

ترکیب سیکل ها به منظور بدست آوردن حالت بهینه تبدیل انرژی

محمدرضا محمدی نائینی
دانشکده فنی دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکز

چکیده

هدف از این مطالعه از نقطه نظر سیستم های سیکلی، بدست آوردن بیشترین کار خروجی از ترکیب های مختلف سیکل های ترمودینامیکی می باشد. سه نوع سیستم که در این 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 شده اند. در هر سیستم تأثیر متغیرها به منظور دستیابی به حالت بهینه ترکیب سیکل ها مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می دهد 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 انتالپی های کم را می توان افزایش داد، همچنین با ترکیب صحیح با یک سیکل رانکین بخار، انتظار می رود که سیکل رانکین ارگانیک از انرژی مازاد در دسترس به نحوه بهینه ای بهره برداری نماید. این مقاله طرح اصولی از سیستم های تبدیل انرژی سیکل چندگانه را ارائه می دهد.

واژه های 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 و تحلیل 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 معیارهایی برای انتخاب سیالهای کاری بر مبنای درجه حرارت‌هایی که در آنها حرارت اتلافی می‌بایست بازیافت شود را تعیین کرده‌اند. Schulitz [3] به تحلیل بازیافت حرارت اتلافی در محدوده دمایی (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 گرمایی، قابلیت بکارگیری در سیستم‌های ORC را دارند [4] و [5]. Chaudoir [6] سیستم ORC در درجه حرارت متوسط و ظرفیت ۳۷ kw 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 در بازیافت حرارت در یک سیستم ORC، ارائه داده‌اند.

Lee [8] مطالعاتی در مورد بازده یک سیکل رانکین ایده‌آل 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 مبرد R-۱۲۳ 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 R-۱۲۳ 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 تست‌هایی انجام داده است و دریافته است که وقتی درجه حرارت ورودی کمپرسور افت می‌کند، کارایی سیستم و مزایای اقتصادی را می‌توان افزایش داد، زیرا قدرت کمتری برای کمپرسور مصرف می‌شود.

Wood Ward [11] باز یافت 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 سیکل های قدرت ترکیبی از ۵۴ درصد به ۶۰ درصد تا پیش از سال ۲۰۰۰ طرح های بهینه ای شامل افزایش درجه حرارت ورودی به توربین گاز، گسترش روش های جدید برای خنک کردن پره های توربین و نیز طرح های دیگری به منظور افزایش بازده سیکل های اصلی و سیکل های الحاقی، ارائه نموده است هر چند که برای افزایش بازده به ۶۰ درصد با استفاده از پیشنهاد های 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 باز یافت حرارتی مولد بخار مهمترین نقش را در افزایش راندمان کلی یک سیکل ترکیبی خواهد داشت. محاسبات ترمودینامیکی نشان می دهد که راندمان کلی با افزایش فشار بخار به دو یا سه برابر، چندان افزایش نخواهد یافت.

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

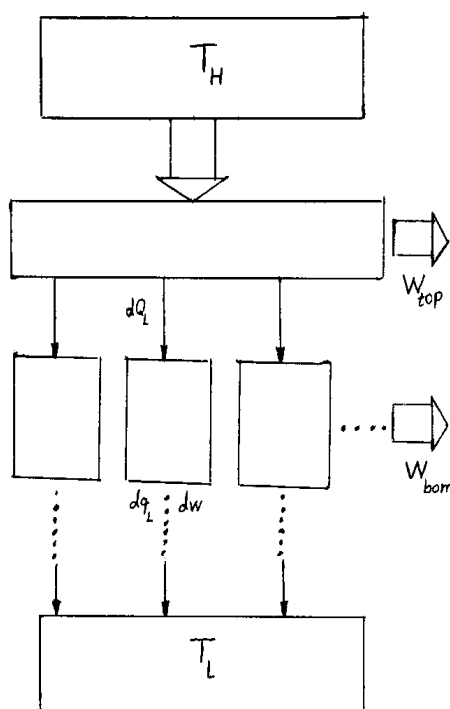
Hyre, Marston [15] در مورد سیکل ترکیبی یک نیروگاه توربین گازی، سیکل بخار با فشار سه گانه را با سیکل های یک مرحله ای و سه مرحله ای کالینا به عنوان بخش های مبنا، مقایسه کرده و بدست آورده اند که راندمان هر دو سیکل کالینا از سیکل بخار با فشار سه گانه بیشتر است. بهینه سازی سیکل سه مرحله ای کالینا بهبود دو درصدی در مقدار راندمان را در پی خواهد داشت.

در مقاله حاضر هدف یافتن ترکیبی بهینه از سیکل یا سیکل های الحاقی به منظور بهره برداری کامل از حرارت اتلافی سیکل برایتون می باشد. در این تحقیق از یک سیکل ORC متصل به یک سیکل ترکیبی برای شکل گیری یک مدل سیکل سه گانه به منظور انتقال حرارت و استفاده مجدد از انرژی، استفاده می کنیم. 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 گرفته ایم که در آن سیکل بخار برای باز یافت حرارت اتلافی در درجه حرارت بالا و سیکل ORC برای باز یافت حرارت اتلافی در درجه حرارت پائین به کار می رود و براساس این مدل ها بازده سیستم های سیکل چندگانه مورد بررسی قرار گرفته اند.

مدل ها و اصول تحلیل

مطابق با خواص ترمو فیزیکی، برای هر سیال گستره فعالیتی که مربوط به بالاترین عملکرد آن است را در نظر می گیریم. بطور مثال بسیاری از سیالات را می توان 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 پائین تر عملکرد بهتری دارند، درسیالات خشک و سیالات

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 ۱- ترتیب قرار گرفتن سیکل‌های مختلف برای تبدیل انرژی

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

$$\delta Q_L = \int \delta q_L + \int \delta W \quad (1)$$

$$Q_L = Q - W_{top} = \int \delta Q_L = \iint \delta q_L + \iint \delta W \quad (2)$$

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

خواص ترموفیزیکی هر سیال را می‌توان با توجه به عملکرد کل سیستم از مدل ریاضی زیر بدست آورد:

$$X = f(X1, X2) \quad (۳)$$

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

$$\eta = f(Xij) \quad (۴)$$

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

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

بهینه‌سازی سیستم بدین معناست که بیشترین بازده و کمترین بازگشت ناپذیری را در سیستم داشته باشیم و این زمانی حاصل خواهد شد که:

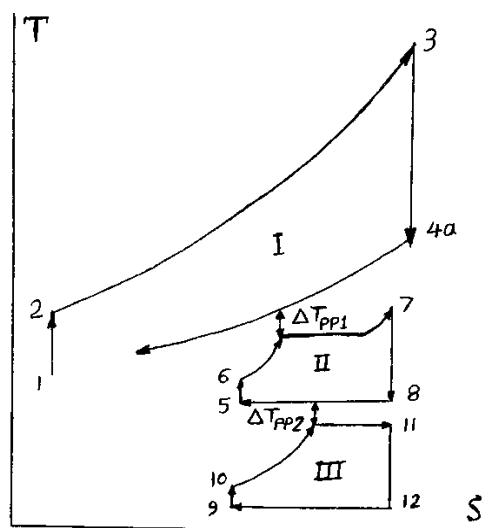
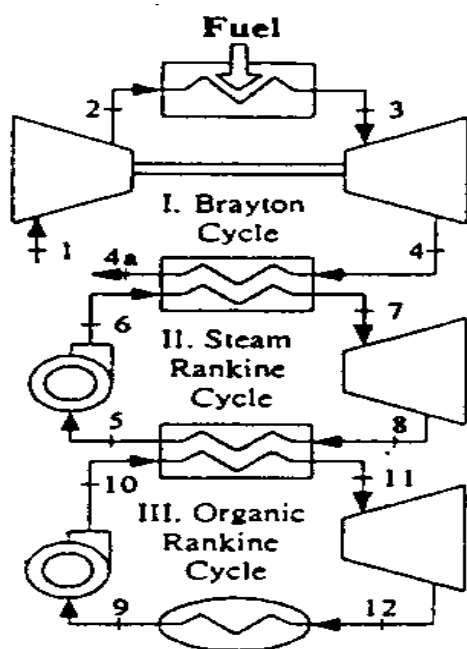
$$\frac{\partial I}{\partial \lambda} = 0 \quad \frac{\partial \eta}{\partial \lambda} = 0 \quad (۵)$$

در این معادلات λ می‌تواند بیانگر هر پارامتر متغیری 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 بر اصل مبادله حرارت بین سیکل‌هاست، تشکیل گردد.

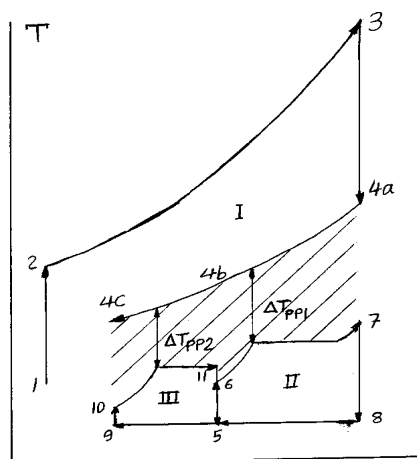
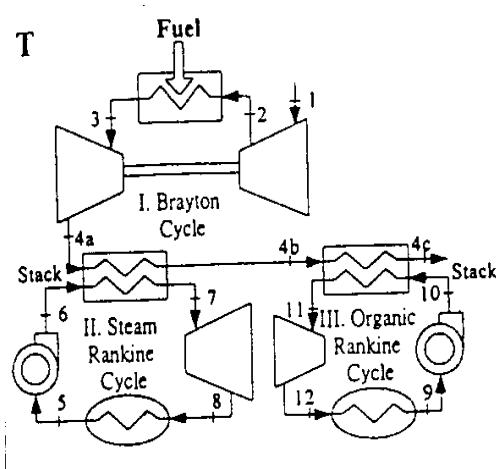
در این مقاله شبیه‌سازی با استفاده از معادلات بقاء انرژی و بقاء جرم و بقاء آنتروپی در آلمانهای مختلف هر سیکل از قبیل توربین، کمپرسور، پمپ، مبدل حرارتی،... صورت می‌گیرد و راندمان سیکل‌ها بر حسب بقیه متغیرها محاسبه می‌شود. از آنجا که هدف این پژوهش بدست آوردن بهترین ترکیب از سیکل‌های ارائه شده می‌باشد لذا تحول‌ها در حالت 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، جذب 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 ۲- سیکل های 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 ۳- سیکل‌های موازی

نتایج و بحث

زیر سیکل های بازگشت پذیر ساده را برای سیکل برایتون در نظر می گیریم. قطعاً بازده را می توان با بهینه کردن تحول ها، نظیر سرد کردن 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 سه گانه مفهوم اصلی تبدیل انرژی در سیکل های چندگانه را تشریح می کند. پارامترهای محدود و مشخصی در تحلیل های زیر انتخاب شده اند. اساس این مقاله مبتنی بر سیکل ترکیبی است و به سیستم های سیکل چندگانه شامل سیکل های رانکین ارگانیک، گسترش یافته است. شرایط مرجع برای نقاط مهم در سیکل های سه گانه در جدول شماره (۱)، آورده شده است.

جدول ۱- شرایط مرجع برای سیکل های سه گانه

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، میرد R-۱۲ است ولی در سیکل ترکیبی موازی سیالات کاری دیگر نظیر C6H6 و NH3 و میرد R-۱۲۳ در سیکل ORC با هم ارزیابی و مقایسه شده اند. راندمان و مشخصات سیستم را در سه وضعیت سیکل ترکیبی، سیکل سه گانه سری و سیکل سه گانه موازی مورد بررسی قرار داده و روی نتایج بحث می کنیم.

سیکل ترکیبی

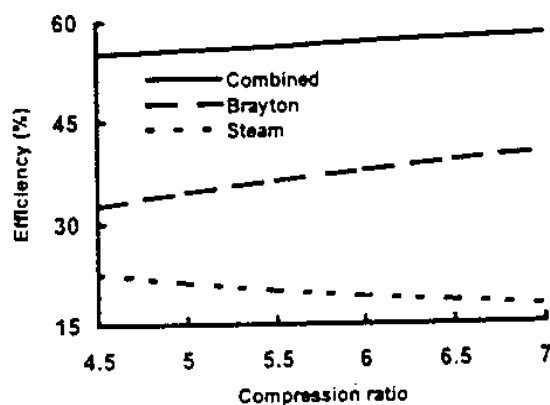
پیش از تحلیل سیکل سه گانه، رفتارهای سیکل ترکیبی (سیکل های برایتون و رانکین بخار) با پارامترهای ساده را مورد بحث قرار می دهیم. وقتی که نسبت فشار ($R_p = P_2 / P_1$) در درجه حرارت ثابت ورودی به توربین، افزایش می یابد، آنگاه دمای خروجی کمپرسور افزایش خواهد یافت که این باعث کاهش مصرف سوخت می شود.

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 می شود.

بر اساس محدوده فشار در نظر گرفته شده برای بویلر، زمانی که R_p 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 سیکل های برایتون، رانکین بخار و سیکل ترکیبی در شکل شماره (۴) نشان داده شده است، مشاهده می شود که علی رغم افزایش مطلوب بازده در سیکل برایتون با افزایش R_p ، بازده در سیکل ترکیبی بسیار جزیی افزایش می یابد.

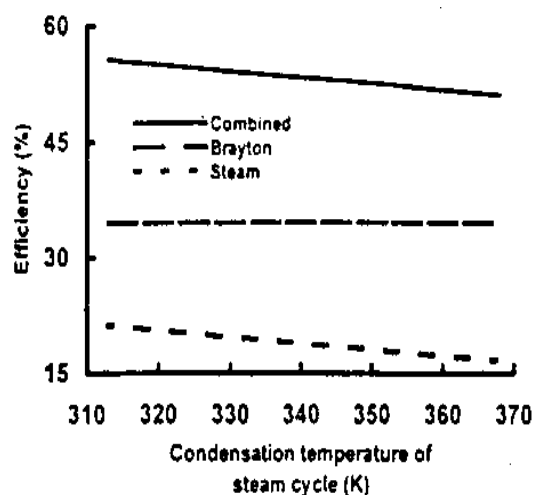
بازده سیکل رانکین بخار هنگامی که R_p در اثر کاهش درجه حرارت خروجی توربین گاز افزایش می یابد، کمتر می شود و این در حالی است که دمای ورودی توربین بخار کمتر شده است.

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

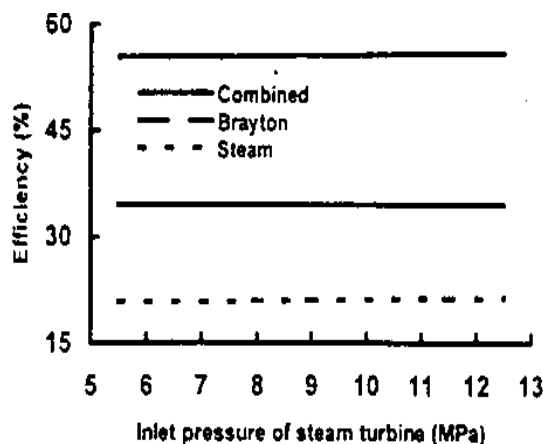


شکل ۴- اثر نسبت تراکم روی راندمان سیکل ترکیبی

تأثیرات درجه حرارت ورودی به پمپ، T_5 (دمای خروجی از چگالنده) بر روی بازده در شکل شماره (۵) نشان داده شده است. همچنین تأثیرات افزایش فشار پمپ در شکل شماره (۶) مشخص شده است.



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



شکل ۷- تغییرات راندمان با فشار ورودی توربین بخار در سیکل ترکیبی

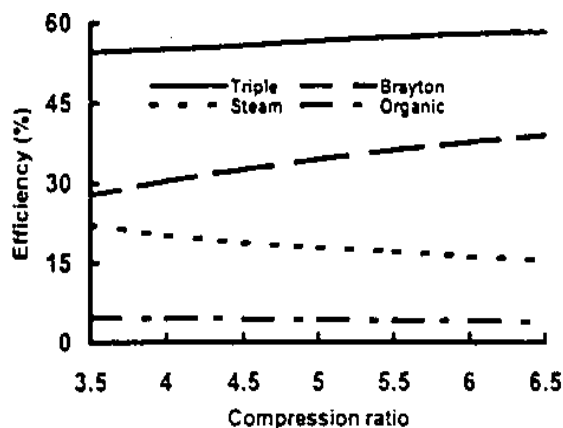
بازده سیکل برایتون با تغییر این دو پارامتر دست نخورده باقی می ماند، بنابراین تأثیراتی که بر روی بازده سیکل ترکیبی گذاشته شده است، تنها اثراتی است که بر روی سیکل بخار مؤثر بوده است. افزایش دمای چگالش باعث کاهش بازده کلی شده، در حالیکه با افزایش فشار پمپ افزایش جذبی در بازده کلی مشاهده می شود. البته، با کاهش دمای محیط، بازده کلی بالاتر خواهد رفت.

سیکل سه گانه سری

سیکل سه گانه سری در شکل شماره (۲) نمایش داده شده است. اساساً سیکل سه گانه سری، از بسط مفهوم سیکل ترکیبی که در قسمت قبلی بیان شد، حاصل می شود. در مقایسه بین سیکل سه گانه سری با سیستم ترکیبی سیکل دوگانه، نسبت انبساط بخار حاصل کاهش می یابد و این امر باعث کمتر شدن قابلیت بکارگیری سیکل می شود. اختلاف درجه حرارت میان سیکل های رانکین بخار و ارگانیک باعث افزایش بازگشت ناپذیری شده و می تواند 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 می دهد. این امر مهمترین عامل در مطالعه سیکل سه گانه 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 می کند. این مطلب در شکل شماره (۷) نشان داده شده است.

همچنین شکل شماره (۷) نشان دهنده تغییرات بازده سیکل های برایتون، سیکل ORC و سه گانه سری نیز می باشد. بنابراین در سیکل سه گانه سری یک سیکل ORC به عنوان سومین مرحله تولید کار، به کار برده می شود.

بازده سیکل ORC نیز هنگامی که حرارت اتلافی خروجی از سیکل رانکین بخار کاهش یابد، افت خواهد کرد. اما بازده سیکل های برایتون و ترکیبی سه گانه سری افزوده می گردد.



شکل ۷- اثر نسبت تراکم روی راندمان در سیکل سه گانه سری

هنگامی که ΔT_{pp2} (طبق شکل شماره ۲) بدون تغییر باقی بماند، افزایش دمای چگالش سیکل بخار T5 باعث بالا رفتن دمای ورودی به توربین در سیکل ORC می شود. از نمودار T-S می توان فهمید که مساحت مؤثر تبدیل حرارت به کار در سیکل بخار کاهش می یابد 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 می تواند استفاده از میرد R-۱۲ باشد.

بر اساس نتایج بدست آمده توسط Hung [1] میرد R-۱۲ انتخاب مناسبی برای این محدوده دماهای کاری نیست. زیرا بازده سیکل ها با تغییر دمای چگالش سیکل رانکین بخار تغییر محسوسی نمی کنند. با انتخاب سیال کاری مناسبتر برای سیکل ORC به منظور جذب حرارت از تحول های چگالش در سیکل رانکین بخار، دستیابی به عملکرد بهتر در تبدیل حرارت به کار ممکن می شود.

سیکل سه گانه موازی

سیکل سه گانه موازی در شکل شماره (۳) ترسیم شده است. که در آن سیکل برایتون سیکل اصلی است. در حالیکه سیکل رانکین بخار و سیکل ORC سیکل های الحاقی می باشند.

هنگامی که اختلاف درجه حرارت میان سیکل اصلی و سیکل های الحاقی افزایش یابد، بهره برداری از انرژی قابل حصول کمتر شده و بازگشت ناپذیری افزایش می یابد. بعبارت دیگر اختلاف بین کار تولیدی واقعی (برگشت ناپذیر) و کار تولیدی ایده آل (برگشت پذیر) افزایش می یابد، 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 می شود.

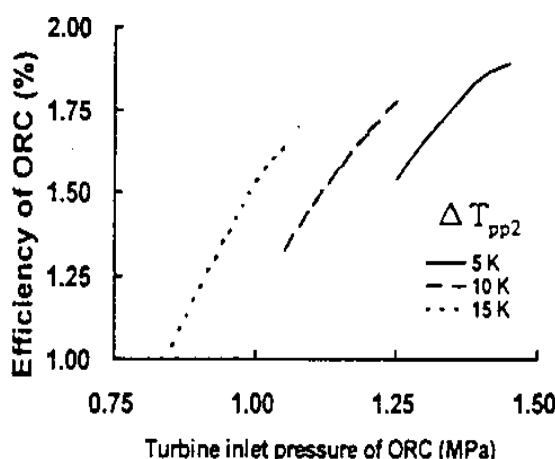
هدف این مقاله افزایش بهره برداری از حرارت اتلافی خروجی از سیکل برایتون می باشد که این امر با اضافه کردن دو یا چند سیکل با بهترین سیالات کاری به آن بدست می آید.

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

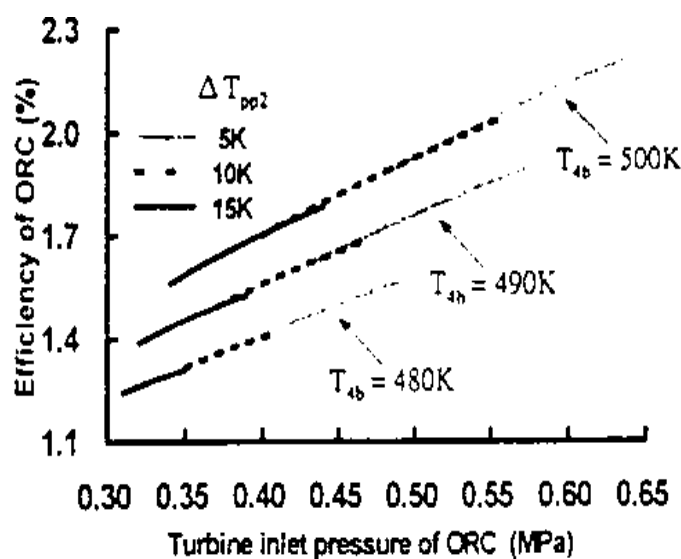
همانطور که پیش از این بحث کردیم سیکل سه گانه سری که از مبرد R-۱۲ بعنوان سیال کاری در سیکل ORC استفاده می کند، عملکرد رضایت بخشی نخواهد داشت. بنابراین، مقایسه عملکرد سیکل های سه گانه موازی که از سیالات کاری دیگر نظیر R-۱۲۳، NH₃، C₆H₆ استفاده می کنند، در این بخش مورد بحث قرار خواهد گرفت.

بازده یک سیکل ORC که از R-۱۲۳ استفاده می کند به عنوان تابعی از فشار ورودی توربین سیکل ORC در دمای T_{4b} ثابت، در شکل شماره (۸) آورده شده است. حرارت اتلافی از توربین گازی با دمای بالاتر از T_{4b} به سیکل بخار یا سیکل ORC منتقل می شود. 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 می شود. اثرات زیان بار را می توان دبی جریانی دانست که آنقدر بالاست که می تواند باعث افت درجه حرارت ورودی به توربین و انتقال به ناحیه اشباع شود و یا دبی جریانی دانست که آنقدر پایین است که موجب می شود بالاتر رفتن دمای ورودی به توربین در سیکل ORC از T_{4b} شود. برای یک مقدار ثابت نقطه بحرانی، با افزایش فشار ورودی به توربین سیکل ORC، بازده این سیکل افزایش می یابد. این افزایش فشار، نه تنها ناشی از بالا رفتن دبی جریان بلکه ناشی از افزایش انتالپی کل دریافتی از سیال نیز می باشد.

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 می شود. بنابراین در T_{4b} ثابت، کارایی بهینه با تنظیم صحیح محدوده کاری فشار ورودی به توربین و نقطه بحرانی قابل حصول است.



شکل ۸- تغییرات راندمان سیکل ORC بر حسب فشار ورودی توربین سیکل ORC برای مقادیر مختلف ΔT_{pp2} و مقدار ثابت T_{4b} در سیکل سه گانه موازی با مبرد R-۱۲۳



شکل ۹- تغییرات راندمان سیکل ORC بر حسب فشار ورودی توربین آن برای T_{4b} و ΔT_{pp2} مختلف در سیکل سه گانه موازی با $C6H6$

تأثیرات نقطه بحرانی نیز در شکل شماره (۹) آورده شده که بر اساس آن برای هر مقدار ثابت نقطه بحرانی، فشار 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 $C6H6$ است، رفتاری مشابه با شکل شماره (۸) که در آن سیال کاری $R-123$ بوده دیده می شود.

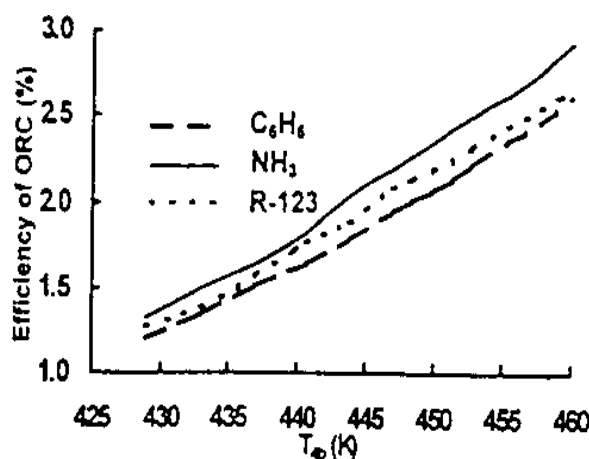
تأثیرات سیال کاری بر روی بازده سیکل ORC در شکل شماره (۱۰) نشان داده شده که در آن فشارهای ورودی توربین و مقادیر نقطه بحرانی برای حصول بازده بهینه، تنظیم شده اند.

ملاحظه می شود که NH_3 بهترین عملکرد را در میان چند سیال تحلیل شده دارد و با افزایش T_{4b} ، بازده افزایش می یابد. کمیت T_{4b} بعنوان منبع حرارتی برای سیکل ORC، نقش اساسی را در تحلیل

تأثیرات T_{4b} و نقطه بحرانی بر روی بازده سیکل ORC که از $C6H6$ استفاده می کند، به عنوان تابعی از فشار ورودی توربین در شکل شماره (۹) نشان داده شده است. ملاحظه می شود که با افزایش T_{4b} ، یعنی افزایش دمای متوسط انتقال حرارت اتلافی به سیکل ORC، بازده نیز افزایش خواهد یافت.

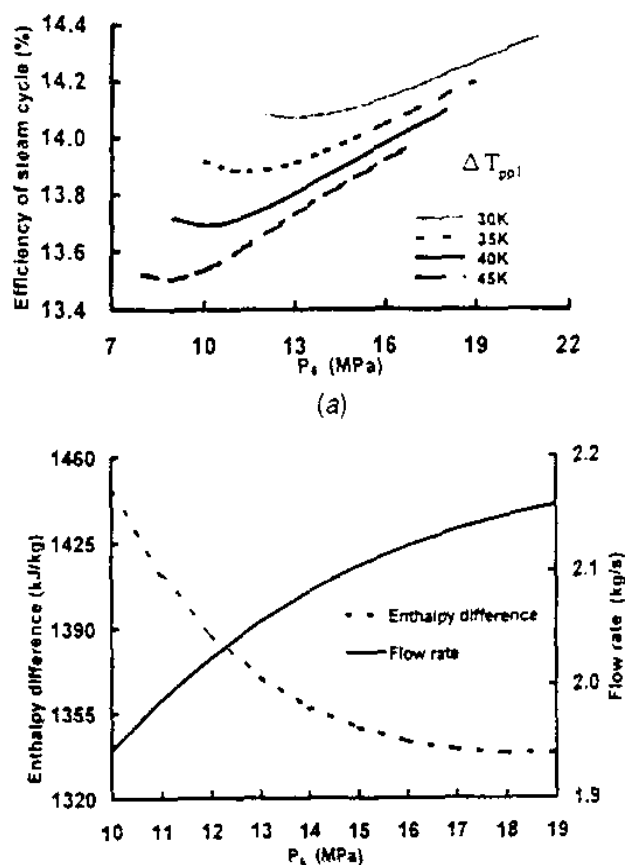
سیکل سه گانه موازی بازی می کند. در این مقاله، این پارامتر با استفاده از هر دو سیکل الحاقی، محاسبه شده است و به منظور دستیابی به عملکردی بهینه در سیکل سه گانه موازی مقدار آن تعیین شده است. T4b به عنوان متغیری مستقل و قابل تنظیم که مقدار حرارت اتلافی منتقل شده از سیکل رانکین بخار را تغییر می دهد، در نظر گرفته می شود.

بر اساس منبع حرارتی ورودی، نحوه عمل سیکل رانکین بخار را می توان برای رسیدن به عملکرد بهینه، تنظیم کرد. علاوه بر این، تأثیرات نسبت تراکم و درجه حرارت ورودی توربین گاز نیز به عنوان متغیرهایی که در ارتباط با تغییرات T4b به منظور حصول گستره کاری بهینه مؤثرند، مورد مطالعه قرار گرفته است.



شکل ۱۰- تغییرات راندمان سیکل ORC بر حسب T 4b برای میردهای مختلف در سیکل سه گانه موازی

بر اساس معادله بقاء انرژی در مولد بخار بازیاب حرارت با یک مقدار ثابت T4b، مقدار P6 باید بین ۱۰ مگا 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 جزئی افت می کند، اما با افزایش پیوسته P6، بازده به طور یکنواخت افزایش می یابد.

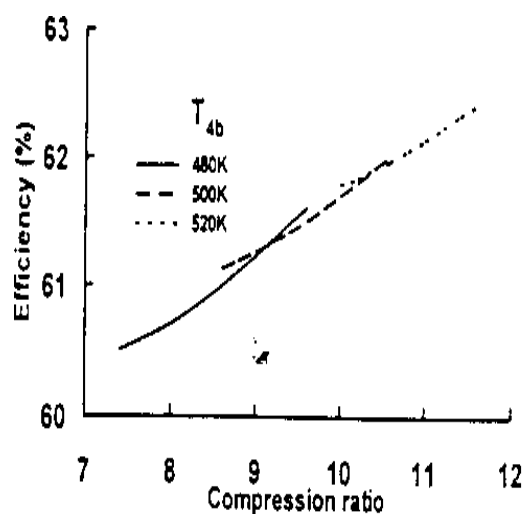


شکل ۱۱- (a) تغییرات راندمان سیکل بخار بر حسب فشار تبخیر و ΔT_{pp1} در سیکل سه گانه موازی (b) اثر فشار تبخیر سیکل بخار روی افت انتالپی توربین و دبی جرمی در $\Delta T_{pp1}=35k$

به عنوان مثال، برای $\Delta T_{pp1} = 35k$ دبی جریان سیکل رانکین بخارافزایش می‌یابد در حالیکه انتالپی در ورودی توربین هنگامی که P_6 از ۱۰ مگا پاسکال به ۱۱ مگا پاسکال افزایش یابد، افت می‌کند. این امر باعث افت جزئی در بازده می‌شود. هنگامی که P_6 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 ΔT_{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 R_p در مقدار ثابت T_3 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 انتقالی 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 R_p 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 T_{4b} ، 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 T_{4b} بر این امر دلالت دارد که می‌توان محدوده مقادیر بالاتری برای R_p در نظر گرفت. تحت شرایط نسبت تراکم ثابت، تأثیر بالا بودن دمای ورودی توربین گاز T_3 ، 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.

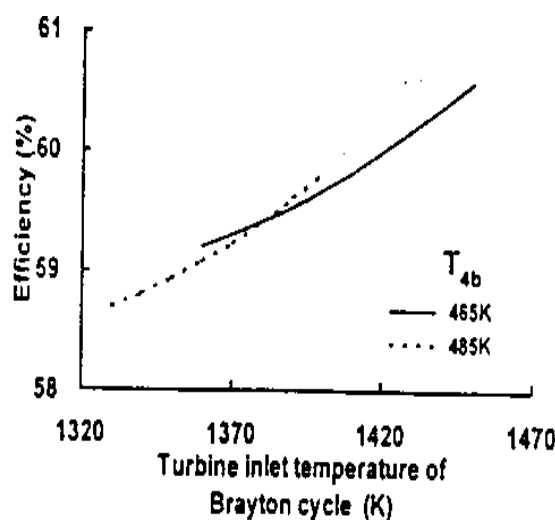


شکل ۱۲- تغییرات راندمان کلی سیکل سه‌گانه موازی بر حسب نسبت تراکم و T_{4b} با مبرد C6 H6

از آنجا که برای سیکل رانکین بخار در R_p و T_{4b} ثابت، افزایش T_3 ، جذب حرارت ائتلافی 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 پدید خواهد آمد.

کاهش دبی جریان در سیکل برایتون به معنای کاهش انرژی حرارتی اتلافی ای است که منتقل شده و در سیکل ORC مورد استفاده قرار گرفته است. هر چند که برای سیکل سه گانه افزایش T_3 ، باعث افزایش بازده کلی سیستم می شود.

همانطور که در شکل شماره (۱۳) نشان داده شده است، مقادیر قابل دسترس T_3 ، توسط مقدار T_{4b} محدود می شوند. به عبارت دیگر مقدار مشخص بالاتر T_{4b} ، باعث کاهش گستره قابل دسترس T_3 می گردد.



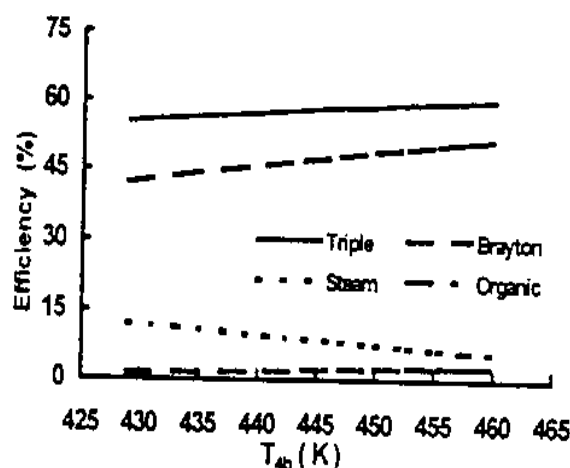
شکل ۱۳- تغییرات راندمان کلی سیکل سه گانه موازی بر حسب دمای ورودی توربین سیکل برایتون و T_{4b} با مبرد C_6H_6

T_{4b} به عنوان متغییری وابسته در درجه حرارت معین ورودی توربین بخار در نظر گرفته می شود. در این روش T_{4b} براساس دمای مشخص ورودی توربین در سیکل رانکین بخار محاسبه می شود. از آنجا که دبی جرمی در سیکل برایتون از پیش تعیین شده است، لذا T_{4b} به همراه تعیین دبی جریان در سیکل رانکین بدست می آید. مقادیر T_{4b} روی محور افقی در شکل های شماره (۱۴ و ۱۵) که براساس مطالعات مختلف محاسبه شده اند، نشان داده شده است.

نسبت تراکم و درجه حرارت ورودی توربین در سیکل برایتون به عنوان پارامترهای مؤثر در تعیین T_{4b} و آنگاه عملکرد این سیکل سه گانه به کار برده می شوند. نسبت تراکم بزرگتر باعث بالا رفتن بازده سیکل برایتون می شود.

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.

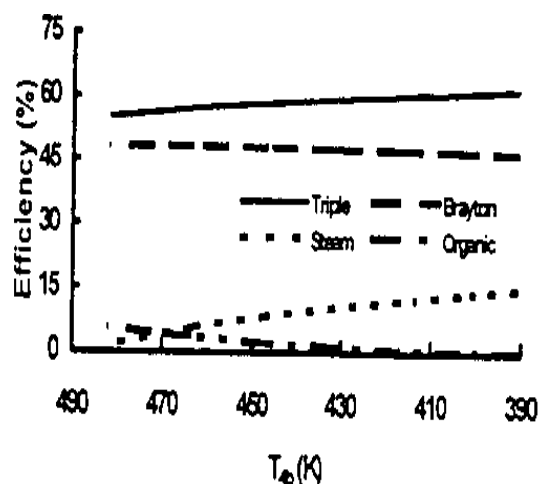
در اثر اختلاف زیاد ظرفیت حرارتی هوا و بخار، دبی جریان بخار در سیکل رانکین بخار به طور محسوس افت کرده و همچنین بازده این سیکل نیز کاهش می یابد. تغییرات بازده برای نسبت تراکم بین ۱۰ تا ۲۰ در شکل شماره (۱۴) نشان داده شده است. علی رغم افت بازده سیکل رانکین بخار، سیکل سه گانه ترکیبی افزایش محسوس بازده را در اثر افزایش نسبت تراکم (و مطابق با آن T4b) نشان می دهد.



شکل ۱۴- تغییرات راندمان با نسبت تراکم وابسته به T4b در سیکل سه گانه موازی (10 < Rp < 20)

تأثیرات افزایش درجه حرارت ورودی به توربین گاز روی بازده هر یک از سیکل های رانکین بخار، رانکین ارگانیک و برایتون در واقع بر عکس تأثیرات ناشی از افزایش نسبت تراکم می باشد، بدین صورت که در یک نسبت تراکم ثابت، هنگامی که درجه حرارت ورودی سیال به توربین گاز از ۱۰۰۰ k به ۱۶۰۰ افزایش یابد، بازده سیکل برایتون افت می کند، در حالیکه دبی جریان بخار در سیکل رانکین بخار در اثر درجه حرارت بالاتر و مقدار انتالپی بیشتر در حرارت اتلافی خروجی توربین گاز، بیشتر می شود. بنابراین بازده سیکل رانکین بخار به میزان چشم گیری افزایش خواهد یافت.

قابلیت بیشتر در جذب حرارت اتلافی توسط سیکل رانکین بخار به معنای مقدار کمتر T4b است. مثلاً افت T4b از ۴۸۰k به ۳۹۰k مطابق با کاهش بازده سیکل ORC خواهد بود. اما بهبود چشم گیری که سیکل رانکین بخار در مقدار راندمان ارائه می کند، تأثیرات نامطلوب ایجاد شده بر روی سیکل های برایتون و سیکل ORC را بر طرف کرده و با افزایش T3 بازده سیکل سه گانه افزایش می یابد. این مطلب در شکل شماره (۱۵) قابل مشاهده است.



شکل ۱۵- تغییرات راندمان سیکل سه‌گانه موازی با T_{4b} در دمای ورودی توربین گاز بین 1000K و 1600K

تحلیل نهایی

راندمان سیکل‌های ترکیبی، سیکل‌های سه‌گانه سری و سیکل‌های سه‌گانه موازی براساس خواص ترموفیزیکی سیال‌های مختلف کاری مورد بررسی قرار گرفتند. در سیکل‌های سری از مبرد $R-12$ در سیکل ORC، استفاده شد.

در حالیکه در سیکل‌های موازی سیال‌های C_6H_6 , NH_3 و مبرد $R-123$ در سیکل ORC مورد استفاده قرار گرفتند.

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

علاوه بر این، دو روش جداگانه برای تحلیل هر دو سیکل الحاقی در سیکل سه‌گانه موازی، مورد استفاده قرار گرفته است. سیکل سه‌گانه سری که از مبرد $R-12$ به عنوان سیال کاری استفاده می‌کند، در قیاس با سیکل ترکیبی اختلاف چشمگیری ندارد. این امر ناشی از بالا نبودن بازده مبرد $R-12$ به عنوان سیال کاری و یا به دلیل اختلاف دمایی است که در مبدل حرارتی بین سیکل رانکین بخار و سیکل ORC اتفاق می‌افتد. برای این روش تحلیل بیشتری بر روی سیالات پیشنهاد می‌شود. به عبارت دیگر استفاده از سیالات کاری دیگر نظیر $R-123$ ، NH_3 و C_6H_6 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.

مطالعات پارامتریک بیشتری را می‌توان بر روی محیط‌های کاری خاص و بر روی سخت‌افزار مخصوص در آینده انجام داد. مطالعه و انتخاب سیالات کاری برای سیکل ORC می‌تواند موضوع تحقیقات آینده باشد.

فهرست علائم

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

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 Percent 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