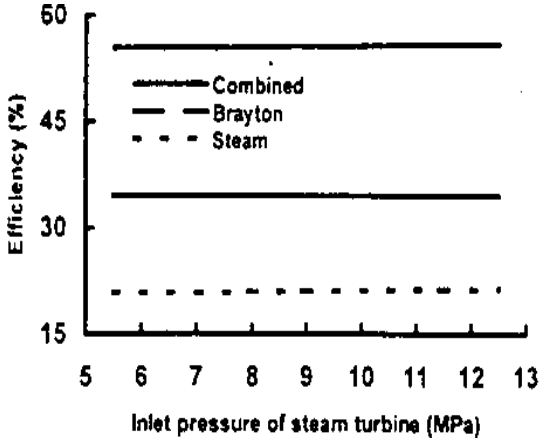


شکل ۴ـ اثر نسبت تراکم روی راندمان سیکل ترکیبی

تأثیرات درجه حرارت ورودی به پمپ، T5 (دمای خروجی از چگالنده) بر روی بازده در شکل شماره (۵) نشان داده شده است. همچنین تأثیرات افزایش فشار پمپ در شکل شماره (٦) مشخص شده است.



شکل ۵ـ تغییرات راندمان با دمای چگالش سیکل بخار در سیکل ترکیبی



شکل ۶ـ تغییرات راندمان با فشار ورودی توربین بخار در سیکل ترکیبی

بازده سیکل برایتون با تغییراین دو پارامتر دست نخورده باقی می‌ماند، بنابراین تأثیراتی که بر روی بازده سیکل ترکیبی گذاشته شده است ، تنها اثراتی است که برروی سیکل بخار مؤثر بوده است.

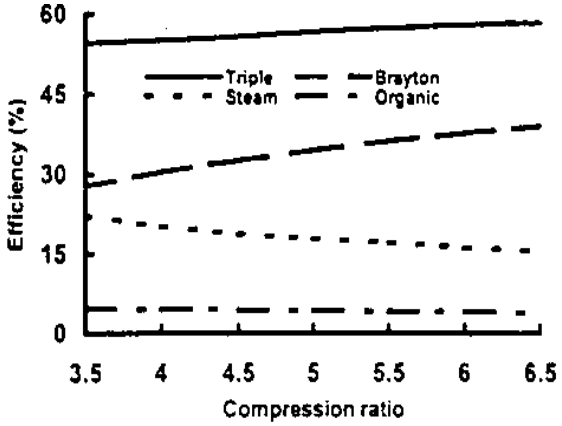
افـزایش دمـای چگـالش باعـث کاهش بازده کلی شده، در حالیکه با افزایش فشار پمپ افزایش جذبی در بازده کلی مشاهده می‌شود. البته، با کاهش دمای محیط، بازده کلی بالاتر خواهد رفت.

سیکل سه گا نه سری

سیکل سه‌گانه سری در شکل شماره (۲) نمایش داده شده است. اساساً سیکل سه‌گانه سری، از بسط مفهوم سیکل ترکیبی که در قسمت قبلی بیان شد، حاصل می‌شود. در مقایسه بین سیکل سه‌گانه سری با سیستم ترکیبی سیکل دوگانه، نسبت انبساط بخار حاصل کاهش می‌یابد و این امر باعث کمتر شدن قابلیت بکارگیری سیکل می‌شود. اختلاف درجه حرارت میان سیکل‌های رانکین بخار و ارگانیک باعث افزایش بازگشت ناپذیری شده و می‌تواند باعث کاهش تولید کار سیکل ORC شود. هر چند که، انتخاب سیال مناسب در سیکل ORC ، مطابق با دمای چگالش در سیکل بخار باعث جبران این افت شده و بازده کلی بزرگتری را نتیجه می‌دهد. این امر مهمترین عامل در مطالعه سیکل سه‌گانه سری است، هر چند که تا به حال فقط مبرد R-۱۲ بعنوان سیال کاری تحلیل شده است. همانطور که پیش از این بحث کردیم، بازده سیکل رانکین بخار با افزایش نسبت تراکم R_p که نتیجه کاهش در مقدار حرارت اتلافی قابل دسترس است، افت می‌کند. این مطلب در شکل شماره (۷) نشان داده شده است.

همچنین شکل شماره (۷) نشان‌دهنده تغییرات بازده سیکل‌های برایتون، سیکل ORC و سه‌گانه سری نیز می‌با شد. بنابراین در سیکل سه‌گا نه سری یک سیکل ORC به عنوان سومین مرحله تولید کار، به کاربرده می‌شود.

بازده سیکل ORC نیز هنگامی که حرارت اتلافی خروجی از سیکل رانکین بخار کاهش یابد، افت خواهد کرد. اما بازده سیکل‌های برایتون و ترکیبی سه‌گانه سری افزوده می‌گردد.



شکل ۷ـ اثر نسبت تراکم روی راندمان در سیکل سه‌گانه سری

هنگامی که $\triangle Tpp2$ (طبق شکل شماره ۲) بدون تغییر باقی بماند، افزایش دمای چگالش سیکل بخار T5 باعث بالا رفتن دمای ورودی به توربین در سیکل ORC می‌شود. از نمودار T-S می‌توان فهمید که مساحت مؤثر تبد یل حرارت به کار در سیکل بخار کاهش می‌یابد ولی در سیکل ORC افزایش داشته است. این افزایش بازده سیکل ORC برای جبران کاهش بازده در سیکل بخار کافی نخواهد بود، دلیل این امر می‌تواند استفاده از مبرد R-۱۲ باشد.

بر اساس نتایج بدست آمده توسط Hung[1] مبرد R-۱۲ انتخاب مناسبی برای این محدوده دماهای کاری نیست. زیرا بازده سیکل‌ها با تغییر دمای چگالش سیکل رانکین بخار تغییر محسوسی نمی‌کنند. با انتخاب سیال کاری مناسبتر برای سیکل ORC به منظور جذب حرارت از تحول‌های چگالش در سیکل رانکین بخار، دستیابی به عملکرد بهتردر تبدیل حرارت به کار ممکن می‌شود.

سیکل سه‌گانه موازی

سیکل سه‌گانه موازی در شکل شماره (۳) ترسیم شده است. که در ان سیکل برایتون سیکل اصلی است. در حالیکه سیکل رانکین بخار و سیکل ORC سیکل‌های الحاقی می‌باشند.

هنگامی که اختلاف درجه حرارت میان سیکل اصلی و سیکل‌های الحاقی افزایش یابد، بهره‌برداری از انرژی قابل حصول کمتر شده و بازگشت ناپذیری افزایش می‌یابد. بعبارت دیگر اختلاف بین کار تولیدی واقعی (برگشت ناپذیر) و کار تولیدی ایده‌ال (برگشت پذیر) افزایش می‌یابد، هر چند که با نزدیک کردن هر چه بیشتر درجه حرارت کاری سیکل الحاقی به درجه حرارت محیط، انرژی مصرفی بی فایده (که توسط ناحیه هاشور خورده در شکل شماره (۳) نشان داده شده است) افزایش یافته و باعث کاهش بازده کلی می‌شود.

هدف این مقاله افزایش بهره‌برداری از حرارت اتلافی خروجی از سیکل برایتون می‌باشد که این امر با اضافه کردن دو یا چند سیکل با بهترین سیالات کاری به آن بدست می‌آید.

بهترین سیال کاری، سیالی است که در محدوده دمائی مورد نظر باعث کاهش اختلاف درجه حرارت میان سیکل‌های اصلی و الحاقی و در نهایت افزایش بازده کلی سیستم شود.

همانطور که پیش از این بحث کردیم سیکل سه‌گانه سری که از مبرد۱۲-R بعنوان سیال کاری در سیکل ORC استفاده می‌کند، عملکرد رضایت بخشی نخواهد داشت. بنابراین، مقایسه عملکرد سیکل‌های سه‌گانه موازی که از سیالات کاری دیگر نظیر۱۲۳-R ، NH3 ، C6 H6 استفاده می‌کنند، در این بخش مورد بحث قرار خواهد گرفت.

بازده یک سیکل ORC که از۱۲۳-R استفاده می‌کند به عنوان تابعی از فشار ورودی توربین سیکل ORC در دمای T4b ثابت، در شکل شماره (۸) آورده شده است.

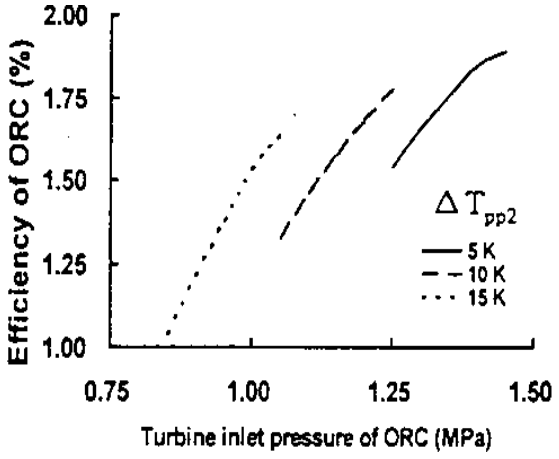
حرارت اتلافی از توربین گازی با دمای بالاتر ازT4b به سیکل بخار یا سیکل ORC منتقل می‌شود. برای داشتن یک دبی جریان مناسب در سیکل ORC به منظور پرهیز از اثرات زیان بار محدوده فشار ورودی به توربین سیکل ORC، بر طبق مقادیر نقطه بحرانی سیال به طور مناسب تنظیم می‌شود.

اثرات زیان بار را می‌توان دبی جریانی دانست که آنقدر بالاست که می‌تواند باعث افت درجه حرارت ورودی به توربین و انتقال به ناحیه اشباع شود و یا دبی جریانی دانست که آنقدر پایین است که موجب می‌شود بالاتر رفتن دمای ورودی به توربین در سیکل ORC ازT4b شود.

برای یک مقدار ثابت نقطه بحرانی، با افزایش فشار ورودی به توربین سیکل ORC، بازده این سیکل افزایش می‌یابد. این افزایش فشار، نه تنها ناشی از بالا رفتن دبی جریان بلکه ناشی از افزایش انتالپی کل دریافتی از سیال نیز می‌باشد.

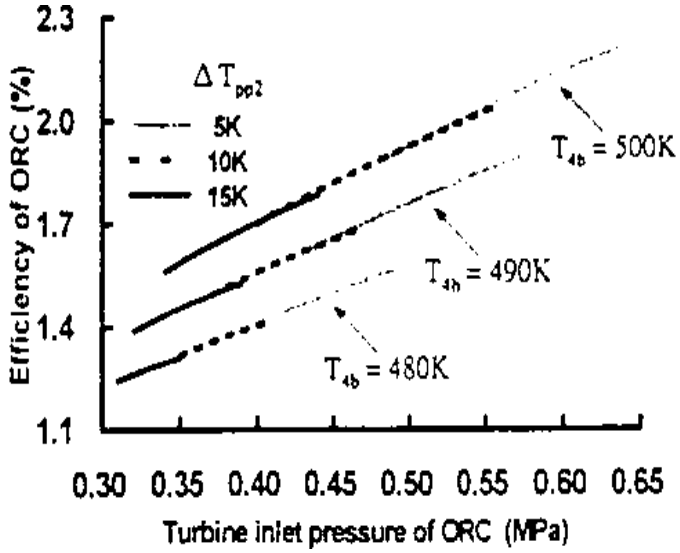
برای مقادیر مختلف نقطه بحرانی، تأثیر فشار ورودی توربین بر روی دبی جرمی بدون اهمیت است.

مقدار کمتر نقطه بحرانی باعث دستیابی به کیفیت بالاتر حرارت از سیال شده و لذا بازده بالاتری را موجب می‌شود. بنابراین در T4b ثابت، کارایی بهینه با تنظیم صحیح محدوده کاری فشار ورودی به توربین و نقطه بحرانی قابل حصول است.



شکل ۸ـ تغییرات راندمان سیکل ORC بر حسب فشار ورودی توربین سیکل ORC برای مقادیر مختلف ΔT_{pp2} و مقدار ثابت T4b در سیکل سه گانه موازی با مبرد۱۲۳-R

تأثیرات T4b و نقطه بحرانی بر روی بازده سیکل ORC که از C6H6 استفاده می‌کند، به عنوان تابعی از فشـار ورودی توربیـن در شکل شماره (۹) نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که با افزایش T4b ، یعنی افزایش دمای متوسط انتقال حرارت اتلافی به سیکل ORC، بازده نیز افزایش خواهد یافت.



شکل ۹ـ تغییرات راندمان سیکل ORC بر حسب فشار ورودی توربین أن برای T4b و△T pp2 مختلف در سیکل سه‌گانه موازی با C6 H6

تأثیرات نقطـه بحرانـی نـیز در شـکل شماره (۹) آورده شده که بر اساس آن برای هر مقدار ثابت نقطه بحرانـی، فشـار ورودی توربین محدوده مخصوص به خود را خواهد داشت. در هر مقدار ثابت برای نقطه بحرانی ۲ در شکل شماره (۹) که در آن سیال کاری C6 H6 است، رفتاری مشابه با شکل شماره (۸) که در آن سیال کاری R-۱۲۳ بوده دیده می‌شود.

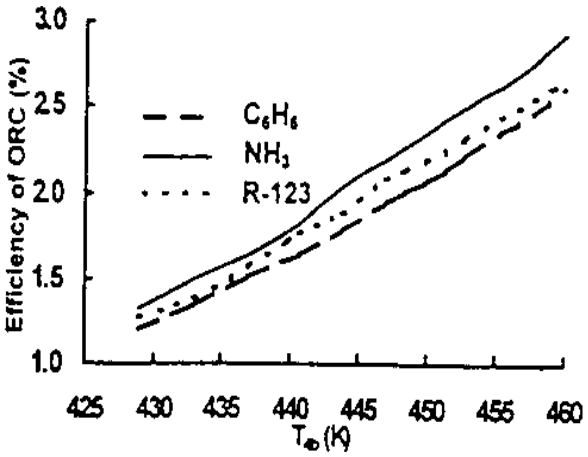
تأثیرات سـیال کـاری بـر روی بـازده سـیکل ORC در شـکل شـماره (۱۰) نشان داده شده که در آن فشارهای ورودی توربین و مقادیر نقطه بحرانی برای حصول بازده بهینه، تنظیم شده‌اند.

ملاحظـه مـی‌شـود کـه NH3 بهترین عملکرد را در میان چند سیال تحلیل شده دارد و با افزایشT4b ، بـازده افـزایش مـی‌یـابد. کمیـت T4b بعنوان منبع حرارتی برای سیکل ORC، نقش اساسی را در تحلیل

سیکل سه‌گانه موازی بازی می‌کند. در این مقاله، این پارامتر با استفاده از هر دو سیکل الحاقی، محاسبه شده است و به منظور دستیابی به عملکردی بهینه درسیکل سه‌گانه موازی مقدار آن تعیین شده است.

T4b به عنوان متغییری مستقل و قابل تنظیم که مقدار حرارت اتلافی منتقل شده از سیکل رانکین بخار را تغییر می‌دهد، در نظر گرفته می‌شود.

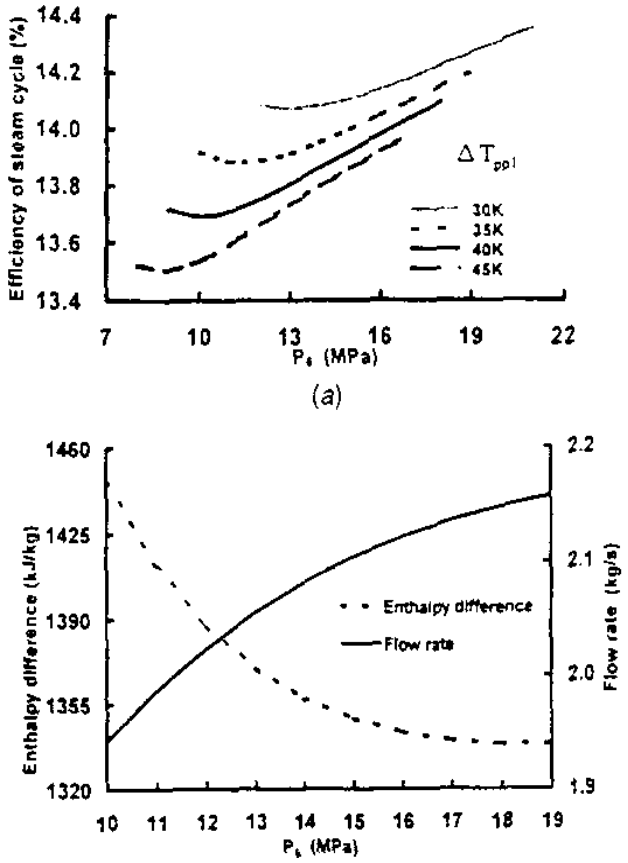
براساس منبع حرارتی ورودی، نحوه عمل سیکل رانکین بخار را می‌توان برای رسیدن به عملکرد بهینه، تنظیم کرد. علاوه بر این، تأثیرات نسبت تراکم و درجه حرارت ورودی توربین گاز نیز به عنوان متغیرهائی که در ارتباط با تغییراتT4b به منظور حصول گستره کاری بهینه مؤثرند، مورد مطالعه قرارگرفته است.



شکل ۱۰ـ تغییرات راندمان سیکل ORC بر حسب T 4b برای مبردهای مختلف در سیکل سه‌گانه موازی

بر اساس معادله بقاء انرژی در مولد بخار بازیاب حرارت با یک مقدار ثابت T4b ، مقدار P6 باید بین ۱۰مگا پاسکال تا ۱۹ مگا پاسکال باشد تا از بیشتر بودن درجه حرارت ورودی به توربین بخار از دمای خروجی توربین گاز و رطوبت زیاد در خروجی توربین بخار جلوگیری شود.

همانطور که در شکل شماره ۱۱(a) نشان داده شده است، با افزایش P6 بازده سیکل رانکین بخار ابتدا بطور جزیی افت می‌کند، اما با افزایش پیوسته P6 ، بازده به طور یکنواخت افزایش می‌یابد.

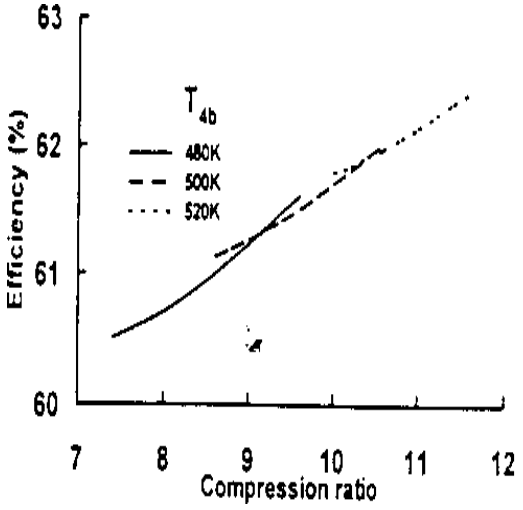


شکل ۱۱- (a) تغییرات راندمان سیکل بخار بر حسب فشار تبخیر و $\triangle T_{pp1}$ در سیکل سه گانه موازی(b) اثر فشار تبخیر سیکل بخارروی افت انتالپی توربین و دبی جرمی در $\triangle T_{pp1}$=۳۵k

به عنوان مثال، برای $\triangle T_{pp1}$ =۳۵ k دبی جریان سیکل رانکین بخارافزایش می‌یابد در حالیکه انتالپی در ورودی توربین هنگامی که P6 از ۱۰مگا پاسکال به ۱۱مگا پاسکال افزایش یابد، افت می‌کند. این امر باعث افت جزئی در بازده می‌شود. هنگامی که P6 از ۱۱ مگا پاسکال فراتر می‌رود، محتوای انتالپی در ورودی توربین به طور جزئی تغییر کرده در حالیکه افزایش دبی جریان قابل توجه است (شکل شماره ۱۱b) و در نتیجه بازده افزایش می‌یابد، که در شکل شماره (۱۱a) نشان داده شده است. افزایش بازده برای مقدار کم $\triangle T_{pp1}$ بسیار بدیهی است. این در اثر ناحیه کوچکتر سایه خورده بین سیکل‌های اصلی و الحاقی در دیاگرام T-S است که در شکل شماره (۳) نشان داده شده است.

مشابه با بحث گذشته در مورد سیستم سیکل ترکیبی، بازده سیکل برایتون با افزایش Rp در مقدار ثابت T3 افزایش می‌یابد. ضمناً سیکل رانکین بخار حرارت خروجی را با درجه حرارت پایین‌تر و محتوای انرژی کم، دریافت می‌کند و در نتیجه بازده آن پایین‌تر می‌آید. برای سیکل ORC ، افزایش جزئی بازده ناشی از دبی جریان پایین‌تر، مقدار بیشتر انتالپی در ورودی توربین را نتیجه می‌دهد. هر دوی این تأثیرات کار توربین سیکل ORC را به میزان ناچیزی افزایش می‌دهند. از نقطه نظر سیستم سیکل ترکیبی در شرایطی که تنها Rp تغییر می‌کند، افزایش هم زمان بازده سیکل‌های برایتون و سیکل ORC بر کاهش بازده سیکل رانکین بخار (همانطور که در شکل شماره (۱۲) نشان داده شده) غلبه می‌کند. افزایش بازده را می‌توان با استفاده از مقدار بیشتر T4b، بالاتر برد، که این کار باعث جذب انرژی بیشتر سیکل ORC از سیکل رانکین بخار می‌شود.

همچنین در شکل شماره (۱۲) مشاهده می‌شود که مقدار بالاتر T4b بر این امر دلالت دارد که می‌توان محدوده مقادیر بالاتری برای Rp در نظر گرفت. تحت شرایط نسبت تراکم ثا بت، تاثیر بالا بودن دمای ورودی توربین گاز T3 ، این است که کل منبع انرژی حرارتی را افزایش داده و لذا بازده سیکل برایتون در یک مقدار ثابت کار تولیدی توربین گاز، کاهش می‌یابد.

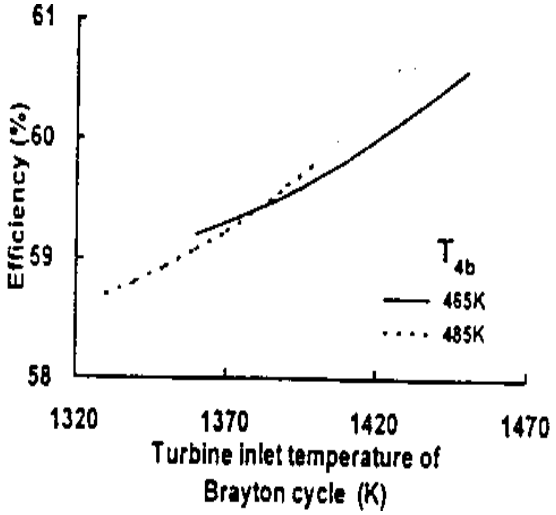


شکل ۱۲ـ تغییرات راندمان کلی سیکل سه‌گانه موازی بر حسب نسبت تراکم و T 4b با مبرد C6 H6

از آنجا که برای سیکل رانکین بخار در Rp وT4b ثابت، افزایش T3، جذب حرارت اتلافی از سیکل برایتون در اثر درجه حرارت بالاتر خروجی از توربین گاز را افزایش می‌دهد، در نتیجه بازده سیکل رانکین بخار افزایش نسبتاً چشمگیری می‌یابد. در این هنگام با افت دبی جریان در سیکل‌های برایتون و ORC ، روی سیکل ORC اثر معکوسی پد ید خواهد آمد.

کاهش دبی جریان در سیکل برایتون به معنای کاهش انرژی حرارتی اتلافی‌ای است که منتقل شده و در سیکل ORC مورد استفاده قرار گرفته است. هر چند که برای سیکل سه‌گانه افزایش T3 ، باعث افزایش بازده کلی سیستم می‌شود.

همانطور که در شکل شماره (۱۳) نشان داده شده است، مقادیر قابل دسترس T3 ، توسط مقدار T4b محدود می شوند. به عبارت دیگر مقدار مشخص بالاتر T4b، باعث کاهش گستره قابل دسترس T3 می‌گردد.



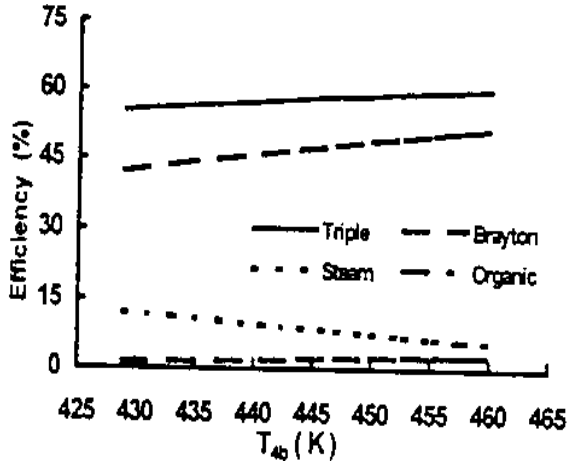
شکل ۱۳ـ تغییرات راندمان کلی سیکل سه‌گانه موازی بر حسب دمای ورودی توربین سیکل برایتون و T4b با مبرد C6 H6

T4b به عنوان متغیری وابسته در درجه حرارت معین ورودی توربین بخار در نظر گرفته می‌شود. در این روش T4b براساس دمای مشخص ورودی توربین در سیکل رانکین بخار محاسبه می‌شود. از آنجا که دبی جرمی در سیکل برایتون از پیش تعیین شده است، لذا T4b به همراه تعیین دبی جریان در سیکل رانکین بدست می‌آید. مقادیر T4bروی محور افقی در شکل‌های شماره (۱۴و۱۵) که براساس مطالعات مختلف محاسبه شده‌اند، نشان داده شده است.

نسبت تراکم و درجه حرارت ورودی توربین در سیکل برایتون به عنوان پارامترهای مؤثر در تعیین T4b و آنگاه عملکرد این سیکل سه‌گانه به کار برده می‌شوند. نسبت تراکم بزرگتر باعث بالا رفتن بازده سیکل برایتون می‌شود.

بعلاوه افت درجه حرارت خروجی توربین گاز به معنای افت درجه حرارت ورودی توربین بخار و انتالپی مخصوص پایین تر در خروجی توربین گاز است.

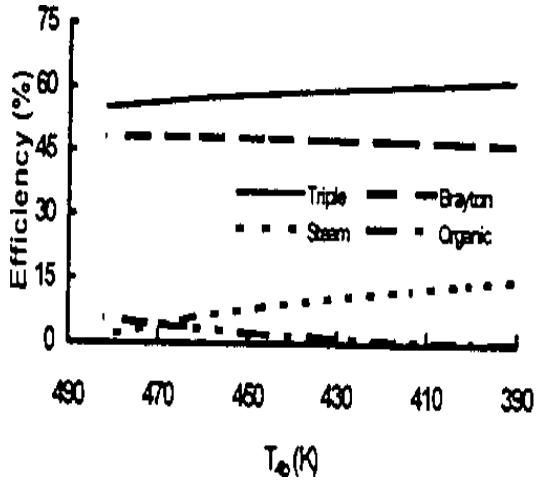
در اثـر اخـتلاف زیـاد ظرفیـت حرارتـی هـوا و بخـار، دبـی جـریان بخـار در سـیکل رانکیـن بخـار بـه طورمحسـوس افت کرده و همچنین بازده این سیکل نیز کاهش می‌یابد. تغییرات بازده برای نسبت تراکمی بیـن ۱۰ تـا ۲۰ در شـکل شماره (۱٤) نشان داده شده است. علی‌رغم افت بازده سیکل رانکین بخار، سیکل سـه‌گانـه ترکیبـی افـزایش محسـوس بـازده را در اثـر افـزایش نسبت تراکم (و مطابق با آن T4b) نشان می‌دهد.



شکل ۱۴ـ تغییرات راندمان با نسبت تراکم وابسته بهT_{4b} درسیکل سه گانه موازی (10<Rp<20)

تأثـیرات افـزایش درجـه حـرارت ورودی بـه توربین گاز روی بازده هر یک از سیکل‌های رانکین بخار، رانکین ارگانیک و برایتون در واقع بر عکس تأثیرات ناشی از افزایش نسبت تراکم می‌باشد، بدین صورت کـه در یـک نسـبت تـراکم ثابت، هنگامی که درجه حرارت ورودی سیال به توربین گاز از ۱۰۰۰ k به ۱٦۰۰ k افـزایش یـابد، بازده سیکل برایتون افت می‌کند، در حالیکه دبی جریان بخار در سیکل رانکین بخار در اثـر درجـه حرارت بالاتر و مقدار انتالپی بیشتر در حرارت اتلافی خروجی توربین گاز، بیشتر می‌شود. بنابراین بازده سیکل رانکین بخار به میزان چشم‌گیری افزایش خواهد یافت.

قابلیـت بیشـتر در جذب حرارت اتلافی توسط سیکل رانکین بخار به معنای مقدار کمترT_{4b} است. مثلاً افـت T_{4b} از ٤۸۰k بـه ۳۹۰ k مطـابق با کاهش بازده سیکل ORC خواهد بود. اما بهبود چشـم‌گیری که سـیکل رانکیـن بخـار در مقـدار راندمـان ارائـه مـی‌کـند، تأثـیرات نامطلوب ایجاد شده بر روی سیکل‌های برایتون و سیکل ORC را بر طرف کرده و با افزایش T_3 بازده سیکل سه‌گانه افزایش می‌یابد. این مطلب در شکل شماره (۱۵) قابل مشاهده است.



شکل ۱۵ـ تغییرات راندمان سیکل سه‌گانه موازی با T4b در دمای ورودی توربین گاز بین ۱۰۰۰K و ۱۶۰۰k

تحلیل نهائی

راندمـان سـیکل‌هـای ترکیبـی، سـیکل‌هـای سه‌گانه سری و سیکل‌های سه‌گانه موازی براساس خواص ترموفیزیکـی سـیالهای مخـتلف کـاری مـورد بررسـی قرار گرفتند. در سیکل‌های سری از مبرد R-۱۲ در سیکل ORC ، استفاده شد.

در حالـیکه در سـیکل‌های موازی سیال‌های C6H ,NH3 و مبردR-۱۲۳ در سیکل ORC مورد استفاده قرار گرفتند.

مطالعـات پارامتریک زیادی برای جستجوی ترکیبات بهینه سیکل‌های ترکیبی مطابق با متغیرهای کلیدی که بر روی راندمان حرارتی تأثیر دارند، انجام شده است.

عـلاوه بـر ایـن، دو روش جداگانـه بـرای تحلـیل هـر دو سیکل الحاقی در سیکل سه‌گانه موازی، مورد اسـتفاده قـرار گرفـته است. سیکل سه‌گانه سری که ازمبرد R-۱۲ به عنوانسیال کاری استفاده می‌کند، در قـیاس بـا سـیکل ترکیبی اختلاف چشمگیری ندارد. این امر ناشی از بالا نبودن بازده مبردR-۱۲ به عنوان سـیال کاری و یا به دلیل اختلاف دمایی است که در مبدل حرارتی بین سیکل رانکین بخار و سیکل ORC اتفـاق می‌افتد. برای این روش تحلیل بیشتری بر روی سیالات پیشنهاد می‌شود. به عبارت دیگر استفاده از سـیالات کـاری دیگـر نظـیر R-۱۲۳ ، NH3 وC6H6 افزایش بازده سیکل سه‌گانه موازی، مخصوصاً در بازیافت حرارت اتلافی در انتالپی‌های کمتر را نشان می‌دهد. بنابراین، با ترکیب صحیح سیکل رانکین بخار و سیکل ORC ، سیکل بهینه‌ای شکل خواهد گرفت.

مطالعـات پارامـتریک بیشـتری را مـی‌تـوان بـر روی محـیط‌هـای کـاری خـاص و بر روی سخت‌افزار مخصـوص در آیـنده انجـام داد. مطالعـه و انـتخاب سـیالات کـاری برای سیکل ORC می‌تواند موضوع تحقیقات آینده باشد.

فهرست علائم

برگشت ناپذیری = I
حرارت = Q,q
فشار = P
نسبت تراکم = R p
آنتروپی = S
درجه حرارت = T
نقطه بحرانی = △Tpp
کار= W,w
راندمان = η
متغیر دلخواه = λ
خاصیت غیر مقداری دلخواه = X

منابع

1- Hung, T. C. Shai .T. Y.. and Wang .S.K..1997."A Review of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the Recovery of Low-Grade Waste Heat."Energy,22,pp.661-667.

2- Marciniak.T.J.Krazinski.J L. Bratis .J C. Bushby .H M. and Buyco. E. H.1981. "Comparison of Rankine-Cycle Power System: Effects of Seven Working Fluids." Argonne National Laboratory Report. ANL/CNSV-TM-87.

3- Schulitz. B..1986, Working Fluids for ORC Plants: Add-An Circuits for Waste Heat Utilization." VGB Kaftwerkestechnik. 66. pp. 419 -426.

4- Badr. O..Probert. D.. and O'Callaghan.P. W..1986."Selection of Operating Conditions and Optimization of Design Parameters for Multi-Vane Expanders." Appl. Energy .23.pp 1-46.

5- Drake.R.L..1985."Organic Rankine Cycle Power Modules Recover Heat at Major Oil Refinery. "Turbomachinery International, 26. pp 31-33.

6- Chaudoir, D. W.. Niggemann. R E.. and Bland. T.J. 1985. "Solar Dynamic ORC Power System for Space Atation Application ."IEEE Service Cent (Cat No 85CH2242-6).pp. 58-65.

7- Manco, S. and Nervegna. N..1985."Working Fluid Selection Via Computer Assisted Analysis of ORC Waste Heat Recovery Systems. "IEEE Service Cent (Cat No.85CH2242-6).pp.71-83.

8- Lee. M .J. Tien. D. L and Shao. C T. 1993."Thermophysical Capability of Ozone-Safe Working Fluids for an Organic Rankine Cycle System."J. Heat Recovery Syst.13,pp.409-418.

9- Habib,M.A.1994,:First-and Second-Law analysis of Steam-Turbine Cogeneration Systems. "ASME J .Eng.Gas Turbines Power.116, pp. 15-19.

10- Lucia , M. D,, Lanfranchi, C and Boggio, V.. 1996 ,"Benefits of Compressor Intel Air Cooling for Gas Turbine Cogeneration Plants. "ASME J. Eng. Gas Turbines Power. 118. pp. 598-603.

11- Woodward, J. B.. 1994. "Evaluation of Brayton and Rankine Alternatives for Diesel Waste Heat Exploitation. "ASME J.Eng. Gas Turbines Power.116.pp.39-45.
12- Briesch. M S.. Bannister.R. L..Diakunchak. I. S..and Huber.D.J.. 1995. "A Combined Cycle Designed to Achieve Greater Than 60 Precent Efficiency."ASME J. Eng. Gas Turbines Power.117.pp. 734-741.
13- Horlock.J. H.. 1992. Combined Power Plants. Pergamon Press. Oxford. UK.
14- Tomlinson. L O.. Chase. D L..Davidson. T. L.. and Smith .R W.. 1993."GE Combined Cycle Product Line and Performance. " GE Power GenerationGER-3574D.
15- Marston. C H.. and Hyre M..1995." Gas Turbine Bottoming Cycles: Triple- Pressure Stem Versus Kalina. " ASME J. Eng. Gas Turbines Power.117.pp.10-15