

# مقایسه سیکل‌های رانکین و کالینا و بررسی اکسرژی در سیکل کالینا

محمدرضا محمدی نائینی

دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی

## چکیده

منحنی‌های مصرف انرژی روشی ترسیمی برای توصیف افت‌های اکسرژی (exergy) در تحول‌های صنعتی می‌باشند. در این پژوهش از همین روش برای سیکل پایه کالینا با قدرت  $3 \text{ MW}$  استفاده شده است. سیکل کالینا تحولی است که در آن انرژی حرارتی به مکانیکی تبدیل می‌شود و در آن می‌توان حرارت اتلافی در دمای پائین را به انرژی مفید مکانیکی در راندمانی بهتر از دیگر انواع ماشین‌های حرارتی تبدیل کرد. در این سیکل بر خلاف سیکل رانکین، از مخلوط آب و آمونیاک بعنوان سیال سیکل استفاده می‌شود لذا با تنظیم مناسب این دو سیال در نقاط مختلف سیکل می‌توانیم بهترین شرایط را برای بهینه‌سازی راندمان کل سیکل ایجاد کنیم و بدلیل اینکه دو نوع سیال در سیکل داریم لذا لازم است تجهیزات اضافی در سیکل در نظر بگیریم. سیکل کالینا بعنوان رقیبی اصلاح شده برای سیکل رانکین بخار، تکامل یافته است. با استفاده از مخلوط آب و آمونیاک بعنوان سیال سیکل و سیستم چگالنده‌ای براساس اصول تبرید جذبی، راندمان سیکل پایه کالینا حدود ۱۰٪ بیشتر از سیکل معمولی رانکین خواهد بود. منحنی مصرف انرژی سیکل کالینا خیلی فشرده است لذا این سیکل بخوبی بهینه می‌شود.

واژه‌های کلیدی: سیکل، کالینا، رانکین، اکسرژی، خواص ترمودینامیکی

## مقدمه

اولین بار سیکل کالینا در سال ۱۹۴۸ میلادی مطرح گردید و در آن از یک مخلوط دو جزئی با دو نقطه جوش متفاوت استفاده شد. لذا این مخلوط دارای یک محدوده جوش می باشد و در نتیجه در حالتی که دما و انرژی منبع گرم متغیر باشد سیکل می تواند خود را برای بدست آوردن بهترین راندمان تطبیق دهد. در این حالت پروفیل دمای سیال به پروفیل بار حرارتی منبع نزدیکتر می شود و در میعان نیز عیناً چنین انعطاف پذیری بوجود خواهد آمد. مخلوط دو گانه به ما اجازه می دهد با دادن حرارت بصورت افزایشی، ازدیاد دمای افزایشی داشته باشیم در حالیکه در سیال یگانه این افزایش بصورت تغییر فاز (مثلاً از فاز مایع به فاز بخار) خودنمائی می کند. این مخلوط را در سیکل هایی که از منبع حرارتی سوخت فسیلی، انرژی زمین گرمائی و یا حتی انرژی هسته ای استفاده می کنند، می توان بکار برد [۱].

در موقع سردکردن سیال سیکل توسط آب خنک کننده، مخلوطی بوجود می آید که مقدار زیادی آب و مقدار کمی آمونیاک دارد و بر عکس در موقع فرستادن سیال به توربین بخار، مقدار زیادی آمونیاک و مقدار کمی آب در مخلوط ایجاد می شود.

یک واحد نمونه از سیکل کالینا در حدود سال ۱۹۹۰ طراحی و ساخته شد و در حومه لوس آنجلس شروع بکار نمود که در آن ۶۳ مگاوات برق از حرارت اتلاقی با دمای  $543^{\circ}\text{C}$  تولید شد. با کار این نیروگاه اصول تئوری کالینا مورد تأیید قرار گرفت.

در این سیکل سه سطح فشار وجود دارد یکی سطح بالائی که فشار ورودی به توربین است، دیگری که سطح متوسط است و فشار مایع اشباع خروجی از چگالنده می باشد و دیگری که سطح پائینی است و عبارتست از سیال خروجی از توربین که حالت آن توسط شرایط مایع اشباع خروجی از برج جاذب ثابت نگه داشته می شود.

محاسبات سیکل ترکیبی کالینا نشان می دهد که راندمان حرارتی بجای حدود ۴۰ درصد در سیکل های بخار متعارف به حدود ۵۳ درصد می رسد ولی بدلیل اضافه شدن یکسری تجهیزات، هزینه این سیکل بیشتر از سیکل های متعارف بخار خواهد بود.

در این سیکل از مخلوط ۷۰ درصد آمونیاک و ۳۰ درصد آب بعنوان سیال استفاده می شود و به همین علت می توان از این سیکل برای بازیافت حرارت از گازهای ورودی در دماهای کم تا متوسط استفاده نمود.

توربین های گاز در سیکل های ترکیبی با استفاده از مخلوط آب و آمونیاک، راندمانی ۲ تا ۳ درصد بیشتر از سیکل های ترکیبی چند فشاری که تنها از آب بعنوان سیال سیکل استفاده می کنند را، دارا می باشند.

در بازیافت حرارتی از گازهای با دمای پائین مثل گازهای خروجی موتور دیزل، سیکل کالینا باعث افزایش ۲۰ تا ۳۰ درصدی انرژی بازیافتی می شود. دلیل اصلی این مزیت آن است که بر خلاف بخار آب نقطه جوش مخلوط آب و آمونیاک در یک محدوده دمائی رخ می دهد و لذا مقدار انرژی بازیافتی از جریان گازی خیلی بیشتر خواهد بود [۲].

در این مقاله معادله حالت مناسب برای مخلوط آب و آمونیاک، با توجه به داده‌های تجربی انتخاب و سپس سیکل شبیه‌سازی و راندمان آن محاسبه گردیده و بهینه‌سازی روی آن صورت می‌گیرد و منحنی مصرف انرژی بعنوان بیانی از میزان افت اکسرژی در سیکل کالینا ترسیم می‌شود.

### مقایسه بین سیکل کالینا و رانکین

سیکل کالینا نسبت به سیکل‌های رانکین در دمای کم راندمان بهتری دارد زیرا سیال سیکل مخلوط آب و آمونیاک است و این مخلوط در سیکل تغییر کرده و انرژی حرارتی بیشتری را برای تولید الکتریسیته جذب نموده و برگرداندن انرژی در سطح بالاتری انجام می‌گیرد، لذا توان تولیدی بیشتری به ازاء سوخت مصرفی یا حرارت ورودی مشخص ارائه خواهد نمود. درصد اختلاط آب و آمونیاک در سیکل، مشابه سیکل‌های تبرید تغییر می‌کند و لذا درجه آزادی آن را بالا می‌برد. خواص ترموفیزیکی مخلوط آب و آمونیاک می‌تواند با تغییر غلظت آمونیاک در مخلوط تغییر کرده و باعث شود که در سیستم تراکم، بازیافت انرژی داشته باشیم. بهینه کردن سیستم تراکم نیز بوسیله استفاده از تغییر غلظت آمونیاک امکان‌پذیر بوده و از گازهای خروجی اکروز می‌توان انرژی بیشتری را بازیافت نمود [۶] و [۳].

از آنجا که در خروجی توربین سیکل رانکین، بخار مرطوب پدید می‌آید، باید تمهیداتی به جهت جلوگیری از خوردگی در مراحل انتهائی توربین اندیشید، در حالیکه انبساط در توربین سیکل کالینا، بخار اشباع ایجاد نموده و مشکل خوردگی بوجود نمی‌آید. علاوه بر این دلیل فشار بیشتر بخار و حجم مخصوص کمتر، ابعاد سیستم خروجی توربین در سیکل کالینا می‌تواند کوچکتر از سیستم با آب در سیکل رانکین انتخاب شود. تجهیزات مرسوم مثل توربین‌های بخار در سیکل کالینا نیز می‌توانند بکار روند زیرا جرم ملکولی آمونیاک و آب شبیه به هم است [۴] و [۵].

مخلوط آب و آمونیاک در یک محدوده دمائی به نقطه جوش می‌رسد در حالیکه آب خالص در یک دمای معین می‌جوشد و این دمای متغیر جوشش به سیال سیکل اجازه می‌دهد تا به دمائی نزدیکتر به آنچه گازهای داغ در دیگ بخار دارند برسد لذا راندمان اکسرژی افزایش می‌یابد. اما در عمل راه مناسبی برای تقطیر مخلوط آب و آمونیاک به یک سیال برای تکرار سیکل تا ابداع سیکل کالینا وجود نداشت. با جریان مخلوط در درصدهای مختلف اختلاط آب و آمونیاک در نقاط مختلف سیکل، تقطیر (جذب) می‌تواند در فشاری بالاتر از اتمسفر ولی با غلظت کم آمونیاک رخ دهد، در حالیکه حرارت برای عملکرد بهینه سیکل در غلظت بیشتر آمونیاک انتقال می‌یابد. مخلوط دو فاز مایع و بخار آمونیاک و آب در حالت تعادل منجر به داشتن آمونیاک بیشتر در فاز بخار خواهد شد زیرا آمونیاک بسیار فرار است. اگر مخلوطی با غلظت مشخص، که بصورت کسر مولی آمونیاک بیان می‌شود و ابتدا تماماً بخار است را بتدریج سرد کنیم، میعان در نقطه شبنم شروع می‌شود و برعکس وقتی تمام مایع مخلوط بتدریج گرم شود، تبخیر در دمای حباب شروع خواهد شد. در حین تبخیر (در فشار ثابت) دمای مخلوط افزایش می‌یابد زیرا ترکیب مایع آن تغییر کرده است. اگر منبع گرما، خروجی یک توربین گاز باشد، افزایش دمای بخار مخلوط آب و آمونیاک بهتر می‌تواند با گاز سرد حاصل از احتراق هماهنگ شود تا آب خالص که در دمای ثابت به جوش می‌آید. درجه آزادی دیگر بدست آمده عبارت است از ترکیب متغیر، بدین ترتیب که چون جدول خواص ترمودینامیکی در سه بعد تغییر

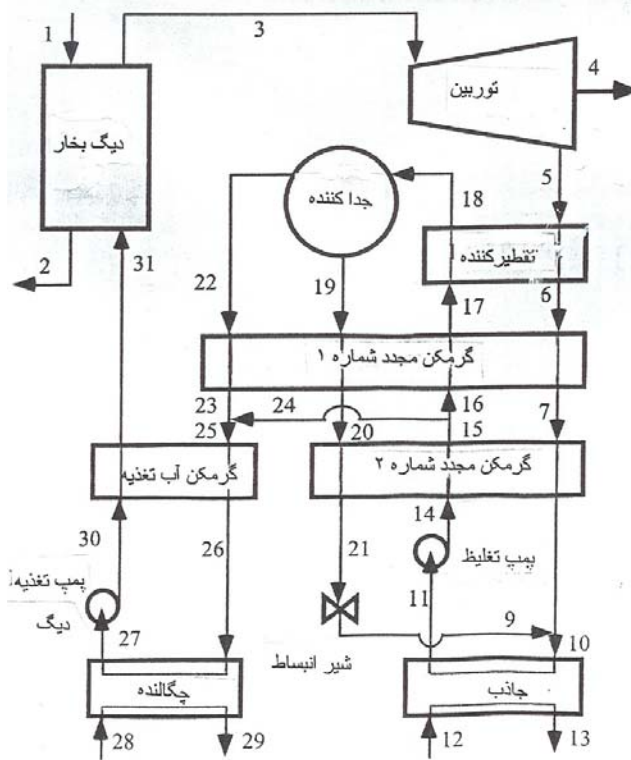
می‌کند، میان یابی از آن دشوار است اما اگر خواص مشخص بصورت مستقل از متغیرها بصورت جدول در آورده شوند، این کار ساده خواهد شد [۸] و [۱۱].

### اکسرژی در سیکل کالینا

کیفیت انرژی بوسیله اکسرژی (exergy) اندازه‌گیری می‌شود. هنگامیکه انرژی در یک تحول مورد استفاده قرار می‌گیرد کیفیت آن افت می‌کند و این به معنی کاهش اکسرژی در آن است. اکسرژی سرمایه کمیابی است که روزانه در حال از بین رفتن است. منحنی‌های مصرف انرژی (EUD) ابزار مهم مهندسی برای بهبود راندمان اکسرژی در سیستم‌های تبدیل انرژی میباشند [۶]. افت های اکسرژی در سیستم بوسیله نمایش گرافیکی که تحولات کلی مفید را توصیف می‌کنند، نشان داده می‌شوند. استفاده از مخلوط چند سیال بعنوان سیال سیکل امکان جدیدی را برای بهبود راندمان در سیکلهای قدرت و تبرید با تجهیزات با قیمت کمتر فراهم می‌آورد. مخلوطها می‌توانند جانشین مهمی برای مبردهای CFC باشند و مسائل زیست محیطی را کاهش دهند. سیکل کالینا با استفاده از مخلوط آب و آمونیاک، راندمان اکسرژی را نسبت به سیکل رانکین معمولی ۱۰ تا ۲۰ درصد افزایش می‌دهد [۷].

سیکل ساده شده کالینا در شکل شماره (۱) ترسیم شده است که می‌تواند یک سیکل الحاقی به سیکل اصلی باشد که با گازهای خروجی اگزوز دیگ بخار تغذیه شده است (نقاط ۱ و ۲). مخلوط آمونیاک و بخار آب در حالت مافوق گرم (۳) در توربین منبسط شده و کار تولید می‌کند (۴) و خروجی توربین (۵) در سه مرحله سرد شده (۶ و ۷ و ۸) و توسط مایع با آمونیاک کم (۹)، رقیق و در جاذب توسط آب سرد (۱۲ و ۱۳) تقطیر می‌شود (۱۱).

مایع اشباع خارج شده از جاذب توسط پمپ تا فشار میانی متراکم (۱۴) و سپس در سه مرحله گرم می‌شود (۱۵ و ۱۷ و ۱۸). مخلوط اشباع در جداکننده به مایع با آمونیاک کم (۱۹) که در دو مرحله سرد شده (۲۰ و ۲۱) و در تحول خفگی فشارش افت می‌کند (۹)، و بخار با آمونیاک زیاد (۲۲) که در یک مرحله سرد شده (۲۳) و به آن مقداری از سیال غلیظ اولیه اضافه می‌شود (۲۴) تا تقریباً به نزدیک بخار آمونیاک خالص با غلظت حدود ۷۰ در صد برسد (۲۵)، تفکیک می‌شود. آنگاه مخلوط با غلظت آمونیاک ۷۰ درصد، سرد شده (۲۶) و توسط آب سرد (۲۸ و ۲۹) تقطیر می‌گردد (۲۷). آنگاه بوسیله پمپ تغذیه دیگ بخار متراکم شده (۳۰) و به دیگ بخار پس از عبور از هیتر آب تغذیه فرستاده می‌شود (۳۱).



شکل ۱- سیکل ساده شده کالینا

جرم جریان یافته بین جداکننده و جاذب حدود چهار برابر جریان جرم توربین است، که باعث ایجاد مقداری کار پمپ تغلیظ اضافی می‌شود. این چرخه امکان تغییر در ترکیب بین اختلاط اولیه در جاذب و دادن حرارت در دیگ بخار را فراهم می‌آورد.

با تغییر نقطه شبنم مخلوط، حرارت اتلافی از خروجی توربین که در سیکل رانکین هدر می‌رود را می‌توان برای رقیق کردن مخلوط بخار آب و آمونیاک توسط یک جریان آب مورد استفاده قرار داد، بنابراین تولید مخلوطی با غلظت کمتر آمونیاک که بتواند در دمای خیلی بالاتر غلیظ شود، امکان پذیر می‌گردد.

معمولاً خواص ترمودینامیکی سیالات خالص و اطلاعات بدست آمده از محلولهای ایده آل برای تعیین خواص مخلوط کافی است. البته پایداری، واکنشهای ثانویه، قابلیت اطمینان و... نیز باید در نظر گرفته شوند [۹] و [۱۰].

#### منحنی مصرف انرژی

به منظور ترسیم منحنی مصرف انرژی، قوانین اول و دوم ترمودینامیک را نوشته و اکسرژی را که مبین میزان اتلاف در تحولات می‌باشد را بدست می‌آوریم.

در این مقاله، فرض می‌کنیم که یک سیستم، ترکیبی از تعدادی زیر سیستم‌ها، شامل تحول‌های از دست دادن و بدست آوردن انرژی می‌باشد. با در نظر گرفتن تحول‌ها در یک زیر سیستم، قانون اول ترمودینامیک بیان می‌کند که کل انرژی بقاء دارد:

$$\sum \Delta H_k = 0 \quad (K = 1, \dots, K') \quad (1)$$

در این معادله  $K'$  تعداد تحول‌های زیر سیستم مورد نظر است. با در نظر گرفتن انرژی‌های داده شده و گرفته شده، این معادله بصورت زیر در می‌آید:

$$\sum \Delta H_k^e + \sum \Delta H_k^i = 0 \quad (2)$$

که اندیس‌های  $e$  و  $i$  به ترتیب به معنای انرژی خروجی و ورودی می‌باشند. قانون دوم ترمودینامیک بیان می‌دارد که آنتروپی کل افزایشی است:

$$\sum \Delta S_k = \sum \Delta S_k^e + \sum \Delta S_k^i \geq 0 \quad (3)$$

آنگاه اکسرژی عبارتست از اتلاف در تحول‌های سیستم:

$$\sum \Delta E_k = \sum \Delta H_k - T_0 \sum \Delta S_k = -T_0 \sum \Delta S_k \leq 0 \quad (4)$$

با در نظر گرفتن ضریب قابلیت استفاده به صورت متغیر  $A = \Delta E / \Delta H$  می‌توان معادله اخیر را بفرم زیر نوشت:

$$-\sum \Delta E_k = \sum \Delta H_k^i (A_k^e - A_k^i) \quad (5)$$

وقتی  $K'$  به سمت بینهایت میل کند داریم:

$$-\int dE = \int (A^e - A^i) dH^i \quad (6)$$

در نتیجه با ترسیم  $A^e$  و  $A^i$  برحسب  $H^i$ ، افت اکسرژی در زیر سیستم بوسیله سطح بین  $A^e$  و  $A^i$  نمایش داده می‌شود که آنرا منحنی مصرف انرژی می‌گوئیم [۱۲] و [۱۳].

### روش محاسبه خواص در سیکل کالینا

مدل ساده‌ای برای خواص ترمودینامیکی مخلوط آب و آمونیاک در سیکل کالینا بکار می‌رود. در فاز گاز، بالای دمای اشباع آب  $T_{sw}$  فرض می‌کنیم که مخلوط مافوق گرم رفتاری مشابه محلول ایده‌آل آمونیاک مافوق گرم و بخار آب داشته باشد (شکل شماره ۲). وقتی درجه حرارت بین دمای اشباع آب خالص  $T_{sw}$  و دمای شبنم مخلوط  $T_d$  در فاز گازی باشد، فرض می‌کنیم که آب در حالت بخار ماوراء پایدار (Meta-stable) در فشار مورد نظر می‌باشد. متشابهاً در ناحیه مایع، بین دمای اشباع آمونیاک خالص  $T_{sa}$  و نقطه حباب مخلوط  $T_b$  فرض می‌کنیم که حالت مایع ماوراء پایدار را برای آمونیاک داشته باشیم. در ناحیه مخلوط دارای بخار مرطوب  $T_d > T > T_b$ ، مخلوط بخار اشباع با کسر جرمی آمونیاک  $X_g$  و مخلوط مایع اشباع با کسر جرمی آمونیاک  $X_f$  را داریم. در ناحیه مایع، زیر نقطه حباب مخلوط  $T_b$ ، تابع گیبس اضافی برای انحراف از رفتار محلول ایده‌آل در نظر گرفته می‌شود [۹].

با توجه به منحنی‌های  $T-S$  و  $T-X$  در شکل شماره (۲) و فرضیات ارائه شده در قسمت قبل، روابط ترمودینامیکی زیر مورد نیاز می‌باشند [۱۴] و [۱۵]:

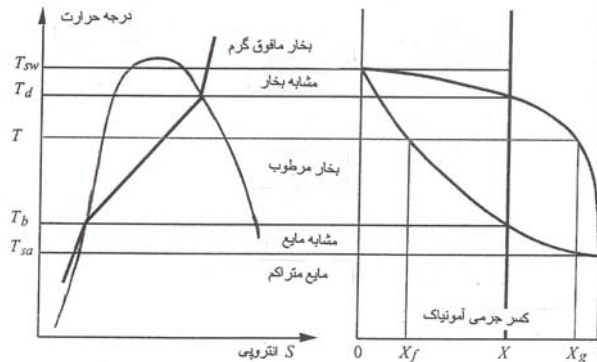
الف) برای آمونیاک و آب خالص:

$$P = P(\rho, T), C_v = C(T) \quad (7)$$

$$\rho_f = \rho(T_{sat}), P_{sat} = P(T_{sat}) \quad (8)$$

$$(dP/dT)_{sat} = h_{fg} / (Tv_{fg}) \quad (9)$$

خواص مواد خالص در جداول یا بوسیله معادلات قابل دسترسی است و اکتباسی از ۴۰ ماده بدست آمده توسط رینولدز در این مقاله مورد استفاده قرار گرفته است [۱۱].



شکل ۲- حالت‌های مختلف روی منحنی‌های T-S و T-X

انرژی، انتروپی، انتالپی و اکسرژی در واحد جرم با استفاده از معادله شماره (۷) و روابط ترمودینامیکی زیر محاسبه می‌شوند:

$$u = u_0 + \int_0^T c_{v\infty} dT + \int_0^p \frac{1}{\rho^2} (p - T \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_\rho) d\rho \quad (10)$$

$$s = s_0 + \int_0^T c_{v\infty} / T dT + \int_0^p \frac{1}{\rho^2} (\rho R - \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_\rho) d\rho - R \ln \rho \quad (11)$$

$$h = u + pv \quad (12)$$

$$e = h - T_0 S$$

$u_0$  و  $s_0$  طوری در نظر گرفته می‌شوند که حالت مبنای انتخاب شده برای مایعات اشباع خالص در  $T_0 = 0^\circ C$  دارای انتالپی و انرژی صفر باشند. اندیس بینهایت مربوط به گاز ایده‌آل و  $e$  به معنای اکسرژی در واحد جرم می‌باشد.

ب) برای مخلوط آمونیاک و آب:

$$T_b = T(P, X) \quad (13)$$

$$T_d = T(P, X) \quad (14)$$

$$g_{sol} = g(P, T, X) \quad (15)$$

$T_b$  نقطه حباب و  $T_d$  نقطه شبنم و  $g_{sol}$  انرژی آزاد گیبس محلول می باشند. اطلاعات لازم برای این معادلات از مرجع [۲] بدست آمده است.

حال می توان روابطی برای مخلوط آب و آمونیاک در نواحی مختلف نشان داده شده در شکل شماره (۲) بدست آورد. برای ناحیه بخار مافوق گرم  $T > T_{sw}$  داریم:

$$h_{vm} = Xh_{va} + (1-X)h_{vm} \quad (۱۶)$$

$$s_{vms} = Xs_{va} + (1-x)s_{vw} - R_m \quad (۱۷)$$

$$(X_m \ln X_m + (1-X_m) \ln(1-X_m)) \quad (۱۸)$$

$$v_{vm} = Xv_{va} + (1-X)v_{vm}$$

برای ناحیه ماوراء بخار  $T_{sw} > T > T_d$  سه معادله اخیر و معادلات زیر صادقند:

$$h_{vw} \approx h_{gw} - \bar{c}_{pw} \Delta T \quad (۱۹)$$

$$s_{vw} \approx s_{gw} - \bar{c}_{pw} \ln(T_{sw}/T) \quad (۲۰)$$

$$v_{vw} \approx v_{gw} (T/T_{sw}) \quad (۲۲)$$

$$\Delta T = T_{sw} - T \quad (۲۳)$$

$$\bar{c}_{pw} = ((h_{vw})_{T_{sw}+\Delta T} - h_{gw}) / \Delta T$$

برای ناحیه بخار مرطوب  $T_d > T > T_b$  طبق شکل شماره (۲) یک مخلوط بخار اشباع با کسر جرمی آمونیاک  $X_g$  و یک مخلوط مایع اشباع با کسر جرمی آمونیاک  $X_f$  اتفاق می افتد.

برای بخار اشباع معادلات فوق و برای مایع اشباع معادلات زیر را بکار می بریم. برای آمونیاک ماوراء مایع داریم:

$$h_{la} \approx h_{fa} + \bar{C}_{pa} \Delta T \quad (۲۴)$$

$$s_{la} = s_{fa} + \bar{C}_{pa} \ln(T/T_{sa}) \quad (۲۵)$$

$$v_{la} \approx v_{fa} \quad (۲۶)$$

$$\Delta T = T - T_{sa} \quad (۲۷)$$

$$\bar{C}_{pa} = (h_{fa} - (h_{la})_{T_{sa}-\Delta T}) / \Delta T$$



در مخلوط مایع اشباع داریم:

$$h_{lm} = Xh_{la} + (1 - X)h_{lw} + h_{sol} \quad (28)$$

$$s_{lm} = Xs_{la} + (1 - X)s_{lw} - R_m(X_m \ln X_m + \quad (29)$$

$$(1 - X_m) \ln(1 - X_m) \ln(1 - X_m)) + s_{sol} \quad (30)$$

$$v_{lm} = Xv_{la} + (1 - X)v_{lw} + v_{sol} \quad (31)$$

$$h_{sol} = -T^2 \partial(g_{sol}/T) / \partial T \quad (32)$$

$$S_{sol} = (h_{sol} - g_{sol}) / T \quad (33)$$

$$v_{sol} = \partial g_{sol} / \partial P$$

همچنین معادلات ارائه شده برای بخار مرطوب در ناحیه ماوراء مایع  $T_b > T > T_{sa}$  نیز صادقند و برای ناحیه مایع متراکم  $T_{sa} > T$  نیز معادلات ارائه شده برای مخلوط مایع اشباع فوق صادقند.

معادله کلاپیرون در مورد تغییر فاز بصورت زیر نیز مورد استفاده قرار می‌گیرد:

$$h_{fg} = (v_g - v_f) T_s (\partial P / \partial T)_s \quad (34)$$

$$S_{fg} = h_{fg} / T_s \quad (35)$$

یک برنامه رایانه‌ای بر مبنای این معادلات برای بدست آوردن خواص مخلوط نوشته شده است. در این معادلات اندیس‌ها به قرار زیر هستند،  $f$  مایع اشباع،  $g$  بخار اشباع،  $l$  مایع متراکم،  $m$  کسر مولی یا مخلوط،  $v$  بخار سوپر هیت،  $s$  اشباع،  $sol$  محلول.

**منحنی انرژی مصرفی برای سیکل کالینا:**

با نوشتن برنامه رایانه‌ای خواص مخلوط را با در نظر گرفتن حالت‌های مختلف مخلوط آب و آمونیاک و درصد‌های متنوع اختلاط آن دو طبق معادلات ارائه شده در قسمت قبل بدست می‌آوریم. آنگاه با داشتن خواص ترمودینامیکی مخلوط در نقاط معلوم سیکل کالینا طبق شکل شماره (۱)، برنامه رایانه‌ای دیگری برای محاسبه خاصیت‌ها در نقاط دیگر سیکل با استفاده از اعمال قوانین بقاء در تک تک المانهای سیکل نوشته و مقدار کمیت  $A$  (ضریب قابلیت استفاده) که کمیتی بدون بعد است در همه المانها برای سیال سیکل بدست آورده شده است.

در نهایت شکل شماره (۳) که مبین منحنی انرژی مصرفی برای سیکل کالینای معرفی شده در قسمت قبل می‌باشد ترسیم گردیده است.

این منحنی با ترسیم مقدار انرژی تبدیل شده و همچنین طبقه‌بندی سطوح انرژی در تحول‌های از دست دادن انرژی  $A^{ed}$  و بدست آوردن انرژی  $A^{ea}$ ، وضعیت انتقال انرژی را در قسمت‌های مختلف سیکل نمایش می‌دهد.

در تعدادی از نقاط وضع بحرانی به چشم می‌خورد و لذا طراحی سیستم چندان آسان نیست و دقت زیادی مخصوصاً در این نقاط باید بکار برده شود. توزیع یکنواخت افت اکسرژی نشان می‌دهد که این سیستم خوب بهینه‌سازی شده است.

این منحنی به قسمتهای مختلف براساس اجزاء سیکل کالینا طبق شکل شماره (۱) تقسیم شده است. این شکل بوضوح نشان می‌دهد که آیا کیفیت انرژی تولیدی (اکسرژی) مناسب است یا خیر و علاوه بر آن میزان اضافی بودن آنرا نیز معین می‌کند.

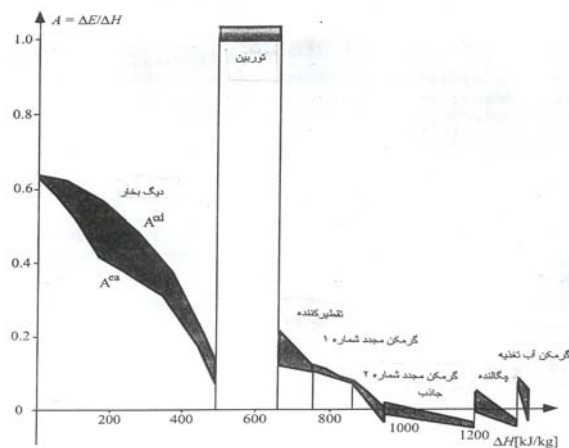
کل افت اکسرژی در هر زیر سیستم بصورت مساحت بین خطوط انرژی گرفته شده و داده شده  $A^{ed}$  و  $A^{ea}$  بصورت سطوح تیره شده، نمایش داده می‌شوند.

در دیگ بخار اکسرژی ناشی از گازهای خروجی بصورت خط انرژی داده شده با منحنی نزولی، به مخلوط آب و آمونیاک منتقل شده است و مشاهده می‌شود که جوشش در دمای متغیر در قسمت میانی خط انرژی گرفته شده، ترسیم شده است.

برای گاز منبسط شده در توربین، انرژی توسط سیال از دست داده می‌شود و در نتیجه در توربین کار بوجود می‌آید و سطح این انرژی به بالاتر از واحد می‌رسد  $A > 1$ ، در حالیکه کار با  $A=1$  مبین دریافت انرژی توسط سیکل می‌باشد.

مساحت بین این دو سطح انرژی داده شده و گرفته شده توسط سیال مبین افت اکسرژی در توربین بوده و کار تولید شده بصورت عرض  $\Delta H^{ea}$  محاسبه می‌شود. چون کمیت  $A$  بدون بعد است لذا می‌توانیم با ترسیم این منحنی وضعیت تمام سیکل‌های کالینا را ارائه دهیم و به سادگی بتوانیم سیکل‌های مختلف را با هم مقایسه نماییم.

بقیه قسمتهای این منحنی نشان دهنده تبادل حرارت بین سیال سیکل و محیط در باقیمانده زیر سیستم‌ها که شامل گرمکن مجدد شماره (۱) و شماره (۲)، تقطیر کننده، چگالنده، جاذب، گرمکن آب تغذیه می‌باشند که با توجه به آن یک سیستم خیلی خوب بهینه شده را نمایش می‌دهند.



شکل شماره ۳- منحنی مصرف انرژی برای سیکل کالینا

### نتیجه‌گیری

سیکل کالینا دارای راندمانی حداقل ۱۰ درصد بیشتر از بقیه انواع ماشین‌های حرارتی بوده و در عمل ساده و قابل دسترس و دارای هزینه‌های تعمیرات و نگهداری و بهره‌برداری بسیار پائین

می باشد و اثرات تخریبی آن روی محیط زیست نیز اندک است. راندمان حرارتی بالاتر، هزینه های تولید کمتر، کاهش انرژی خروجی، انرژی کمتر لازم برای گرم کردن سیال سیکل، مصرف سوخت کمتر، برگرداندن انرژی بیشتر، قیمت کمتر الکتریسیته تولیدی در هر کیلووات ساعت، از مزایای سیکل قدرت کالینا می باشند. روابط ترمودینامیکی نیز در سیکل کالینا دقیقاً طبقه بندی شده است و تمام اجزاء سیکل کالینا مشخص و معلوم و غیر راکد هستند.

مخلوط آب و آمونیاک از نظر قابلیت اشتعال کم خطرتر از بقیه سیال هاست و نشت آمونیاک با توجه به بوی آن مبین اعلام نشتی گاز می باشد. سیال سیکل متشکل از مخلوط آب و آمونیاک خیلی بهتر انرژی حرارتی را در مبدلهای حرارتی جریان مخالف منتقل می کند تا هیدروکربنهای از دسته متان یا سایر سیالهای ارگانیک (ORC). لذا سیکل کالینا بر سیکل رانکین ارگانیک (ORC) نیز برتری دارد. و علاوه بر آن راندمان سیکل کالینا نیز نسبت به سیکل (ORC) حدود ۳۰ تا ۸۰ درصد بیشتر است (راندمان بیشتر در دماهای کمتر منابع سرد و گرم). میعان مخلوط آب و آمونیاک نیز در یک محدوده دمائی رخ می دهد لذا امکان بازیافت انرژی اضافی را در سیستم پدید می آورد. بر خلاف سیکل رانکین که دمای پائین (متأثر از محیط)، فشار چگالنده را محدود کرده و توان تولیدی سیستم را کم می کند، فشار چگالنده در سیکل کالینا می تواند خیلی بیشتر باشد و دمای آب سردکننده روی توان تولیدی توربین همانند سیکل رانکین اثر نمی گذارد.

در این مقاله سیکل کالینا تبیین شده و مشخصات تبدیل انرژی در سیکل کالینا، بوسیله ترسیم منحنی مصرف انرژی توضیح داده شده است و نشان می دهد که سیکل کالینا خیلی خوب بهینه سازی شده است. همچنین روش منحنی مصرف انرژی بطور مؤثر رفتارهای داخلی سیکل را با نشان دادن توزیع افت اکسرژی برای هر تبدیل انرژی بوضوح نمایش می دهد. افت اکسرژی در دیگ بخار بیشترین مقدار در تمام زیر سیستمها می باشد اما از این منحنی مشاهده می کنیم که برای بهبود آن مطالعات بیشتری لازم است.

#### فهرست علائم:

ظرفیت حرارتی = C

اکسرژی در واحد جرم = e

انرژی آزاد گیبس در واحد جرم = g

انتالپی در واحد جرم = h

فشار = p

ثابت جهانی گاز = R

انترپی در واحد جرم = s

درجه حرارت = T

نقطه حباب =  $T_b$

نقطه شبنم =  $T_d$

نقطه بحرانی =  $T_c$

دمای اشباع ماده خالص =  $T_s$

انرژی در واحد جرم = u

V = حجم مخصوص  
X<sub>m</sub> = کسر مولی آمونیاک  
X = کسر جرمی آمونیاک  
P = جرم مخصوص

#### منابع:

- 1- El- Sayed, Y.M. and Tribus, M., 1985a, " A Theoretical comparison of the Rankine and Kalina Cycle", ASME publication AES-Vol. 1.
- 2- El- Sayed, Y.M. and Tribus, M., 1985b, "Thermodynamic properties of Water-Ammonia Mixtures Theoretical Implementation for Use in power Cycles Analysis" , ASME publication AES-Vol. 1, 1985.
- 3- Isson, E.K. et alia, Analysis of Kalina Cycle Designs, Internationa Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exposition, May 1993.
- 4- Haar, L. and Gallagher, J. S., 1978, " Thermodynamic properties of Ammonia", J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 7, no. 30, pp.635-792.
- 5- Ishida, M. and Kawamura, K., 1982, Ind. Engng Chem., Process Des. Dev. 21, 960.
- 6- Ishida. M. and Zheng, d., 1986. " Graphic exergy analysis of chemical process systems by a graphic simulator, GSCHMER", Computers and Chem. Eng., vol. 10, no. 6, pp. 525-532.
- 7- Ishida, M., Zheng, D., and Akehata, T., 1987, " Evaluation of chermical-looping-combustion power – generation system by graphic exergy analysis ", Energy, vol. 12, no. 2, pp. 147-154.
- 8- Kalina, A.L., 1984, "Combined Cycle system with Novel Bottoming Cycle", ASME Journal of Engineering for power, vol. 106, no. 4, Oct. 1984, pp.737-742 or ASME 84-GT-135, Amsterdam.
- 9- Kalina, A. I., Tribus, M., and El-Sayed, Y.M., 1986, "A Theoretical Approach to the Thermodynamic properties of Two-Miscible-Component Mixtures for the purpose of power-Cycle Analysis ", presented at the Winter Annual Meeting, ASME, Anaheim, California, December 7-12, publ. no. 86-WA/HT-54.
- 10- Keenan, J.H., Keyes, F. G., Hill, P.C., and Moore, J. G., 1969, Steam Tables, John Wiley and Sons, Inc., New York.
- 11- Reynolds, W. C., 1980, Thermodynamic properties in SI- graphs, tables and computational equations for 40 substances, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Sanford, CA 94305.
- 12- Jurgen, R.K., The promise of the kalina cycle, IEEE Spectrum, Ap. 1986.
- 13- Marstone, C.H., Parametric Analysis of the kalina Cycle, J. of Eng. For Gas turbines & Power, Jan 1990.
- 14- Marstone, C.H., Advanced Energy System, Development of Adjustable Proportion Fluid Mixture Cycle, Mech. Eng., Sept 1992.
- 15- Olsson, E.K. & E.B. Thorin, Kalina cycle for power generation from industrial waste Heat, Proceeding of Florence World Energy Research Symp., July 1994.