

سیستم‌های توان و تبرید با تغییر فاز

۱ حرف اصلی در این سیستم سیکل‌های تبرید است (مثل سیکل ران) و سیکل‌ها توان تولید می‌کنند

بسیاری از نیروگاه‌ها از جمله نیروگاه‌های ساده بخار که چندین بار آنها را بررسی کرده‌ایم، در یک سیکل کار می‌کنند. یعنی سیال فعال یک رشته فرآیند را طی می‌کند و در نهایت به حالت اولیه بازمی‌گردد. در سایر نیروگاه‌ها از قبیل موتورهای احتراقی داخلی و توربین گاز، اگرچه ممکن است موتور خود یک سیکل مکانیکی را طی کند ولی سیال فعال یک سیکل ترمودینامیکی را نخواهد پیمود. در این حالت، سیال فعال در خاتمه ترکیبی متفاوت یا حالتی متفاوت با لحظه‌ها شروع سیکل خواهد داشت. گاه گفته می‌شود که چنین تجهیزاتی در سیکل باز کار می‌کنند (که در این حالت استفاده از کلمه سیکل واقعا بی‌مورد است)، در حالی که نیروگاه‌های بخار در یک سیکل بسته است. تفاوت بین سیکل‌های باز و بسته، ممکن است در رابطه با وسایل تبرید نیز وجود داشته باشد. در عین حال، برای هر دو نوع تجهیزات سیکل‌های باز و بسته، مفید است که عملکرد یک سیکل فرضی بسته را که شبیه به سیکل حقیقی است، تحلیل و بررسی کنیم. چنین روشی به‌ویژه در تعیین آثار متغیرها بر عملکرد، بسیار مفید خواهد بود. برای مثال، موتور احتراقی داخلی - جرقه‌ای معمولاً با سیکل اتو تقریب زده می‌شود. از تحلیل سیکل اتو می‌توان نتیجه گرفت که افزایش نسبت تراکم، موجب افزایش کارایی خواهد شد. اگرچه کارایی سیکل اتو احتمالاً مغایرات اصلی با کارآییهای حقیقی دارد ولی این واقعیت برای موتورهای حقیقی نیز صادق است. در این فصل و فصل آینده سیکل‌های ایدآل برای دستگاه‌های تبرید و توانی مطرح می‌شود. این فصل بر سیستم‌هایی متمرکز است که تغییر فاز دارند یعنی در آنها از سیال عامل چگالنده استفاده می‌شود. در حالی که سیالات عامل گازی که تغییر فاز ندارند، در فصل ۱۲ مطرح می‌گردند. در هر دو فصل بر این نکته تأکید می‌شود که دستگاه‌های واقعی، فرایندها با حالت ایدآل تفاوت دارند. به اصلاحات خاص در سیکل‌های ایدآل نیز برای بهبود کارایی و عملکرد توجه می‌شود. این بهبودها و اصلاحات شامل استفاده از وسایلی نظیر یخچال‌ها، کمپرسورهای چند مرحله‌ای منبسط‌کننده‌ها و سردکن‌های میانی می‌شود ترکیب‌های خاص انواع مختلف سیستم‌ها و کاربردهای خاص نظیر تولید همزمان انرژی و توان الکتریکی، سیکل‌های ترکیبی، سیکل‌های دوگانه و سایر موارد در این فصل‌ها و مسایل انتهای فصل ارائه می‌شوند.

۱۱-۱ مقدمه سیستم‌های توانی

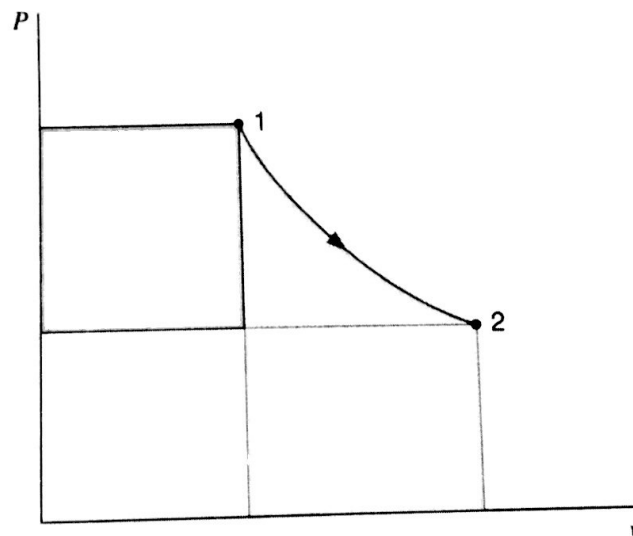
در معرفی قانون دوم ترمودینامیک در فصل ۷، موتورهای حرارتی سیکلی که دارای چهار فرآیند مجزا هستند را بررسی کردیم. در آن جا این نکته ذکر شد که می‌توان موتورهای حرارتی‌ای داشت که به صورت یک وسیله حالت پایدار که همراه با کار محور است (مطابق شکل ۷-۱۸) و یا جایگزین وسیله‌های سیلندر پیستون همراه با کار مرز متحرک (مطابق شکل ۷-۱۹) عمل کند. سیال فعال وسیله‌های دارای حالت پایدار ممکن است که در فرآیندهای سیکل در یک فاز باشند یا تغییر فاز بدهند. در وسیله‌های سیلندر پیستونی معمولاً سیال فعال گازی شکل سرتاسر سیکل را می‌پیماید. در فرآیند حالت پایدار بازگشت‌پذیر که در آن تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل قابل اغماض باشد، کار محور به ازای واحد جرم توسط معادله (۹-۱۵) مشخص می‌شود:

$$w = - \int v dP$$

در فرآیند بازگشت‌پذیر یک ماده تراکم‌پذیر ساده، مقدار کار مرز متحرک به ازای واحد جرم با معادله (۴-۳) مشخص می‌شود:

$$w = \int P dv$$

در شکل (۱۱-۱) سطوح مربوط به دو انتگرال بالا مشاهده می‌شود. جالب است بدانیم که برای وسایل حالت پایدار وقتی فرآیند فشار ثابت باشد هیچ گونه کاری نخواهیم داشت. همچنین در وسایل سیلندر پیستونی نیز در فرآیندهای حجم ثابت فاقد کار خواهیم بود.

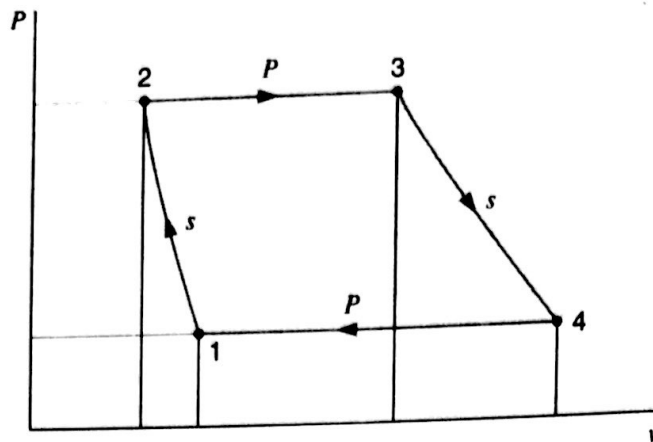


شکل ۱۱-۱ مقایسه کار محوری و کار مرز متحرک.

اکنون یک سیستم تولید توان که مطابق شکل (۷-۱۸) دارای چهار فرایند حالت پایدار است را بررسی می‌کنیم. در این بررسی فرض خواهیم کرد هریک از فرآیندها ذاتاً بازگشت‌پذیر است و تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل آنها قابل اغماض باشد و در نتیجه کار هریک از فرآیندها با معادله (۹-۱۵) تعیین خواهد شد. برای سادگی عملیات فرض می‌کنیم هر دو فرآیند انتقال حرارت (در دیگ بخار و چگالنده) در فشار ثابت انجام می‌شوند و بنابراین همانند مبدل‌های حرارتی ساده بدون انجام هر گونه کار خواهند بود.

همچنین فرض می‌کنیم پمپ و توربین آدیاباتیک باشند و بتوان فرآیندهای ایزنتروپیک در نظر گرفت. بنابراین، فرآیندهای چهارگانه‌ی تشکیل دهنده سیکل مطابق شکل (۱۱-۲) خواهند بود. توجه شود که چنانچه تمام سیکل در ناحیه

دوفازی بخار - مایع انجام شود، چون فرآیندهای فشار ثابت به صورت هم‌دما نیز خواهند بود، سیکل حاصل همان سیکل کارنو خواهد بود. در غیر این صورت سیکل حاصل، سیکل کارنو نخواهد بود.



شکل ۱۱-۲ سیکل تولید توان چهار فرآیندی.

در هر دو صورت مقدار کار خالص خروجی از این سیستم تولید توان عبارت است از:

$$w_{\text{net}} = - \int_1^2 v dP + 0 - \int_3^4 v dP + 0 = - \int_1^2 v dP + \int_4^3 v dP$$

و چون $P_1 = P_4$ و $P_2 = P_3$ می‌باشد درمی‌یابیم که سیستم مورد نظر تولید کار خالص خواهد کرد زیرا حجم مخصوص در طی فرآیند انبساط 3 تا 4 بزرگتر از مقدار آن در طی فرآیند تراکم 1 تا 2 است. این نتیجه را می‌توان از مشاهده مساحت‌های dp - در شکل (۱۱-۲) نیز به دست آورد. اکنون می‌توان نتیجه گرفت که هر چه اختلاف حجم مخصوص‌ها بیشتر باشد (مثلاً اختلاف حجم مخصوص یک بخار با یک مایع) سیستم سودمندتر خواهد بود.

اگر سیکل چهار فرآیندی شکل (۱۱-۲) همراه با یک سیستم سیلندر پیستون متضمن کار مرز متحرک شود، کار خالص خروجی این سیستم تولید توان از رابطه‌ی:

$$w_{\text{net}} = \int_1^2 P dv + \int_2^3 P dv + \int_3^4 P dv + \int_4^1 P dv$$

و یا از چهار سطح متناظر بانتهای بالا که در شکل (۱۱-۲) نشان داده شده است، به دست خواهد آمد. یادآور می‌شویم که چون درازای هر تغییر حجم مشخص، مقدار فشار در دو فرآیند انبساط بزرگتر از مقدار آن در دو فرآیند تراکم است، بنابراین یک سطح خالص مثبت و یک کار خالص خروجی خواهیم داشت.

از شکل (۱۱-۲) درمی‌یابیم که برای هر دو وضعیت تحلیل شده‌ی بالا، کار خالص خروجی سیکل برابر با سطح محصور توسط خطوط فرآیندهای 1-2-3-4-1 خواهد بود. اگرچه عبارات تشکیل‌دهنده کار برای فرآیندهای چهارگانه در دو وضعیت با یکدیگر تفاوت دارند ولی کار خالص آنها یکسان می‌باشد.

در این فصل ما دو حالت اول را مورد توجه قرار می‌دهیم یعنی فرایند جریان پایدار شامل کار محوری، استفاده از سیال عامل چگالیده‌شونده و فرایندهای تراکم. در فصل ۱۲، سیستم‌هایی را بررسی خواهیم کرد که از سیال عامل گازی استفاده می‌کنند. در حالت جریان پایدار همراه با کار محوری و سیستم‌های سیلندر - پیستون که کار مرز متحرک در آنها وجود دارد، مورد توجه قرار می‌گیرند.

در چند بخش بعدی سیکل رنکین را بررسی خواهیم کرد که سیکل ایدآل متناظر با سیکل متشکل از چهار فرآیند حالت پایدار شکل (۱۱-۲) است. در سیکل رنکین از تغییر فاز بین بخار و مایع استفاده می‌شود تا اختلاف حجم مخصوص بین

فرآیندهای تراکم و انبساط حداکثر شود. این سیکل، سیکل ایدآل برای سیستم نیروگاه‌های بخار است.

۱۱-۲ سیکل رنکین

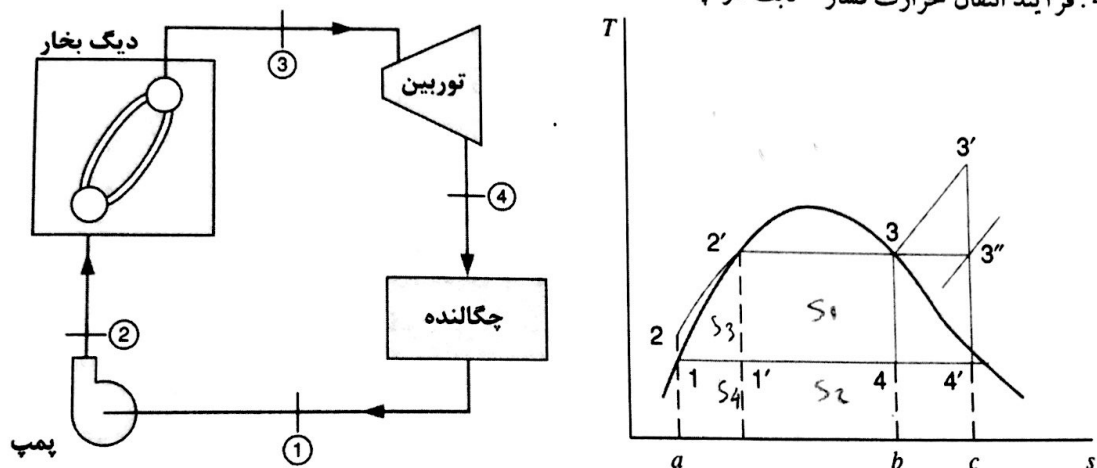
اکنون سیکل ایدآل شده دارای چهار فرآیند حالت پایدار شکل (۱۱-۲) را که در آن حالت ۱ مایع اشباع و حالت ۳ بخار اشباع یا بخار مافوق گرم است را بررسی می‌کنیم. این سیستم را سیکل رنکین می‌نامند و مدل نیروگاه ساده بخار آب است. مناسب است که حالت‌ها و فرآیندها را مطابق شکل (۱۱-۳) بر روی نمودار $T-s$ نشان دهیم. چهار فرآیند تشکیل دهنده سیکل عبارتند از:

1-2: فرآیند پمپ کردن آدیاباتیک بازگشت پذیر در پمپ

2-3: فرآیند انتقال حرارت فشار - ثابت در دیگ بخار

3-4: فرآیند انبساط آدیاباتیک بازگشت پذیر در توربین (یا سایر محرک‌ها از قبیل موتور بخار)

4-1: فرآیند انتقال حرارت فشار - ثابت در چگالنده



شکل ۱۱-۳ نیروگاه ساده بخار که در سیکل رنکین کار می‌کند.

چنان‌که در بالا ذکر شد، سیکل رنکین می‌تواند شامل مافوق گرم کردن بخار به صورت سیکل 1-2-3'-4'-1 نیز باشد. اگر از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شود، می‌توان انتقال حرارت و کار را با سطوح مختلف روی نمودار $T-s$ نشان داد. حرارت منتقل شده به سیال فعال با سطح $a-2'-2-3-b-a$ و حرارت انتقال یافته از آن با سطح $a-1-4-b-a$ نشان داده شده است. از قانون اول نتیجه می‌گیریم که سطح نشان دهنده‌ی کار برابر با اختلاف این دو سطح یعنی سطح 1-2'-2-3-4-1 می‌باشد. کارآیی حرارتی با رابطه زیر تعریف می‌شود.

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_H} = \frac{\text{area } 1-2-2'-3-4-1}{\text{area } a-2-2'-3-b-a} \quad (11-1)$$

در تحلیل سیکل رنکین مناسب است که کارآیی را براساس متوسط درجه حرارت تغذیه حرارت به سیکل و متوسط درجه حرارت دفع حرارت از سیکل، در نظر بگیریم. افزایش درجه حرارت متوسط تغذیه حرارت و یا کاهش درجه حرارت متوسط دفع حرارت، باعث افزایش کارآیی سیکل رنکین می‌شود.

باید یادآور شد که در این فصل در هنگام تحلیل سیکل‌های ایدآل، از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل از یک نقطه به نقطه دیگر سیکل، صرف نظر شده است. عموماً چنین فرضی در سیکل‌های حقیقی نیز معقول می‌باشد.

به روشنی می‌بینیم که کارآیی سیکل رنکین، کمتر از کارآیی سیکل کارنوبی است که حداقل و حداکثر درجه حرارت

$$\eta_{\text{Carnot}} = \frac{s_1}{s_1 + s_2} \quad \eta_{\text{Rankin}} = \frac{s_1 + s_3}{s_1 + s_2 + s_3 + s_4}$$

$$\eta_{\text{Rankin}} < \eta_{\text{Carnot}}$$

۱۱. سیستم‌های توان و تبرید با تغییر فاز ۴۰۷

آن همانند سیکل رنکین باشد، زیرا درجه حرارت متوسط بین ۲ و ۲' کمتر از درجه حرارت در حین تبخیر است. امکان دارد برسید چرا سیکل رنکین به عنوان سیکل ایدئال انتخاب شده است؟ و چرا سیکل کارنو ۱'-۲'-۳-۴-۱' انتخاب نشده است؟ حداقل می‌توان دو دلیل ارائه کرد. اولین دلیل مربوط به فرآیند پمپ کردن است. در حالت ۱ مخلوطی از مایع و بخار وجود دارد و ساختمان پمپی که بتواند مخلوط مایع و بخار را در ۱ دریافت و مایع اشباع را در ۲ تخلیه کند، با مشکلات بزرگی مواجه خواهد بود. ساده‌تر است که بخار کاملاً چگالیده شود و پمپ فقط مایع را انتقال دهد و این واقعیتی است که سیکل رنکین بر آن بنا شده است.

دومین دلیل به مافوق گرم کردن بخار مربوط می‌شود. در سیکل رنکین در طی فرآیند ۳-۳' بخار در فشار ثابت مافوق گرم می‌شود. در سیکل کارنو تمام انتقال حرارت در درجه حرارت ثابت صورت می‌گیرد و بنابراین بخار در طی فرآیند ۳-۳' مافوق گرم خواهد شد. توجه شود که در طی این فرآیند، فشار افت می‌کند و این بدان معنی است که حرارت باید به بخار در حال انبساط و تولید کار، انتقال یابد. در عمل، این انتقال حرارت نیز بسیار مشکل است. بنابراین سیکل رنکین، سیکل ایدئالی است که در عمل می‌توان تقریب زد. در بخش‌های بعدی، تغییراتی را روی سیکل رنکین بررسی خواهیم کرد. که ما را به کارآیی سیکل کارنو نزدیکتر می‌کند.

قبل از بحث در مورد تأثیر متغیرها روی عملکرد سیکل رنکین، یک مثال ارائه می‌دهیم.

مثال ۱۱-۱

کارآیی یک سیکل رنکین را که در آن بخار آب به عنوان سیال فعال استفاده شده و فشار چگالنده ۱۰ kPa می‌باشد، به دست آورید. فشار دیگ بخار ۲ MPa است و بخار آب در حالت اشباع از دیگ خارج می‌شود. در حل مسائل سیکل رنکین فرض می‌کنیم که کار ورودی به پمپ در ازای هر کیلوگرم جریان سیال با w_p و حرارت دفع شده از سیال فعال در هر کیلوگرم جریان سیال با q_L نشان داده شود.

در حل این مسأله به ترتیب سطح کنترلی در اطراف پمپ، دیگ بخار، توربین و چگالنده در نظر می‌گیریم. در هر حال، مدل ترمودینامیکی جداول بخار است و فرآیند حالت پایدار با تغییرات قابل اغماض در انرژی‌های پتانسیل و جنبشی می‌باشد. ابتدا پمپ را در نظر بگیرید.

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_H} = \frac{q_H - q_L}{q_H} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

حجم کنترل: پمپ

حالت ورودی: P_1 معلوم، مایع اشباع با حالت ثابت

حالت خروجی: P_2 معلوم

تحلیل:

قانون اول: (45.8°C)

قانون دوم: T_1

و بنابراین:

$$w_p = h_2 - h_1$$

$$s_2 = s_1$$

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 v dP$$

$h_1 \approx 10 \text{ kPa}$

حل:

با فرض تراکم‌ناپذیر بودن مایع:

$$w_p = v(P_2 - P_1) = (0.00101)(2000 - 10) = 2.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_p = 191.8 + 2.0 = 193.8 \text{ kJ/kg}$$

حجم کنترل: دیگ بخار

حالت ورودی: h_2 ، P_2 معلوم، حالت ثابت
حالت خروجی: P_3 معلوم، بخار اشباع؛ حالت ثابت

تحلیل:

$$q_H = h_3 - h_2$$

قانون اول:

حل:

حجم کنترل: توربین

$$q_H = h_3 - h_2 = 2799.5 - 193.8 = 2605.7 \text{ kJ/kg}$$

حالت ورودی: حالت 3 معلوم (از مرحله قبل)

$$h_{g@2 \text{ MPa}}$$

حالت خروجی: P_4 معلوم

تحلیل:

$$w_t = h_3 - h_4$$

قانون اول:

$$s_3 = s_4$$

قانون دوم:

$$s_3 = s_{g@2 \text{ MPa}}$$

حل:

می توانیم کیفیت در حالت 4 را به صورت زیر محاسبه کنیم:

$$s_3 = s_4 = 6.3409 = 0.6493 + x_4 7.5009, \quad x_4 = 0.7588$$

$$h_4 = 191.8 + 0.7588(2392.8) = 2007.5 \text{ kJ/kg}$$

$$w_t = 2799.5 - 2007.5 = 792.0 \text{ kJ/kg}$$

$$10 \text{ kPa} \left\{ \begin{array}{l} s_f = 0.6493 \\ s_g = 7.5009 \end{array} \right.$$

حجم کنترل: چگالنده
حالت ورودی: حالت 4 معلوم (از مرحله قبل)
حالت خروجی: حالت 1 معلوم (از مراحل قبلی)

تحلیل:

$$q_L = h_4 - h_1$$

قانون اول:

حل:

حال می توانیم کارآیی حرارتی را محاسبه کنیم:

$$q_L = h_4 - h_1 = 2007.5 - 191.8 = 1815.7 \text{ kJ/kg}$$

همچنین می توان عبارتی برای کارآیی حرارتی بر حسب خواص در نقاط مختلف سیکل نوشت:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_H} = \frac{q_H - q_L}{q_H} = \frac{w_t - w_p}{q_H} = \frac{792.0 - 2.0}{2605.7} = 30.3\%$$

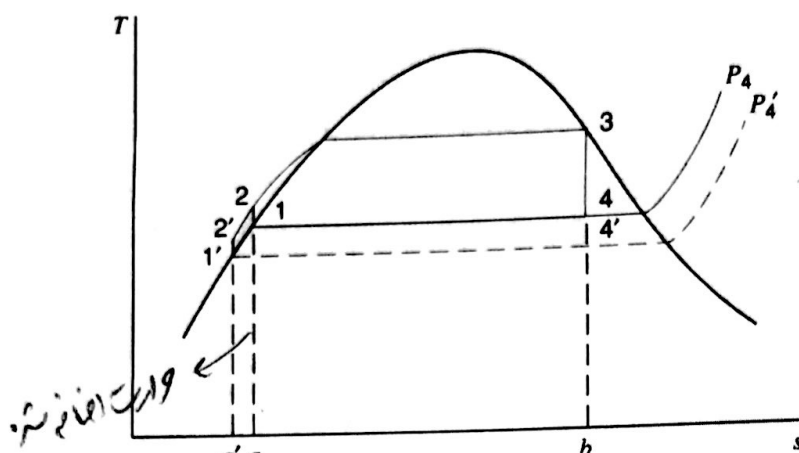
$$\eta_{th} = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2}$$

$$= \frac{2605.7 - 1815.7}{2605.7} = \frac{792.0 - 2.0}{2605.7} = 30.3\%$$

۱۱-۳ تأثیر فشار و درجه حرارت بر سیکل رنکین

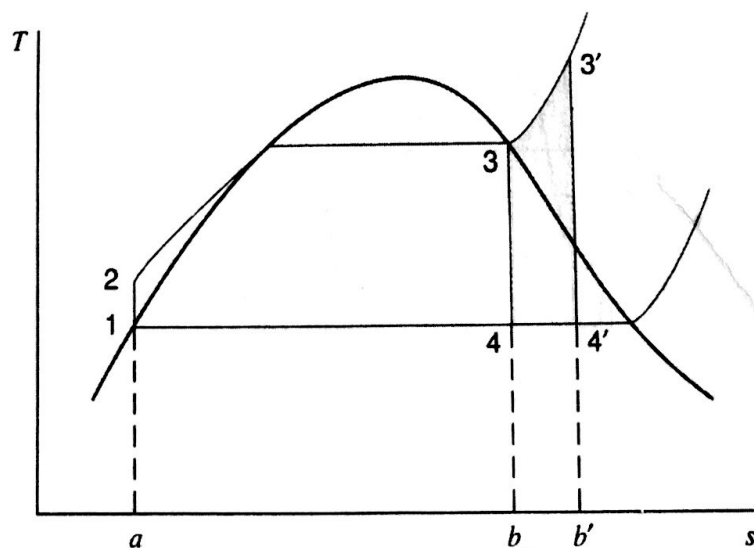
ابتدا، اثر فشار و درجه حرارت خروجی را بر سیکل رنکین بررسی می کنیم. این اثر در شکل (۱۱-۴) روی نمودار $T-s$ نشان داده شده است. فرض کنید که فشار خروجی از P_4 به P'_4 افت کند و همراه با آن، درجه حرارتی که حرارت در آن دفع می گردد، نیز کاهش یابد. کار خالص به اندازه ی سطح ۱-۲-۲'-۱'-۴-۴' (سطح هاشور خورده) افزایش خواهد یافت.

حرارت منتقل شده به بخار آب نیز به اندازه سطح $a'-2'-2-a-a'$ افزایش می‌یابد. چون این دو مساحت تقریباً یکدیگر برابر هستند، نتیجه خالص آن افزایش کارایی سیکل خواهد بود. همچنین این واقعیت به روشنی مشهود است که درجه حرارت متوسط دفع حرارت از سیکل، کاهش یافته است. در عین حال توجه شود که پایین آمدن پس فشار، موجب افزایش محتوی رطوبت بخار آب خروجی از توربین خواهد شد. این عاملی بسیار مهم است زیرا اگر رطوبت در طبقات فشار پایین توربین از ۱۰ درصد تجاوز کند، نه تنها کارایی توربین کاهش می‌یابد بلکه سایش تیغه‌های توربین نیز می‌تواند مسأله‌ای بسیار جدی باشد.



شکل ۱۱-۴ تأثیر فشار تخلیه بر کارایی سیکل رنکین.

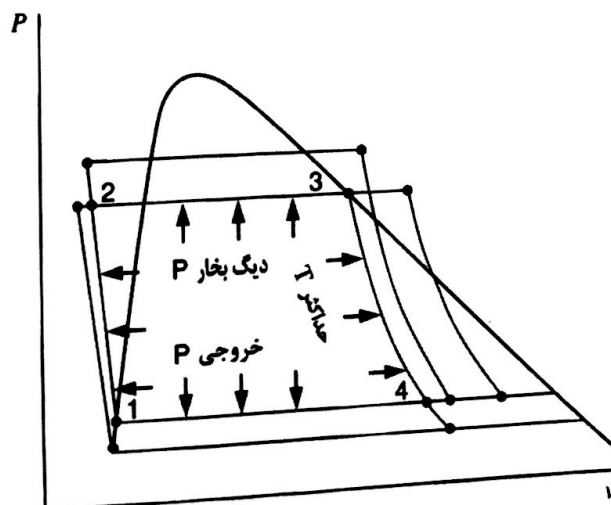
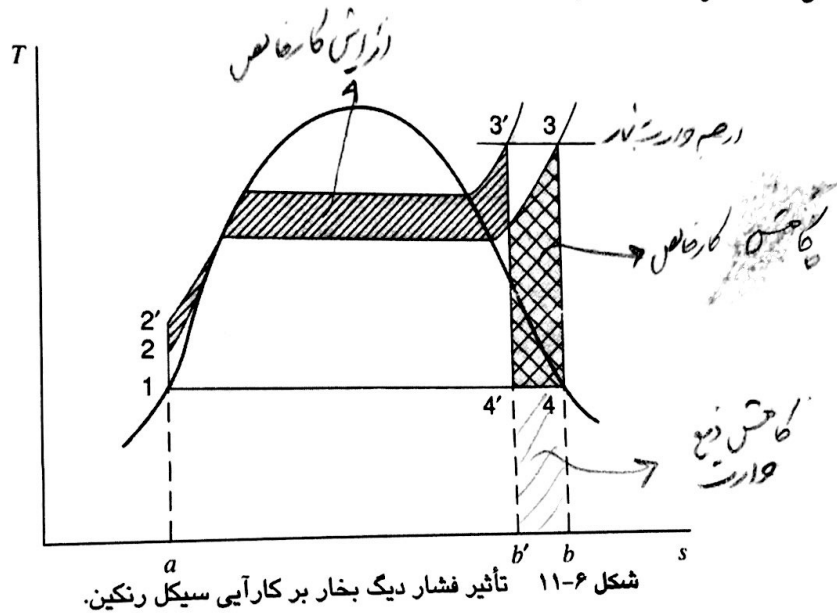
اکنون، اثر مافوق گرم کردن بخار آب در دیگ بخار را که در شکل (۱۱-۵) نشان داده شده است، در نظر بگیرید. به روشنی دیده می‌شود که مقدار کار به اندازه سطح $3-3'-4'-4-3$ و مقدار حرارت منتقل شده در دیگ بخار به اندازه سطح $3-3'-b'-b-3$ افزایش خواهد یافت. چون نسبت این دو سطح، از نسبت کار خالص به حرارت منتقل شده در بقیه‌ی سیکل بیشتر است واضح است برای یک فشار خاص، مافوق گرم کردن بخار آب موجب افزایش کارایی سیکل رنکین می‌گردد. این افزایش کارایی از این واقعیت نیز مشهود است که درجه حرارت متوسط تغذیه‌ی حرارت به بخار آب، افزایش یافته است. همچنین دقت شود که وقتی بخار آب مافوق گرم می‌شود، کیفیت بخار آب خروجی از توربین نیز افزایش خواهد یافت.

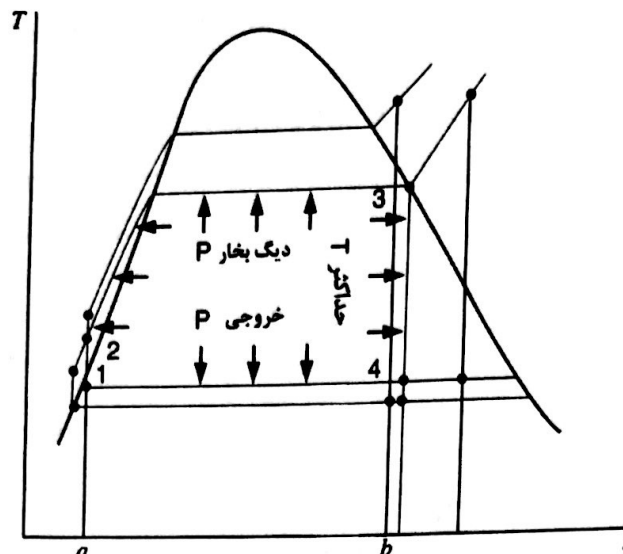


شکل ۱۱-۵ تأثیر مافوق گرم کردن بر کارایی سیکل رنکین.

در خاتمه باید اثر حداکثر فشار بخار آب که در شکل (۶-۱۱) نشان داده شده است را نیز بررسی کرد. در این تحلیل، حداکثر درجه حرارت بخار و نیز فشار خروجی آن ثابت نگاه داشته می شود. حرارت دفع شده به اندازه‌ی سطح حداکثر $b'-4'-4-b-b'$ کاهش می یابد. کار خالص به اندازه‌ی سطحی که یک هاشور خورده است، افزایش یافته و به اندازه‌ی سطحی که دو هاشور خورده است، کاهش خواهد یافت. بنابراین کار خالص تمایل به ثابت ماندن دارد ولی حرکت دفع شده، کاهش می یابد و بنابراین کار آبی سیکل رنکین به دلیل افزایش حداکثر فشار، افزایش خواهد یافت. توجه شود که در این حالت، درجه حرارت متوسط تغذیه حرارت همراه با فشار مربوطه، افزایش می یابد. همزمان با افزایش حداکثر فشار، کیفیت بخار آب خروجی از توربین نیز کاهش خواهد یافت.

برای خلاصه کردن این بخش می توان گفت که کار آبی سیکل رنکین می تواند با پایین آوردن فشار خروجی، افزایش فشار در طی افزودن حرارت، و مافوق گرم کردن بخار افزایش یابد. کیفیت بخار آب خروجی از توربین با مافوق گرم کردن بخار آب افزایش و با پایین آوردن فشار خروجی و افزایش فشاری که طی آن حرارت افزوده می شود، کاهش خواهد یافت. این اثرات در شکل (۷-۱۱) و (۸-۱۱) نشان داده شده اند.





شکل ۸-۱۱ اثر فشار و درجه حرارت بر کارایی سیکل رنکین.

در ارتباط با این الزامات، به این نکته توجه می‌کنیم که سیکل‌های مدل سازی شده با چهار فرایند معلوم (دو فرایند هم فشار و دو فرایند ایزنتروپیک) بین چهار حالت، هشت خاصیت داریم. با فرض اینکه حالت ۱ مایع اشباع است ($x_1=0$) سه پارامتر (۸-۴۱) را برای تعیین باید در نظر بگیریم. شرایط عملیاتی از نظر فیزیکی با فشار بالای تولید شده توسط پمپ $P_2=P_3$ مافوق گرم‌اشدن تا T_3 یا $x_3=1$ اگر چیزی وجود نداشته باشد) و درجه حرارت چگالنده T_1 و کنترل می‌شوند که نتیجه انتقال حرارتی است که رخ می‌دهد.

مثال ۲-۱۱ $250^\circ\text{C} \rightarrow 4\text{ MPa}$ در 400°C از دیگ بخار خارج و وارد توربین می‌شود. فشار چگالنده 10 kPa است. کارایی سیکل را تعیین کنید.

در یک سیکل رنکین، بخار آب در 4 MPa و 400°C از دیگ بخار خارج و وارد توربین می‌شود. فشار چگالنده 10 kPa است. کارایی سیکل را تعیین کنید.

برای تعیین کارایی سیکل، باید کار توربین، کار پمپ، و حرارت منتقل شده به بخار آب در دیگ بخار را محاسبه کرد. برای انجام این کار در اطراف هر یک از اجزاء یک سطح کنترل در نظر می‌گیریم. در هر حالت مبنای ترمودینامیکی جداول بخار آب است و فرآیندها حالت پایدار با تغییرات قابل اغماض انرژی جنبشی و پتانسیل هستند.

حجم کنترل: پمپ

حالت ورودی: P_1 معلوم، مایع اشباع، حالت ثابت

حالت خروجی: P_2 معلوم

تحلیل:

$$w_p = h_2 - h_1$$

قانون اول:

$$s_2 = s_1$$

قانون دوم:

چون $s_2 = s_1$:

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 v dP = v(P_2 - P_1)$$

حل:

حجم کنترل: توربین

$$w_p = v(P_2 - P_1) = (0.00101)(4000 - 10) = 4.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 191.8 \text{ kJ/kg} \quad h_f @ p = 10 \text{ kPa}$$

$$h_2 = 191.8 + 4.0 = 195.8 \text{ kJ/kg}$$



حالت ورودی: T_3 و P_3 معلوم، حالت ثابت

حالت خروجی: P_4 معلوم

تحلیل:

قانون اول:

قانون دوم:

حل:

حجم کنترل: دیگ بخار

$$h_3 = 3213.6 \text{ kJ/kg}, \quad s_3 = 6.7690 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_3 = s_4 = 6.7690 = 0.6493 + x_4 7.5009, \quad x_4 = 0.8159$$

$$h_4 = 191.8 + 0.8159(2392.8) = 2144.1 \text{ kJ/kg}$$

$$w_t = h_3 - h_4 = 3213.6 - 2144.1 = 1069.5 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net}} = w_t - w_p = 1069.5 - 4.0 = 1065.5 \text{ kJ/kg}$$

حالت ورودی: P_2 و h_2 معلوم، حالت ثابت

حالت خروجی: حالت 3 مشخص (از مرحله قبل)

تحلیل:

قانون اول:

حل:

$$q_H = h_3 - h_2$$

$$q_H = h_3 - h_2 = 3213.6 - 195.8 = 3017.8 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_H} = \frac{1065.5}{3017.8} = 35.3\%$$

با محاسبه حرارت دفع شده از چگالنده (q_L) و با توجه به این که (از قانون اول) کار خالص برای سیکل برابر با انتقال حرارت خالص است نیز می توان کار خالص را تعیین کرد. یک سطح کنترل در اطراف چگالنده در نظر بگیرید، داریم:

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 v dP = v(P_2 - P_1)$$

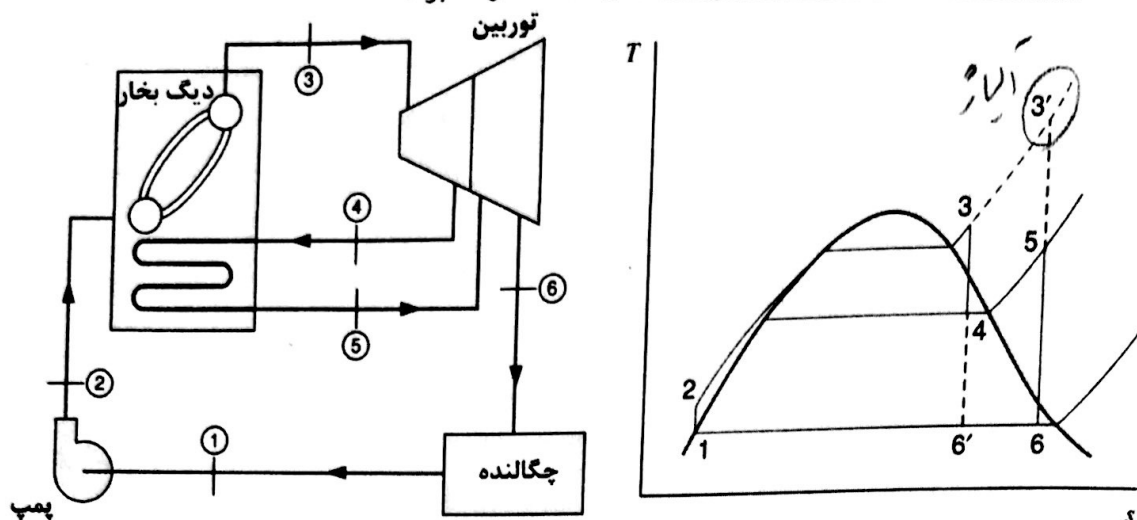
بنابراین:

$$w_{\text{net}} = q_H - q_L = 3017.8 - 1952.3 = 1065.5 \text{ kJ/kg}$$

۱۱-۴ سیکل گرمایش مجدد

در بخش قبل یادآور شدیم که کارآیی سیکل رنکین می تواند با افزایش فشار در طی فرآیند افزودن حرارت، افزایش یابد. در عین حال این امر می تواند موجب افزایش محتوی رطوبت بخار آب در طبقات انتهایی فشار پایین گردد. سیکل گرمایش مجدد به سبب این مزیت ابداع شده که کارآیی سیکل را در فشارهای بالاتر، افزایش دهد و از رطوبت زیاد در طبقات فشار پایین توربین جلوگیری کند. طرحواره ی این سیکل و نیز نمودار $T-s$ آن در شکل (۹-۱۱) نشان داده شده است. ویژگی منحصر به فرد این سیکل آن است که بخار آب تا فشار میانی خاصی در توربین انبساط می یابد و سپس در دیگ بخار گرم می شود و بعد از آن در توربین تا فشار خروجی منبسط می گردد. از نمودار $T-s$ مشهود است که چون درجه حرارت متوسط

افزودن گرما به سیکل تغییر زیادی نمی‌کند، افزایش کارآیی در اثر گرمایش مجدد بسیار کم خواهد بود. مزیت اصلی این سیکل آن است که محتوی رطوبت در طبقات فشار پایین توربین تا حد مطمئنی کاهش می‌یابد. باید توجه داشت که چنانچه فلزی یافت شود که بتواند مافوق گرم کردن بخار آب تا 3 را تحمل کند، سیکل ساده رنکین کارآیی بیشتری از سیکل گرمایش مجدد خواهد داشت و احتیاجی به سیکل گرمایش مجدد نخواهد بود.



شکل ۹-۱۱ سیکل ایدال گرمایش مجدد.

مثال ۳-۱۱

یک سیکل گرمایش مجدد را در نظر بگیرید که در آن از بخار آب استفاده شده است. بخار آب در 4 MPa و 400°C از دیگ بخار خارج و وارد توربین می‌شود. بعد از انبساط بخار آب تا فشار 400 kPa در توربین، بخار آب مجدداً تا 400°C گرم می‌شود و سپس در توربین فشار پایین تا فشار 10 kPa منبسط می‌گردد. کارآیی سیکل را به دست آورید. برای هر حجم کنترلی که تحلیل می‌کنیم مدل ترمودینامیکی جداول بخار، فرایند حالت پایدار و تغییرات انرژی‌های جنبشی و پتانسیل قابل اغماض است.

حجم کنترل: توربین فشار بالا

حالت ورودی: 3 و T_3 معلوم، حالت ثابت

حالت خروجی: P_4 معلوم

تحلیل:

$$w_{h-p} = h_3 - h_4$$

قانون اول:

$$s_3 = s_4$$

قانون دوم:

حل:

حجم کنترل:

$$h_3 = 3213.6, \quad s_3 = 6.7690$$

$$s_4 = s_3 = 6.7690 = 1.7766 + x_4 5.1193, \quad x_4 = 0.9752$$

$$h_4 = 604.7 + 0.9752(2133.8) = 2685.6$$

توربین فشار پایین

حالت ورودی: P_5 و T_5 معلوم، حالت ثابت

حالت خروجی: P_6 معلوم

تحلیل:

$$w_{l-p} = h_5 - h_6$$

قانون اول:

$$s_5 = s_6$$

قانون دوم:

حل:

$$h_5 = 3273.4 \quad s_5 = 7.8985$$

$$s_6 = s_5 = 7.8985 = 0.6493 + x_6 7.5009, \quad x_6 = 0.9664$$

$$h_6 = 191.8 + 0.9664(2392.8) = 2504.3$$

برای کل توربین، کل کار خروجی w_t ، حاصل جمع w_{lp} و w_{hp} است به طوری که:

$$\begin{aligned} w_t &= (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \\ &= (3213.6 - 2685.6) + (3273.4 - 2504.3) \\ &= 1297.1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

حجم کنترل: پمپ

حالت ورودی: P_1 معلوم، مایع اشباع، حالت ثابتحالت خروجی: P_2 معلوم

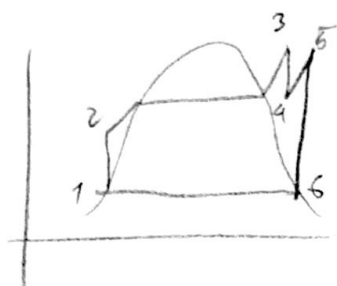
تحلیل:

قانون اول:

$$w_p = h_2 - h_1$$

قانون دوم:

$$s_2 = s_1$$

چون $s_2 = s_1$:

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 v dP = v(P_2 - P_1)$$

حل:

حجم کنترل: دیگ بخار

حالت ورودی: حالت 2 و 4 هر دو معلوم (از مراحل قبل)

حالت خروجی: حالت 3 و 5 هر دو معلوم (از مراحل قبل)

تحلیل:

قانون اول:

$$q_H = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

حل:

$$q_H = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

$$= (3213.6 - 195.8) + (3273.4 - 2685.6) = 3605.6 \text{ kJ/kg}$$

بنابراین:

$$w_{\text{net}} = w_t - w_p = 1297.1 - 4.0 = 1293.1 \text{ kJ/kg}$$

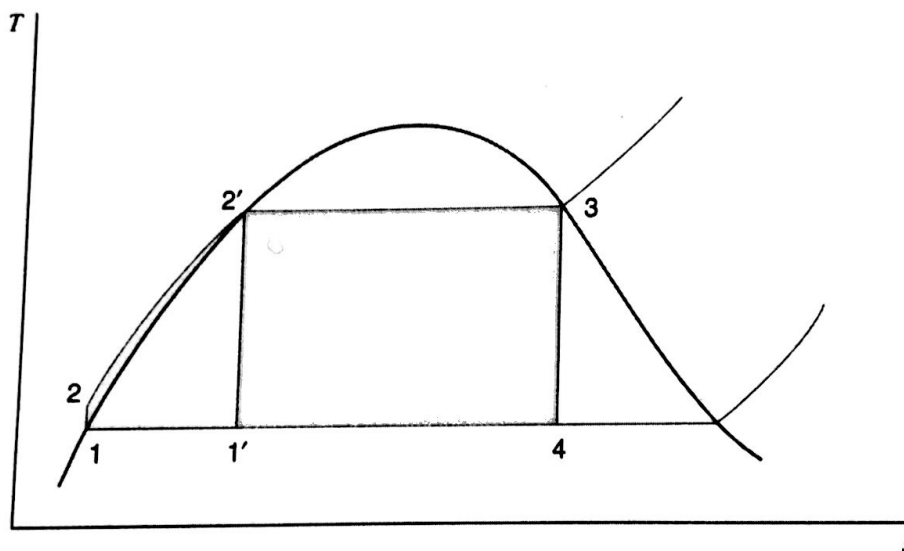
$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_H} = \frac{1293.1}{3605.6} = 35.9\%$$

با مقایسه این مثال با مثال (۲-۱۱) مشاهده می‌شود که افزایش کارآیی در اثر گرمایش مجدد نسبتاً اندک است ولی محتوی رطوبت در خروجی از توربین در اثر گرمایش مجدد از ۱۸.۴ درصد به ۳.۴ درصد کاهش یافته است.

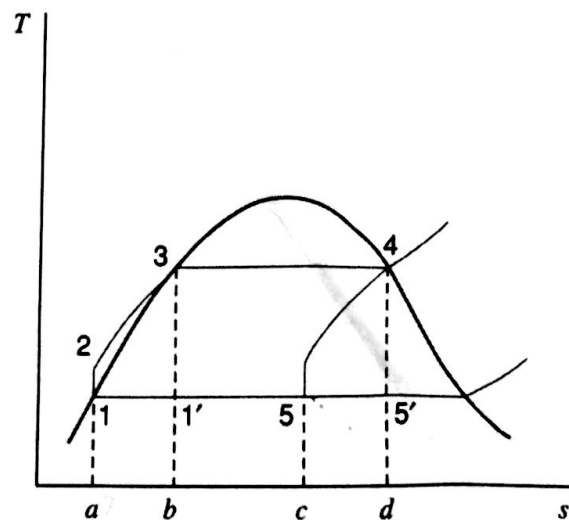
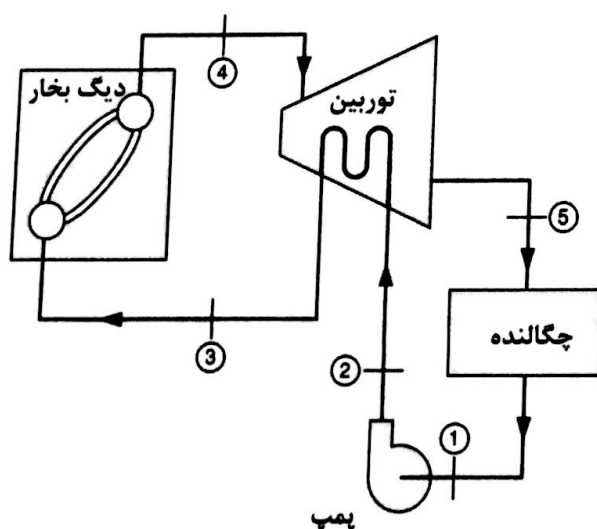
۱۱-۵ سیکل بازیاب

شکل مهم دیگری از سیکل رنکین، سیکل بازیاب است که در آن از گرمکنهای آب تغذیه استفاده می‌شود. مفاهیم اصلی این سیکل را می‌توان مطابق شکل (۱۱-۱۰) با بررسی سیکل رنکین بدون مافوق گرم کن، نشان داد. در طی فرآیند بین حالات ۲ و ۲'، سیال فعال در فاز مایع گرم می‌شود و درجه حرارت متوسط سیال فعال در این فرآیند، بسیار کمتر از درجه حرارت متوسط آن در فرآیند تبخیر ۲'-۳ می‌باشد. فرآیند بین حالت‌های ۲ و ۲' باعث می‌شود که درجه حرارت متوسط تغذیه حرارت به سیکل، کمتر از سیکل کارنوی ۱'-۲'-۳-۴-۱' باشد و در نتیجه، کارایی سیکل رنکین کمتر از سیکل کارنوی مشابه می‌باشد. در سیکل بازیاب، سیال فعال در حالتی بین ۲ و ۲' وارد دیگ بخار می‌شود و در نتیجه درجه حرارت متوسط تغذیه حرارت بیشتر خواهد بود.

ابتدا سیکل بازیاب ایدآل را که در شکل (۱۱-۱۱) نشان داده شده است در نظر بگیرید. ویژگی منحصر به فرد این سیکل در مقایسه با سیکل رنکین آن است که بعد از خروج سیال از پمپ، مایع در اطراف پوسته‌ی توربین و در خلاف جهت جریان بخار توربین، گردش می‌یابد.



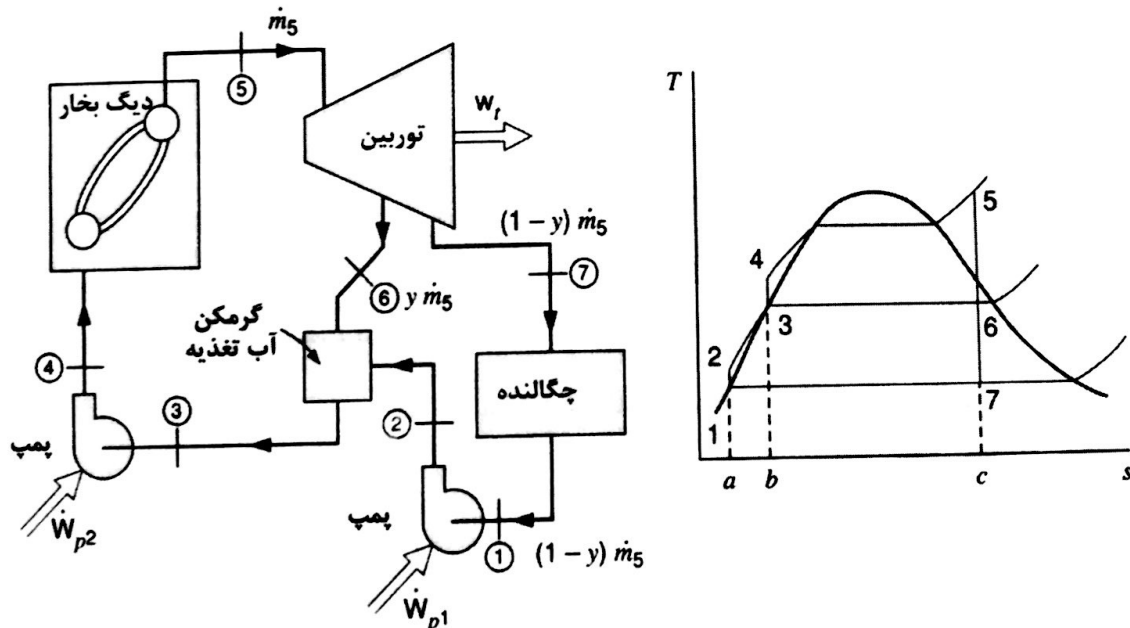
شکل ۱۱-۱۰ نمودار درجه حرارت - انتروپی نمایانگر ارتباط بین کارایی سیکل کارنو و کارایی سیکل رنکین.



شکل ۱۱-۱۱ سیکل ایدال بازیاب.

بنابراین، امکان دارد که از بخاری که در حال جریان در توربین است، حرارت به مایعی که در اطراف توربین جریان دارد انتقال یابد. در این مرحله فرض می‌کنیم که انتقال حرارت به صورت بازگشت پذیر است. یعنی درجه حرارت بخار در هر نقطه فقط به مقدار بسیار ناچیزی از درجه حرارت مایع بیشتر است. در این حالت خط 4-5 در نمودار $T-s$ شکل (۱۱-۱۱) که نمایانگر حالت‌های جریان بخار عبوری از توربین می‌باشد، دقیقاً موازی با خط 1-2-3 که نشان‌دهنده فرآیند پمپ کردن (1-2) و حالت‌های جریان مایع در اطراف توربین است، خواهد بود. در نتیجه سطوح 2-3-b-a-2 و 5-4-d-c-5 نه تنها برابرند بلکه متناسب نیز می‌باشند. این سطوح به ترتیب نمایانگر حرارت منتقل شده به مایع و حرارت انتقال یافته از بخار هستند. همچنین، حرارت منتقل شده به سیال فعال در فرآیند 3-4 به صورت درجه حرارت ثابت صورت می‌گیرد و سطح 3-4-d-b-3 نمایانگر این انتقال حرارت است. حرارت از سیال فعال در فرآیند 5-1 انتقال می‌یابد و سطح 1-5-c-a-1 نشان‌دهنده این انتقال حرارت است. این سطح دقیقاً با سطح 1'-5'-d-b-1' که نشان‌دهنده حرارت دفع شده در سیکل کارنو (1'-3-4-5-1') مربوطه است، برابر می‌باشد. بنابراین کارایی سیکل بازایاب ایدآل دقیقاً برابر با کارایی سیکل کارنویی است که همان درجه حرارت تغذیه حرارت و دفع حرارت را دارا باشد.

کاملاً واضح است که سیکل بازایاب ایدآل، عملی نیست. نخست این که، امکان انتقال حرارت لازم از بخار آب موجود در توربین به آب تغذیه وجود ندارد. دیگر این که به علت انتقال حرارت، محتوی رطوبت بخار خروجی از توربین به مقدار قابل ملاحظه‌ای افزایش خواهد یافت که معایب این امر قبلاً خاطر نشان شد. سیکل بازایاب عملی، همراه با برداشت مقداری بخار بعد از انبساط جزئی در توربین است و از این بخار برای گرمکن‌های آب تغذیه مطابق شکل (۱۱-۱۲) استفاده می‌شود.



شکل ۱۱-۱۲ سیکل بازایاب با گرمکن باز آب تغذیه.

بخار آب در حالت 5 وارد توربین می‌شود و بعد از انبساط تا حالت 6، مقداری از بخار برداشت و وارد گرمکن آب تغذیه می‌گردد. آن مقدار از بخار آب که برداشت نشده است در توربین تا حالت 7 انبساط می‌یابد و سپس در چگالنده، چگالیده می‌شود. سپس مایع چگالیده شده به داخل گرمکن آب تغذیه پمپ می‌شود و در آنجا با بخار برداشتی از توربین مخلوط می‌گردد. درصد بخار آبی که برداشت می‌شود دقیقاً به مقداری است که موجب شود مایع خروجی از گرمکن آب تغذیه در نقطه 3، به صورت اشباع درآید. توجه شود که مایع تا فشار دیگ بخار، پمپ نمی‌شود بلکه فقط تا فشار میانی مربوط به حالت 6 پمپ خواهد شد. پمپ دیگری لازم است تا فشار مایع خروجی از گرمکن آب تغذیه را تا فشار دیگ بخار برساند. نکته

مهم این که در این سیکل درجه حرارت متوسط تغذیه حرارت به سیال، افزایش یافته است. یک حجم کنترل اطراف گرمکن باز آب تغذیه در شکل (۱۱-۱۲) در نظر بگیرید. طبق بقای انرژی داریم:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_6 = \dot{m}_3$$

از طرفی با توجه به مقدار بخار برداشت شده از توربین برای گرمکن خواهیم داشت:

$$y = \dot{m}_6 / \dot{m}_5 \quad (11-2)$$

بنابراین:

$$\dot{m}_7 = (1 - y)\dot{m}_5 = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

معادله انرژی بدون انتقال حرارت خارجی و کار عبارت است از:

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_3 h_3 \quad (11-3)$$

با قراردادن دبی جرمی به صورت $\dot{m}_3 = \dot{m}_5$ در معادله بالا خواهیم داشت:

$$(1 - y)\dot{m}_5 h_2 + y\dot{m}_5 h_6 = \dot{m}_5 h_3 \quad (11-4)$$

حالت ۳ را به عنوان حد مایع اشباع (نمی‌خواهیم وارد ناحیه دوفازی شویم و پمپ P_2 صدمه ببیند) در نظر می‌گیریم و با حل معادله بالا برای x داریم:

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} \quad (11-5)$$

معادله بالا حداکثر مقدار برداشت که می‌توان در فشار مورد نظر انجام داد را مشخص می‌کند. نمایش این سیکل در نمودار $T-s$ کمی مشکل است زیرا دبی جریان جرمی بخار که از اجزای مختلف عبور می‌کند، متفاوت است. نمودار $T-s$ شکل (۱۱-۱۲) حالت سیال در نقاط مختلف را به روشنی نشان می‌دهد. سطح ۴-۵-۶-۷-۸-۹-۱۰-۱۱-۱۲ در شکل (۱۱-۱۲) نمایانگر گرمای انتقال یافته، در هر کیلوگرم سیال فعال است. فرآیند ۱-۲ فرآیند دفع حرارت است و چون تمامی بخار آب از چگالنده عبور نمی‌کند، سطح ۱-۲-۳-۴-۵-۶-۷-۸-۹-۱۰-۱۱-۱۲ نمایانگر انتقال حرارت در هر کیلوگرم جریان عبوری از چگالنده است ولی نشان‌دهنده انتقال حرارت در هر کیلوگرم سیال فعال وارد شده به توربین نخواهد بود. دقت شود که بین حالت‌های ۶ و ۷ فقط بخشی از بخار از درون توربین عبور می‌کند. مثال بعد نشان‌دهنده محاسبات مربوط به سیکل بازیاب است.

مثال ۱۱-۴

سیکل بازیابی را در نظر بگیرید که در آن از بخار آب به عنوان سیال فعال استفاده شده است. بخار آب در 4 MPa و 400°C از دیگ بخار خارج و وارد توربین می‌شود. بعد از انبساط بخار تا 400 kPa مقداری از آن به منظور گرم کردن آب تغذیه در یک گرمکن آب تغذیه نوع باز، از توربین برداشت می‌شود. فشار گرمکن آب تغذیه 400 kPa است و آب در حالت مایع اشباع در 400 kPa از آن خارج می‌شود. بخار آب برداشت نشده از توربین تا فشار 10 kPa انبساط می‌یابد. کارایی سیکل را تعیین کنید.

نمودار خطی و نمودار $T-s$ این سیکل در شکل (۱۱-۱۲) نشان داده شده است.

$$h_5 = 3213.6 \quad h_6 = 2685.6$$

$$h_7 = 2144.1 \quad h_1 = 191.8$$

همانند مثال‌های قبلی، برای هر حجم کنترل مدل جداول بخار آب، فرآیند حالت پایدار و تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز است.

از مثال‌های (۱۱-۲) و (۱۱-۳) خواص زیر را در اختیار داریم:

حجم کنترل: پمپ فشار پایین

حالت ورودی: P_1 معلوم، مایع اشباع، حالت ثابت

حالت خروجی: P_2 معلوم

تحلیل:

$$w_{p1} = h_2 - h_1 \quad \text{قانون اول:}$$

$$s_2 = s_1 \quad \text{قانون دوم:}$$

بنابراین:

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 v \, dP = v(P_2 - P_1)$$

حل:

$$w_{p1} = v(P_2 - P_1) = (0.00101)(400 - 10) = 0.4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_p = 191.8 + 0.4 = 192.2$$

حجم کنترل:

برای توربین

حالت اول: P_5 ، P_5 معلوم، حالت ثابت

حالت دوم: P_6 معلوم، P_7 معلوم

تحلیل:

$$w_t = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7) \quad \text{قانون اول:}$$

$$s_5 = s_6 = s_7 \quad \text{قانون دوم:}$$

حل:

از قانون دوم، مقادیر h_7 ، h_6 قبلاً در مثال‌های (۱۱-۲) و (۱۱-۳) محاسبه شد.

حجم کنترل: گرمکن آب تغذیه

حالت ورودی، حالت ۲ و ۶ معلوم، (از مراحل قبل)

حالت خروجی: P_3 معلوم، مایع اشباع، حالت ثابت

تحلیل:

$$y(h_6) + (1 - y)h_2 = h_3 \quad \text{قانون اول:}$$

حل:

$$y(2685.6) + (1 - y)(192.2) = 604.7$$

$$y = 0.1654$$

می‌توانیم کار توربین را محاسبه کنیم:

$$w_t = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7)$$

$$= (3213.6 - 2685.6) + (1 - 0.1654)(2685.6 - 2144.1)$$

$$= 979.9 \text{ kJ/kg}$$

حجم کنترل: پمپ فشار بالا

حالت ورودی: حالت ۳ معلوم (از مراحل قبل)

حالت خروجی: P_4 معلوم

تحلیل:

قانون اول:

$$w_{p2} = h_4 - h_3$$

قانون دوم:

$$s_4 = s_3$$

حل:

$$w_{p2} = v(P_4 - P_3) = (0.001084)(4000 - 400) = 3.9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_3 + w_{p2} = 604.7 + 3.9 = 608.6$$

بنابراین:

$$w_{\text{net}} = w_t - (1 - y)w_{p1} - w_{p2} \\ = 979.9 - (1 - 0.1654)(0.4) - 3.9 = 975.7 \text{ kJ/kg}$$

حجم کنترل: دیگ بخار

حالت ورودی: P_4 ، h_4 معلوم، حالت ثابت

حالت خروجی: حالت 5 معلوم

تحلیل:

قانون اول:

حل:

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 0.1 \text{ MPa}$$

$$q_H = h_5 - h_4 = 3213.6 - 608.6 = 2605.0 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_H} = \frac{975.7}{2605.0} = 37.5\%$$

توجه شود که افزایش کارآیی این سیکل، بیشتر از سیکل رنکین مثال (۲-۱۱) می‌باشد.

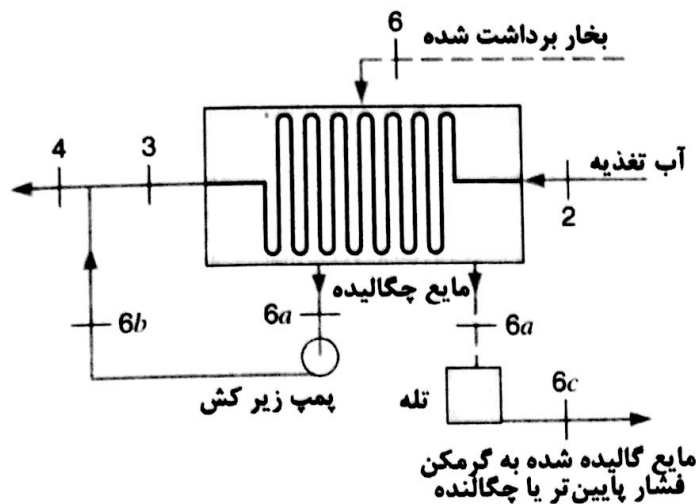
تا این مرحله در بحث‌ها و مثال‌ها فرض شده بود در گرمکن آب تغذیه، بخار آب برداشتی از توربین با آب تغذیه مخلوط می‌شوند. نوع دیگری از گرمکن آب تغذیه که موارد استفاده زیادی دارد، موسوم به گرمکن بسته است و در این نوع، بخار آب و آب تغذیه با یکدیگر مخلوط نمی‌شوند ولی در حین چگالش بخار آب برداشتی در خارج لوله‌ها، حرارت به آب تغذیه که از درون لوله عبور می‌کند منتقل می‌شود. در گرمکن بسته که طرح ساده آن در شکل (۱۳-۱۱) نشان داده شده است، امکان دارد که فشارهای جریان بخار آب و آب تغذیه، اختلاف قابل توجهی داشته باشند. مایع چگالیده شده می‌تواند به داخل گرمکن آب تغذیه پمپ شود و یا از طریق تله‌ی بخار (وسیله‌ای که از جریان یافتن بخار به یک ناحیه کم‌فشار جلوگیری می‌کند و فقط اجازه عبور به مایع می‌دهد) به گرمکن فشار پایین یا چگالنده اصلی انتقال یابد.

اجازه دهید گرمکن بسته تغذیه آب شکل (۱۳-۱۱) را وقتی یک تله بخار بر روی آن نصب و مایع چگالیده شده را به دورن چگالنده یا گرمکن فشار پایین تخلیه می‌کند در نظر بگیریم. فرض می‌کنیم بتوان آب تغذیه را تا درجه حرارت جریان مایع چگالیده برداشت شده از گرمکن، گرم کرد یعنی $T_3 = T_4 = T_{6a}$. اصل بقای جرم در مورد گرمکن به شکل زیر خواهد بود:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_2 = \dot{m}_5; \quad \dot{m}_6 = y\dot{m}_5 = \dot{m}_{6a} = \dot{m}_{6c}$$

توجه داشته باشید که جریان برداشت شده به چگالنده اضافه می‌شود و بنابراین مقدار دبی نقطه 2 برابر با دبی نقطه 5 خواهد بود. معادله انرژی به شکل زیر است:

$$\dot{m}_5 h_2 + y\dot{m}_5 h_6 = \dot{m}_5 h_3 + y\dot{m}_5 h_{6a} \quad (۱۱-۶)$$



شکل ۱۱-۱۳ آرایش طرحواره یک گرمکن بسته‌ی آب تغذیه.

از حل معادله بالا برای x داریم:

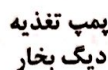
$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_{6a}} \quad (11-7)$$

مزیت گرمکن باز آب تغذیه در مقایسه با گرمکن بسته‌ی آب تغذیه این است که هزینه آن کمتر و مشخصه‌های انتقال حرارت آن بهتر است. عیب این نوع گرمکن آن است که برای انتقال آب تغذیه بین گرمکن‌ها باید از پمپ استفاده شود. در بسیاری از نیروگاه‌ها از تعدادی مراحل برداشت بخار (به‌ندرت بیشتر از پنج مرحله) استفاده می‌شود. تعداد این مراحل باتوجه به ملاحظات اقتصادی تعیین می‌شود. واضح است که با استفاده از تعداد زیادی مرحله برداشت بخار و گرمکن‌های آب تغذیه، کارایی سیکل نزدیک به سیکل بازایده‌آل شکل (۱۱-۱۱) خواهد شد که در آن آب تغذیه درحالت مایع اشباع و حداکثر فشار وارد دیگ بخار می‌شد. گرچه در عمل این کار از نظر اقتصادی قابل توجه نیست زیرا صرفه‌جویی‌های ناشی از افزایش کارایی به مراتب کمتر از آن است که هزینه‌ی تجهیزات اضافی (گرمکن آب تغذیه، لوله‌کشی و غیره) را جبران کند.

آرایی نمونه از تجهیزات اصلی یک نیروگاه حقیقی در شکل (۱۱-۱۴) نمایش داده شده است. توجه شود که یکی از گرمکن‌های باز آب تغذیه، گرمکن هوازدایی آب تغذیه است که در آن هدف دوگانه گرمایش و خروج هوا از آب تغذیه، برآورده می‌گردد. اگر هوا خارج نشود، خوردگی شدیدی در دیگ بخار به‌وجود خواهد آمد. لازم به تذکر است که مایع چگالیده شده، از گرمکن فشار بالا (از طریق یک تله بخار) به درون گرمکن فشار متوسط تخلیه می‌شود و گرمکن فشار متوسط به داخل گرمکن هوازدایی آب تغذیه تخلیه می‌گردد. گرمکن فشار پایین نیز به درون چگالنده تخلیه می‌شود. بسیاری از نیروگاه‌های حقیقی، مرکب از یک مرحله گرمایش مجدد و تعدادی مراحل برداشت هستند. اصولی که قبلاً ملاحظه شد به آسانی بر چنین سیکلی اعمال می‌شود.

۱۱-۶ انحراف سیکل‌های حقیقی از سیکل‌های ایدآل

قبل از کنار نهادن بحث سیکل‌های توانی بخار، چند نظریه درمورد نحوه انحراف سیکل حقیقی از سیکل ایدآل باید در نظر گرفته شود که مهمترین این افت‌ها که در بخش‌های بعد بررسی می‌شوند مربوط به توربین، پمپ‌ها، لوله‌کشی و چگالنده‌ها است.

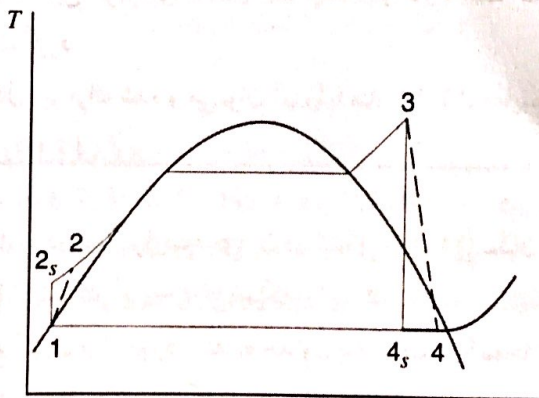


شکل ۱۴-۱۱ آرایش گرمکنها در یک نیروگاه واقعی که از گرمکن بازیاب آب تغذیه استفاده شده است.

افت‌های تورین

همان گونه که در بخش (۵-۹) تشریح شد، افت های توربین با اختلاف عملکرد یک نیروگاه سیکل اید آل رنکین با سیکل حقیقی متناظر با آن نشان داده می شود.

کار مثبت و عظیم توربین، نقش اساسی در کارایی حرارتی سیکل دارد و متناسب با ضریب کارایی ایزنتروپیک توربین کاهش می‌یابد. افت‌های توربین اساساً در رابطه با جریان سیال فعال در درون گذرگاه‌ها و تیغه‌های توربین است. انتقال حرارت به محیط نیز نمایانگر نوعی افت فشار است، ولی این معمولاً در درجه دوم اهمیت قرار دارد. فرآیند توربین را می‌توان مطابق شکل (۱۵-۱۱) نشان داد. در شکل مذکور، 4s نمایانگر حالت سیال بعد از انبساط ایزنتروپیک، و حالت 4 نشان‌دهنده حالت واقعی خروج از توربین در یک فرآیند بازگشت‌ناپذیر است. روش‌های کنترل نیز می‌تواند موجب افت در توربین گردند، به‌ویژه اگر برای کنترل توربین از فرآیند اختناق استفاده شده باشد.



شکل ۱۵-۱۱ نمودار درجه حرارت - انتروپی نمایانگر تأثیر کارایی توربین و پمپ بر عملکرد سیکل.

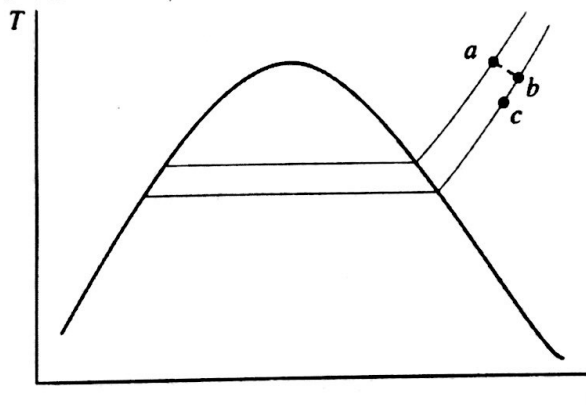
افت‌های پمپ

افت‌های پمپ، شبیه افت‌های توربین و ناشی از بازگشت‌ناپذیری‌های مربوط به جریان سیال است. کارآیی پمپ در بخش (۹-۵) تشریح شد و حالت خروج ایدآل ۲ و حالت خروجی واقعی ۲ در شکل (۱۵-۱۱) نشان داده شده‌اند. افت‌های پمپ بسیار کوچکتر از افت‌های توربین هستند زیرا مقدار کار مرتبط با آنها نیز کوچکتر است.

افت‌های لوله‌کشی

افت ناشی از اثرات اصطکاکی و تبادل حرارت با محیط، مهمترین افت را تشکیل می‌دهد. برای مثال، لوله‌کشی بین توربین و دیگ بخار را در نظر بگیرید. اگر فقط اثرات اصطکاکی روی داده باشد، حالت‌های a, b در شکل (۱۶-۱۱) به ترتیب نمایانگر حالت‌های بخار آب خروجی از دیگ بخار و ورودی به توربین خواهد بود. توجه شود که اثر اصطکاک باعث افزایش انتروپی می‌شود. حرارت منتقل شده در فشار ثابت به محیط را می‌توان با فرآیند bc نشان داد. این اثر انتروپی را کاهش می‌دهد. هر دو عامل افت فشار و انتقال حرارت، موجب کاهش قابلیت کاردهی بخار ورودی به توربین می‌شوند و بازگشت‌ناپذیری این فرآیند را می‌توان به روش تشریح شده در فصل ۱۰، محاسبه کرد.

افت فشار مشابهی نیز در دیگ بخار وجود دارد. به دلیل این افت فشار، باید آب ورودی به دیگ بخار تا فشاری بیشتر از فشار مطلوب برای بخار خروجی از دیگ بخار، پمپ گردد و این امر مستلزم کار اضافی پمپ خواهد بود.



شکل ۱۶-۱۱ نمودار درجه حرارت - انتروپی نمایانگر تأثیر افت‌های بین دیگ بخار و توربین.

افت‌های چگالنده

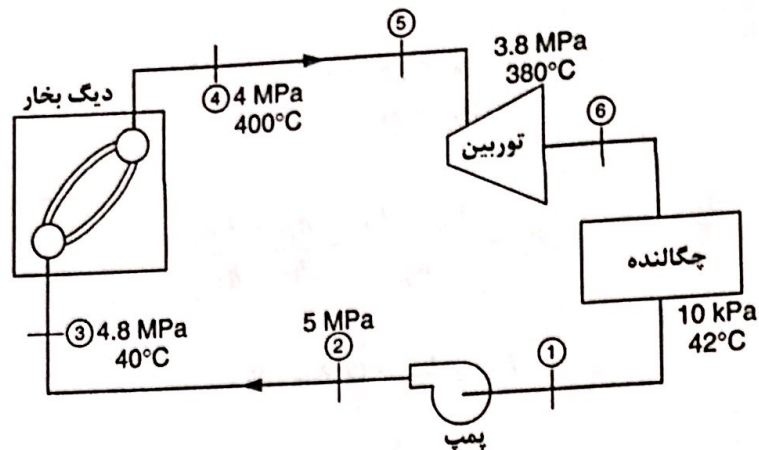
افت‌های چگالنده، نسبتاً کوچک هستند. یکی از این افت‌های فرعی، افت ناشی از سرد کردن مایع خروجی از چگالنده پایین‌تر از درجه حرارت اشباع می‌باشد. این امر نشان‌دهنده‌ی افت است زیرا لازم است که برای آوردن آب به درجه حرارت اشباع، انتقال حرارت بیشتری صورت گیرد.

اثرات این افت‌ها بر سیکل در مثال زیر ارائه شده و می‌توان آن را با مثال (۲-۱۱) مقایسه کرد.

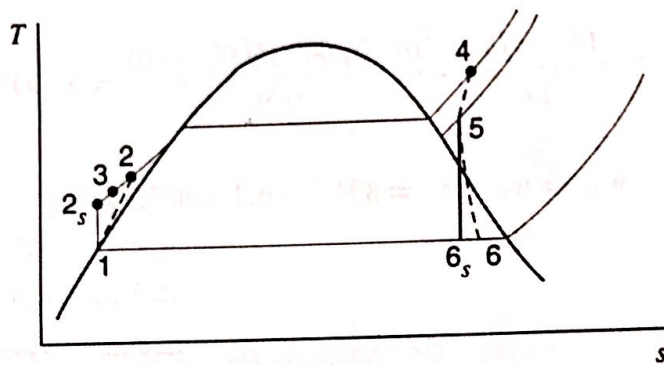
مثال ۵-۱۱

یک نیروگاه بخار در سیکلی که فشار و درجه حرارت‌های آن در شکل (۱۷-۱۱) نشان داده شده کار می‌کند. کارآیی توربین ۸۶٪ و کارآیی پمپ ۸۰٪ است. کارآیی حرارتی سیکل را بیابید.

مانند مثال‌های قبل برای هر حجم کنترل مدل مورد استفاده جداول بخار آب، فرآیندها حالت پایدار و تغییر انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز است. این سیکل روی نمودار $T-s$ در شکل (۱۸-۱۱) نشان داده شده است. حجم کنترل: توربین



شکل ۱۱-۱۷ نمودار طرحواره‌ای برای مثال ۱۱-۵.



شکل ۱۱-۱۸ نمودار درجه حرارت - انتروپی برای مثال ۱۱-۵.

حالت ورودی: P_5 و T_5 معلوم، حالت ثابت

حالت خروجی: P_6 معلوم

تحلیل:

قانون اول:

$$w_t = h_5 - h_6$$

قانون دوم:

$$s_{6s} = s_5$$

کارآیی برابر است با:

$$\eta_t = \frac{w_t}{h_5 - h_{6s}} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}}$$

حل:

از جداول بخار آب:

$$h_5 = 3169.1 \text{ kJ/kg}, \quad s_5 = 6.7235$$

$$s_{6s} = s_5 = 6.7235 = 0.6493 + x_{6s} 7.5009, \quad x_{6s} = 0.8098$$

$$h_{6s} = 191.8 + 0.8098(2392.8) = 2129.5 \text{ kJ/kg}$$

$$w_t = \eta_t(h_5 - h_{6s}) = 0.86(3169.1 - 2129.5) = 894.1 \text{ kJ/kg}$$

حجم کنترل: پمپ

حالت ورودی: P_1 و T_1 معلوم، حالت ثابت

حالت خروجی: P_2 معلوم

تحلیل:

$$w_p = h_2 - h_1$$

قانون اول:

$$s_{2s} = s_1$$

قانون دوم:

چون $s_{2s} = s_1$ است، داریم:

$$\eta_p = \frac{h_{2s} - h_1}{w_p} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

از آنجا که $s_2 = s_1$

$$h_{2s} - h_1 = v(P_2 - P_1)$$

بنابراین:

$$w_p = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_p} = \frac{v(P_2 - P_1)}{\eta_p}$$

حل:

$$w_p = \frac{v(P_2 - P_1)}{\eta_p} = \frac{(0.001009)(5000 - 10)}{0.80} = 6.3 \text{ kJ/kg}$$

بنابراین:

$$w_{\text{net}} = w_t - w_p = 894.1 - 6.3 = 887.8 \text{ kJ/kg}$$

حجم کنترل: دیگ بخار

حالت ورودی: P_3 و T_3 معلوم، حالت ثابتحالت خروجی: P_4 و T_4 معلوم، حالت ثابت

تحلیل:

$$q_H = h_4 - h_3$$

قانون اول:

حل:

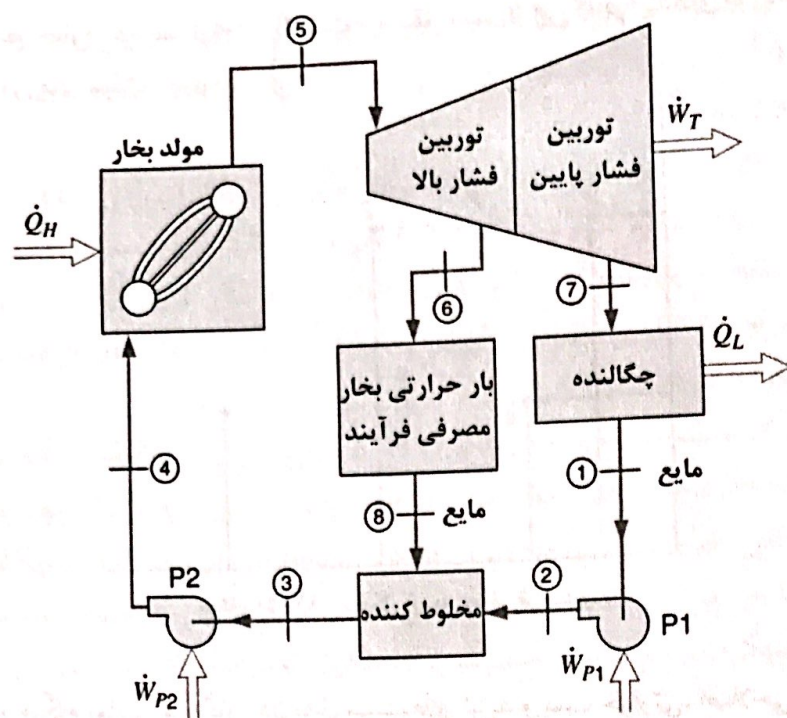
$$q_H = h_4 - h_3 = 3213.6 - 171.8 = 3041.8 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{887.8}{3041.8} = 29.2\%$$

به مقایسه این مقدار با کارایی 35.3% برای سیکل رنکین مشابه در مثال (۲-۱۱) توجه شود.

۱۱-۲ تولید همزمان

گاهی اوقات در مجموعه‌های صنعتی درحالی که از نیروگاه بخار آب برای تولید الکتریسیته استفاده می‌شود، دسترسی به یک منبع خاص انرژی ضرورت می‌یابد. در چنین مواردی بهتر است از بخار آبی که در بخش فشار قوی توربین نیروگاه منبسط شده است جهت تأمین منبع انرژی مورد نیاز استفاده شود و بدین وسیله ساخت و استفاده از دیگ بخار دوم یا انواع دیگر انرژی حذف خواهد شد. در شکل (۱۹-۱۱) چنین آرایشی نشان داده شده است که در آن بخشی از بخار در فشار متوسط از توربین خارج می‌شود تا بخار آب لازم برای نیاز خاص انرژی (که ممکن است برای مصرف در یک فرآیند خاص یا تجهیزات سیستم گرمایش به کار می‌رود) را تأمین نماید. این نوع کاربرد را تولید همزمان نامند. اگر این سیستم به صورت مجموعه‌ای طراحی شود که در آن نیازهای الکتریکی و بخار آب فرآیند تأمین شود می‌توان با دقت کردن در بررسی نیازها و بهینه‌سازی عوامل مختلف مؤثر، در هزینه‌های سرمایه‌گذاری تجهیزات و نیز هزینه‌های بهره‌برداری صرفه‌جویی کرد. مسائل خاص سیستم‌های تولید همزمان در مسائل انتهای فصل ارائه شده‌اند.



شکل ۱۱-۱۹ مثالی از یک سیستم تولید همزمان.

سؤالات مفهومی

- الف) یک سیکل رنکین بدون مافوق گرم کن را در نظر بگیرید. چه تعداد خواص منفرد برای تعیین این سیکل لازم است؟ پاسخ را برای یک سیکل دارای گرم کن تکرار کنید.
- ب) چه جزئی فشار بالا در سیکل رنکین را تعیین می‌کند؟ چه عاملی فشار پایین را مشخص می‌سازد؟
- پ) تفاوت میان یک گرم کن آب تغذیه بسته و باز چیست؟
- ت) در تولید همزمان نیروگاه، چه چیزی به صورت همزمان تولید می‌شود؟

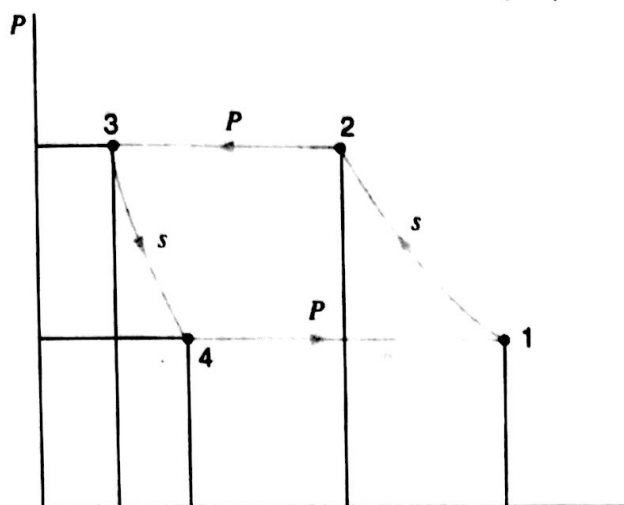
۱۱-۸ مقدمه‌ای بر سیستم‌های تبرید

در بخش (۱۱-۱) موتورهای حرارتی سیکلی بررسی شدند. این موتورها دارای چهار فرآیند مجزا از نوع فرآیند حالت پایدار یا فرآیندهای همراه با حرکت مرز سیلندر پیستون بودند. همچنین، این اجازه داده شد تا سیال فعال در طول سیکل در یک فاز باقی بماند و یا تغییر فاز بدهد. سپس یک سیستم تولید توان که مرکب از چهار فرآیند حالت پایدار بازگشت پذیر بود را بررسی کردیم. برای ساده سازی و کاهش شرایط ضروری برای تجهیزات، دو عدد از فرآیندهای مذکور از نوع انتقال حرارت در فشار ثابت هستند و طبیعتاً دارای هیچ گونه کاری نیستند. همچنین فرض شد که دو فرآیند دیگر که متضمن کار بودند، فرآیندهای آدیاباتیک و بنابراین ایزنتروپیک باشند و سیکل توانی حاصل در شکل (۱۱-۲۰) نشان داده شد.

اکنون سیکل ایدآل اصلی تبرید که دقیقاً همانند سیکل ذکر شده اخیر است ولی در آن هر یک از فرآیندها بر خلاف جهت فرآیندهای سیکل توانی است را بررسی می‌کنیم. سیکل ایدآل تبرید در شکل (۱۱-۲۰) نشان داده شده است. توجه کنید که اگر تمام سیکل در داخل شلجمی ناحیه‌ی دو فاز مایع - بخار به وقع بپیوندد، سیکل حاصل (همانند سیکل توانی مشابه) به صورت سیکل کارنو است و بنابراین هر دو فرآیند فشار ثابت، همدمای نیز هستند.

از سوی دیگر، این سیکل یک سیکل کارنو نیست. همانند قبل متذکر می‌شویم که کار خالص ورودی به سیکل برابر با

سطح محصور شده توسط خطوط فرآیند 1-2-3-4-1 است و مستقل است از این که فرآیندهای موردنظر از نوع حالت پایدار باشند یا از نوع حرکت مرزهای سیلندر پیستون.

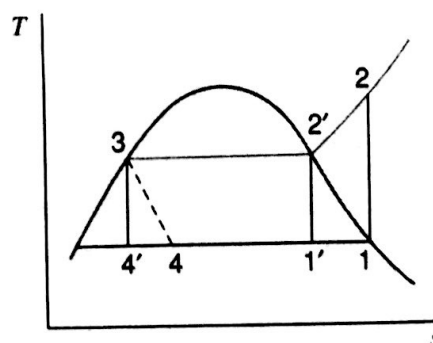
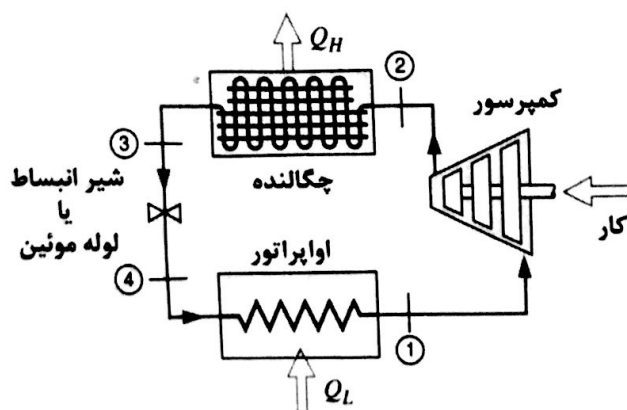


شکل ۲۰-۱۱ سیکل تبرید چهار فرآیندی.

در بخش آینده و در هنگام نمایش و به کار بردن مدل سیستم‌های تبرید و پمپ حرارتی، اصلاحی بر روی سیکل سیستم تبرید ایدآل انجام خواهیم داد.

۱۱-۹ سیکل تبرید تراکم بخار

در این بخش سیکل ایدآل تبرید را بررسی می‌کنیم که در آن ماده فعال در طی سیکل مشابه سیکل توانی رنگین که در بخش (۱۱-۲) تشریح شد تغییر فاز می‌دهد. در همین رابطه یادآور می‌شویم که حالت 3 در شکل (۱۱-۲۰) نشان‌دهنده مایع اشباع در درجه حرارت چگالنده است و حالت 1 نمایانگر بخار اشباع در درجه حرارت تبخیرکننده می‌باشد. این بدان معناست که فرآیند انبساط ایزنتروپیک 3-4 در ناحیه دو فازی است و بیشتر آن را مایع تشکیل می‌دهد. در نتیجه مقدار کار خروجی این فرآیند بسیار اندک می‌باشد به گونه‌ای که توجیهی برای افزودن این قطعه از تجهیزات به سیستم وجود ندارد. بنابراین توربین را با یک وسیله اختناق‌دهنده جایگزین می‌کنیم. معمولاً این وسیله یک شیر یا یک لوله طویل با قطر کم است که در آن سیال فعال از فشار بالا تا فشار پایین اختناق می‌یابد. سیکل حاصل، مدل ایدآل سیستم تبرید تراکم بخار است که در شکل (۱۱-۲۱) نشان داده شده است. بخار اشباع در فشار پایین وارد کمپرسور می‌شود و در فرآیند 1-2 یک تراکم آدیاباتیک بازگشت‌پذیر



شکل ۲۱-۱۱ سیکل ایدآل تبرید تراکم بخار.

را طی می‌کند. سپس در فرآیند 2-3 و فشار ثابت، حرارت دفع می‌شود و سیال فعال به حالت مایع اشباع از چگالنده خارج خواهد شد. به دنبال آن فرآیند اختناق آدیاباتیکی 3-4 به وقوع می‌پیوندد و سپس سیال فعال در فشار ثابت طی فرآیند 4-1 تبخیر می‌شود و سیکل کامل خواهد شد.

شباهت این سیکل با معکوس سیکل رنکین قبلاً خاطر نشان شد. همچنین اختلاف بین این سیکل و سیکل ایدآل کارنو که در آن سیال فعال همیشه در داخل ناحیه دوفازی 1'-2'-3-4' باقی می‌ماند ذکر گردید. بسیار مناسبتر است که کمپرسور فقط بخار را منتقل کند نه مخلوط بخار مایع را آن‌طور که در فرآیند 1'-2' سیکل کارنو لازم است. در واقعیت نیز انبساط مخلوط نشان داده شده در حالت 1 با دبی معقول و باقی‌بودن تعادل بین مایع و بخار ناممکن است. اختلاف دیگر که جایگزینی توربین با فرآیند اختناق است قبلاً تشریح شد.

باید خاطر نشان ساخت که سیستم تشریح شده در شکل (۱۱-۲۱) را می‌توان برای دو منظور به کار برد. کاربرد اولیه آن سیستم تبرید است که در این حالت هدف باقی نگه داشتن یک فضا در درجه حرارت پایین T_1 نسبت به درجه حرارت محیط T_3 می‌باشد. (در سیستم واقعی، ضروری است اختلاف درجه حرارت محدودی در تبخیر کننده و چگالنده وجود داشته باشد تا بتوان در هر یک از آنها حرارت را با شدت محدودی منتقل کرد). بنابراین، دلیل ساخت سیستم مذکور در این حالت، کمیت q_L است. نحوه‌ی عملکرد سیستم تبرید بر حسب ضریب عملکرد که در فصل ۷ به صورت:

$$\beta = \frac{q_L}{w_c} \quad (11-8)$$

تعریف شد سنجیده می‌شود.

کاربرد دوم مربوط به سیستم پمپ حرارتی تشریح شده در شکل (۱۱-۲۱) است که در آن هدف ثابت نگه داشتن درجه حرارت یک فضا در درجه حرارت T_3 است که بالاتر از درجه حرارت محیط T_1 (یا منابع دیگر) می‌باشد. در این حالت دلیل ساخت سیستم ذکر شده، کمیت q_H است و ضریب عملکرد پمپ حرارتی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\beta' = \frac{q_H}{w_c} \quad (11-9)$$

اگرچه سیستم‌های تبرید و پمپ حرارتی از نظر متغیرهای مورد استفاده در طراحی اختلاف دارند ولی تحلیل‌های هردو یکسان است. هنگام بررسی یخچال‌ها در این بخش و دو بخش آینده باید به‌خاطر داشت که همان توضیحات و تفاسیر را می‌توان در مورد پمپ حرارتی نیز به کار برد.

مثال ۱۱-۶

یک سیکل ایدآل تبرید را در نظر بگیرید که در آن از مبرد R-134 a به عنوان سیال فعال استفاده شده است. درجه حرارت مبرد در تبخیر کننده 20°C و در چگالنده 40°C می‌باشد. مبرد با دبی 0.03 kg/s در سیکل چرخش می‌کند. ضریب عملکرد و ظرفیت واحد را بر حسب شدت تبرید، تعیین کنید.

دیاگرام این مثال در شکل (۱۱-۲۱) نشان داده شده است. برای هر تحلیل حجم کنترل، مدل ترمودینامیکی جداول مبرد R-12 و فرآیند حالت پایدار بدون تغییر انرژی جنبشی یا پتانسیل است.

حجم کنترل: کمپرسور

حالت ورودی: T_1 معلوم، بخار اشباع؛ حالت ثابت

حالت خروجی: P_2 معلوم (فشار اشباع در T_3).

تحلیل:

$$w_c = h_2 - h_1$$

قانون اول:

$$s_2 = s_1$$

قانون دوم:

حل:

در $T_3 = 40^\circ\text{C}$

$$P_g = P_2 = 1017 \text{ kPa}$$

از جداول مبرد R-134a

$$h_1 = 386.1 \text{ kJ/kg}, \quad s_1 = 1.7395 \text{ kJ/kg}$$

بنابراین:

$$s_2 = s_1 = 1.7395 \text{ kJ/kg K}$$

در این صورت:

$$T_2 = 47.7^\circ\text{C} \quad \text{and} \quad h_2 = 428.4 \text{ kJ/kg}$$

$$w_c = h_2 - h_1 = 428.4 - 386.1 = 42.3 \text{ kJ/kg}$$

حجم کنترل: شیر انبساط

حالت اولیه: T_3 معلوم، مایع اشباع؛ حالت ثابتحالت خروجی: T_4 معلوم

تحلیل:

$$h_3 = h_4$$

قانون اول:

$$s_3 + s_{\text{gen}} = s_4$$

قانون دوم:

حل:

حجم کنترل: تبخیر کننده

$$h_4 = h_3 = 256.5 \text{ kJ/kg}$$

حالت ورودی: حالت 4 معلوم، (از مراحل قبل)

حالت خروجی: حالت 1 معلوم (از مراحل قبل)

تحلیل:

$$q_L = h_1 - h_4$$

قانون اول:

حل: با قراردادن مقادیر داریم:

$$q_L = h_1 - h_4 = 386.1 - 256.5 = 129.6 \text{ kJ/kg}$$

بنابراین:

$$\beta = \frac{q_L}{w_c} = \frac{129.6}{42.3} = 3.064$$

$$\text{ظرفیت تبرید} = 129.6 \times 0.03 = 3.89 \text{ KW}$$

۱۱-۱۰ سیال فعال در سیستم‌های تبرید تراکم بخار

در سیستم‌های تبرید تراکم بخار، نسبت به سیکل‌های توانی بخار از سیالهای فعال (مبردها) متنوع‌تری استفاده می‌شود. در سیستم‌های اولیه تبرید تراکم بخار، آمونیاک و دی‌اکسید گوگرد از اهمیت فراوانی برخوردار بودند ولی هر دو بسیار سمی و

خطرناک هستند. اکنون سالهاست که مبردهای اصلی هیدروکربنهای هالوژنه هستند که با نامهای تجاری فرئون و ژناترون شناخته می‌شوند. برای مثال، دی کلرودی فلوروئومتان (CCl_2F_2) به عنوان فرئون ۱۲ و ژناترون ۱۲ معروف هستند که مبرد ۱۲ با R-12 نامیده می‌شوند. این گروه مواد را به عنوان کلروفلوئور و کربن‌ها و CFC ها می‌شناسند که از نظر شیمیایی در درجه حرارت محیط بسیار پایدار هستند، به‌ویژه آنهایی که فاقد اتم‌های هیدروژن می‌باشند. این مشخصه برای سیال فعال مبرد ضروری است. در عین حال اگر گاز از یک دستگاه نشت و به آرامی در طی سالیان به سمت بالا و درون استاتوفر نفوذ کند، وجود این مشخصه مشترک بسیار مخرب خواهد بود. این مواد در استاتوفر شکسته می‌شوند و کلر آزاد آنان لایه اوزون محافظ استاتوفر را تخریب خواهد کرد. بنابراین حذف استفاده وسیع ولی مخرب حیات CFC ها به خصوص R-11 و R-12 اهمیت انکارناپذیری برای ما دارد و باید به دنبال جایگزینهای قابل قبول و مناسب برای آنان باشیم. CFC های حاوی هیدروژن (که غالباً HCFC ها خوانده می‌شوند) از قبیل R-22 عمر کوتاهتری دارند و بنابراین قبل از رسیدن به استاتوفر به عناصر غیرمخرب تجزیه خواهند شد. بیشتر سیالات مطلوب که HFC خوانده می‌شوند فاقد اتم‌های کلر هستند. اما همانند سایر گازهای گلخانه‌ای به تخریب جو کمک می‌کنند و در برخی از موارد بیشتری از دی اکسید کربن اثرات مخرب دارند. فروش مبرد R-12 که به مقدار زیادی در سیستم‌های تبرید استفاده می‌شد در بسیاری از کشور ممنوع شده و R-22 نیز که در سیستم‌های تهویه مطبوع کاربرد دارند، طبق یک برنامه زمانی در حال توقف است. برخی از مبردهای جایگزین که بخش مهمی از آنها مخلوط سیالات مختلف هستند و ماده خالص نمی‌باشند عبارت‌اند از:

R-11	R-12	R-13	R-22	R-502	R-503
R-123	R-134a	R-23 (low T)	NH ₃	R-404a	R-23 (low T)
R-245fa	R-152a	CO ₂	R-410a	R-407a	CO ₂
	R-401a	R-170 (ethane)		R-507a	

در هنگام انتخاب سیال فعال مبرد به دو نکته مهم باید توجه داشت:

درجه حرارتی که لازم است با سرمایش تثبیت شود و نوع تجهیزاتی که استفاده خواهد شد.

چون در طی فرآیند انتقال حرارت، مبرد تغییر فاز می‌یابد، فشار مبرد در حین فرآیندهای تغذیه حرارت و دفع حرارت، فشار اشباع خواهد بود. کم بودن فشار مترادف با بزرگ بودن حجم مخصوص است و این بدان معنی است که تجهیزات مربوطه باید بزرگتر باشند. فشارهای زیاد به معنای تجهیزات کوچکتر است ولی باید این تجهیزات به نحوی طراحی شوند که در مقابل فشار زیاد، مقاومت داشته باشند. فشارها باید کمتر از فشار بحرانی انتخاب شوند. در کاربردهایی که درجه حرارت فوق‌العاده کم باشد می‌توان با ترکیب دو سیستم مجزا، از سیستم دوگانه استفاده کرد.

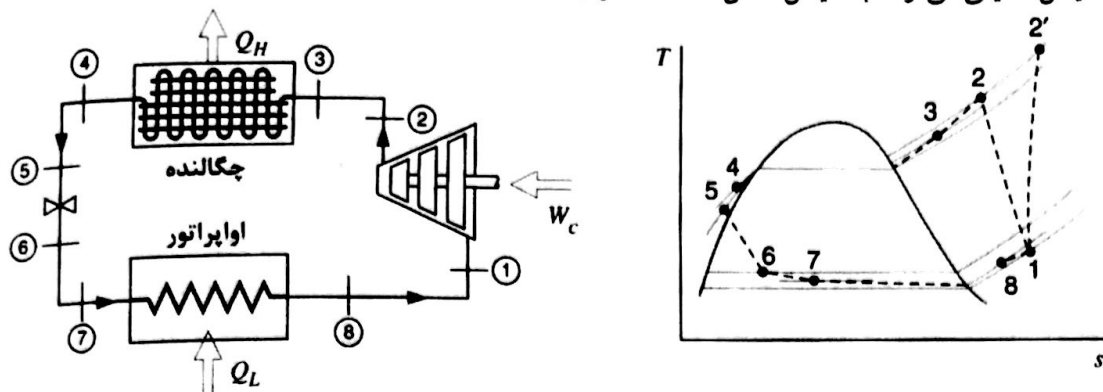
کمپرسورهای مورد استفاده روی مبردها اثرات ویژه‌ای دارند. کمپرسورهای رفت و برگشتی مناسبترین نوع برای حجم مخصوص پایین (یعنی فشار زیاد) هستند ولی کمپرسورهای گریز از مرکز بیشتر برای فشار پایین و حجم مخصوص زیاد مناسب می‌باشند.

همچنین، این مطلب که مبردهای مورد استفاده در کاربردهای خانگی نبایستی سمی باشند، از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. از مشخصه‌های مهم دیگر مبردها، می‌توان قابلیت اختلاط با روغن کمپرسور، مقاومت دی الکتریکی، ثبات ترکیب شیمیایی و ارزان بودن آن نام برد. در عین حال متأسفانه مبردها موجب خوردگی می‌شوند. در یک سیکل ایدآل و برای یک درجه حرارت معین در فرایندهای تبخیر و چگالش، تمام مبردها دارای ضریب عملکرد یکسانی نخواهند بود. البته مطلوب است از مبردهایی استفاده گردد که در صورتی که سایر محدودیتها اجازه دهند، دارای بزرگترین ضریب عملکرد باشند.

۱۱-۱۱ انحراف سیکل تبرید تراکم بخار حقیقی از سیکل ایدآل

به دلیل افتهای فشار ناشی از جریان سیال و نیز تبادل حرارت با محیط، سیکل تبرید حقیقی از سیکل ایدآل انحراف خواهد

داشت. سیکل حقیقی می‌تواند به سیکل شکل (۱۱-۲۲) نزدیک شود.



شکل ۱۱-۲۲ سیکل واقعی تبرید تراکم بخار.

احتمالاً بخار ورودی به کمپرسور به صورت مافوق گرم خواهد بود. در طی فرآیند تراکم، بازگشت‌ناپذیری‌ها و تبادل حرارت با محیط (باتوجه به درجه حرارت مبرد و محیط) صورت خواهد گرفت. بنابراین در طی این فرآیند، انتروپی ممکن است افزایش یا کاهش یابد. بازگشت‌ناپذیری‌ها و انتقال حرارت به مبرد، موجب افزایش انتروپی می‌شود و انتقال حرارت از مبرد موجب کاهش انتروپی می‌گردد. این احتمالات با دو خط چین 1-2 و 1-2' نشان داده شده است. فشار مایع خروجی از چگالنده کمتر از فشار بخار ورودی به آن می‌باشد و درجه حرارت مبرد در چگالنده مقداری بیشتر از درجه حرارت محیطی است که با آن تبادل حرارت می‌کند. معمولاً درجه حرارت مایع خروجی از چگالنده کمتر از درجه حرارت اشباع است و احتمال دارد که مقدار آن در لوله‌های بین چگالنده و شیر انبساط، افت بیشتری نیز داشته باشد. این یک مزیت است زیرا در اثر این انتقال حرارت، مبرد باانتالپی کمتری وارد تبخیرکننده می‌شود و می‌توان در تبخیرکننده مقدار حرارت بیشتری به مبرد انتقال داد.

در حین جریان یافتن مبرد از درون تبخیرکننده مقداری افت فشار روی خواهد داد. امکان دارد مبرد در هنگام خروجی از تبخیرکننده کمی مافوق گرم باشد. همچنین در اثر انتقال حرارت از محیط به لوله‌ی بین تبخیرکننده و کمپرسور درجه حرارت مبرد می‌تواند افزایش یابد. این انتقال حرارت نشان‌دهنده یک نوع افت است زیرا در اثر افزایش حجم مخصوص سیال ورودی به کمپرسور، کار کمپرسور نیز افزایش خواهد یافت.

مثال ۱۱-۱۷

در یک سیکل تبرید از R-134a به عنوان سیال فعال استفاده می‌شود. خواص زیر مربوط به نقاط مختلف سیکل شکل (۱۱-۲۲) است:

$P_1 = 125 \text{ kPa},$	$T_1 = -10^\circ\text{C}$
$P_2 = 1.2 \text{ MPa},$	$T_2 = 100^\circ\text{C}$
$P_3 = 1.19 \text{ MPa},$	$T_3 = 80^\circ\text{C}$
$P_4 = 1.16 \text{ MPa},$	$T_4 = 45^\circ\text{C}$
$P_5 = 1.15 \text{ MPa},$	$T_5 = 40^\circ\text{C}$
$P_6 = P_7 = 140 \text{ kPa},$	$x_6 = x_7$
$P_8 = 130 \text{ kPa},$	$T_8 = -20^\circ\text{C}$

در طی فرآیند تراکم، حرارت منتقل شده از مبرد R-134a مقدار 4 kJ/kg است. ضریب عملکرد سیکل را بیابید. برای هر

حجم کنترل، مدل جداول مبرد R-134a و فرآیند حالت پایدار بدون تغییر انرژی پتانسیل یا جنبشی است. همانند قبل، فرآیند را به دو مرحله تقسیم می‌کنیم، کمپرسور، شیر اختناق، لوله‌ها، و تبخیرکننده. حجم کنترل: کمپرسور

حالت ورودی: T_1, P_1 معلوم؛ حالت ثابت

حالت خروجی: T_2, P_2 معلوم؛ حالت ثابت

تحلیل:

قانون اول:

$$q + h_1 = h_2 + w$$

$$w_c = -w = h_2 - h_1 - q$$

حل:

از جداول مبرد R-134a

$$h_1 = 394.9 \text{ kJ/kg}, \quad h_2 = 480.9 \text{ kJ/kg}$$

بنابراین:

$$w_c = 480.9 - 394.9 - (-4) = 90.0 \text{ kJ/kg}$$

حجم کنترل: شیر اختناقی به علاوه خط لوله

حالت ورودی: T_5, P_5 معلوم، حالت ثابت

حالت خروجی: $P_7 = P_6$ معلوم، $x_7 = x_6$

تحلیل:

$$h_5 = h_6$$

قانون اول:

چون $x_7 = x_6$ است، لذا: $h_7 = h_6$

حل: از نظر عددی داریم:

$$h_5 = h_6 = h_7 = 256.4$$

حجم کنترل: تبخیرکننده

حالت ورودی: h_7, P_7 معلوم (مراحل قبل)

حالت خروجی: T_8, P_8 معلوم؛ حالت ثابت

تحلیل:

$$q_L = h_8 - h_7$$

قانون اول:

حل: با قراردادن مقادیر داریم:

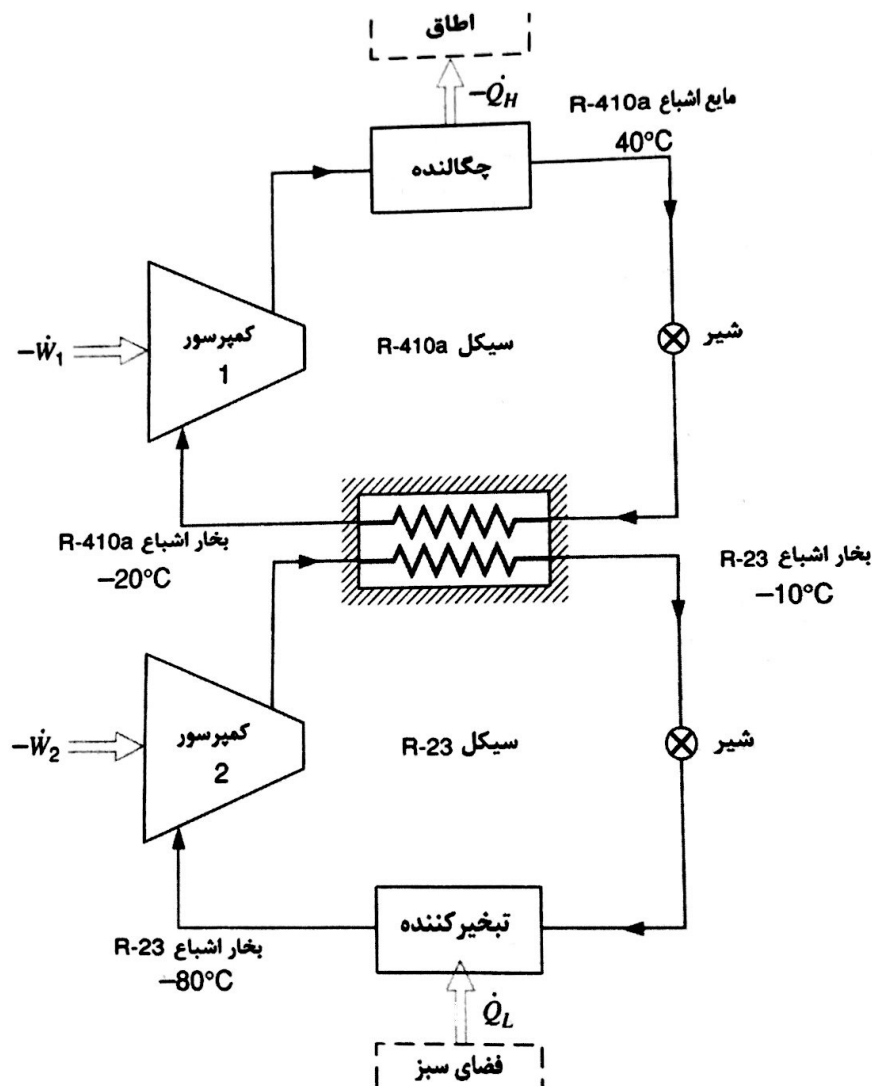
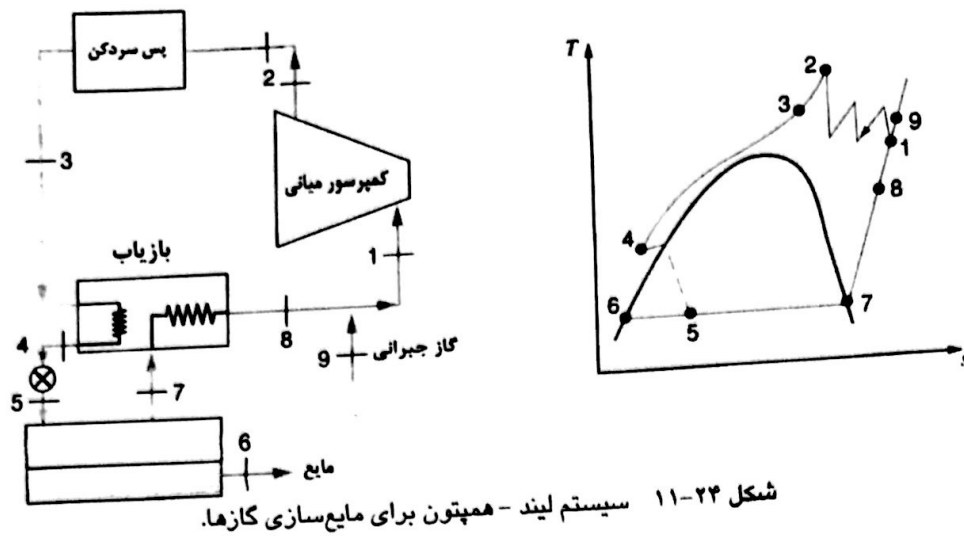
$$q_L = h_8 - h_7 = 386.6 - 256.4 = 130.2 \text{ kJ/kg}$$

بنابراین:

$$\beta = \frac{q_L}{w_c} = \frac{130.2}{90.0} = 1.44$$

۱۲-۱۱ پیکربندی سیکل تبرید

یک یخچال می‌تواند برای تولید مایعات از گازها در فرایند لیند - همپسو (شکل ۲۴-۱۱) به کار برده شود که شکل ساده‌ای از تأسیسات اکسیژن مایع در شکل (۹-۱) است. یخچال گازها را تا قبل از فرایند اختناق، سرد می‌کند و این سرمایش با استفاده از بخار سردی که به طرف کمپرسور می‌رود انجام می‌شود. کمپرسور یک پیستون / سیلندر چند مرحله‌ای است و دارای سردکن میانی بین مراحل است تا کار تراکمی کاهش یابد و تراکم هم دما صورت گیرد.

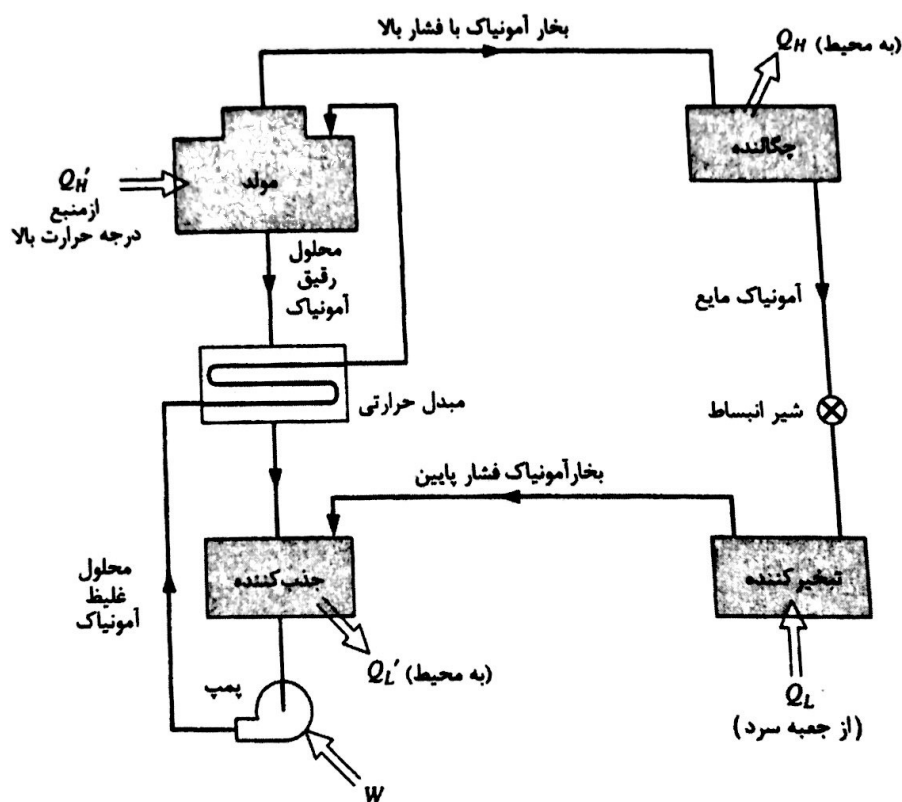


نهایتاً طیف درجه حرارت ممکن است به قدری بزرگ باشد که دو سیکل تبرید متفاوت باید با دو ماده مختلف مورد استفاده قرار گیرند که یک سیکل تبرید بالای سیکل دیگر قرار می‌گیرد. این سیستم را سیستم تبرید آبشاری می‌نامند که در شکل

(۱۱-۲۵) نشان داده شده است. در این سیستم تبخیرکننده در سیکل درجه حرارت بالا، حرارت را از چگالنده در سیکل درجه حرارت پایین می گیرد و نیازمند اختلاف درجه حرارت بین این دو است. این مبدل حرارتی با سیال دوگانه دارای دبی جرمی مضاعف در سیکل هاست و موازنه انرژی بین آن دو بدون انتقال حرارت بیرونی صورت می گیرد. اثر خالص آن کار کل کمپرسور کمتر و افزایش ظرفیت سرمایشی در مقایسه با سیکل منفرد است. مبرد درجه حرارت پایین R-23 یا هیدروژن برای ایجاد خواص ترمودینامیکی مناسب در گستره درجه حرارت نظیر لزجت و قابلیت هدایت حرارتی لازم است.

۱۱-۱۳ سیکل تبرید جذبی - آمونیاک

تفاوت سیکل تبرید جذبی - آمونیاک با سیکل تبرید تراکم بخار، در نحوه تراکم سیال است. در سیکل جذبی، بخار آمونیاک در فشار پایین توسط آب جذب می شود و سپس محلول مایع تا فشار زیاد توسط یک پمپ مایع، پمپ می شود. شکل (۱۱-۲۶) نمایانگر طرحواره ای اجزای اصلی چنین سیکلی است.



شکل ۱۱-۲۶ سیکل تبرید جذب آمونیاک.

بخار آمونیاک در فشار پایین از تبخیرکننده خارج و وارد جذب کننده می شود و در آنجا جذب محلول رقیق آمونیاک می گردد. این فرآیند در درجه حرارت کمی بالاتر از محیط، صورت می گیرد و باید در طی این فرآیند مقداری حرارت به محیط انتقال یابد. سپس محلول غلیظ آمونیاک از درون یک مبدل حرارتی به مولد پمپ می گردد و در مولد فشار و درجه حرارت بالاتری ثابت نگاه داشته می شود. در این شرایط در اثر انتقال حرارت از منبع درجه حرارت بالا، بخار آمونیاک از محلول جدا خواهد شد. بخار آمونیاک به داخل چگالنده می رود و در آنجا چگالیده می شود (مانند سیستم تراکم بخار) و سپس به شیر انبساط و تبخیرکننده راه می یابد. محلول رقیق آمونیاک از طریق یک مبدل حرارتی، مجدداً به جذب کننده

بازمی‌گردد.

ویژگی برجسته سیستم جذبی آن است که این سیستم تبرید فقط به مقدار کمی کار نیازمند است، زیرا فرآیند پمپ کردن فقط برای مایع صورت می‌گیرد. این نتیجه از این واقعیت به دست می‌آید که برای یک فرآیند بازگشت پذیر جریان پایدار که در آن از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده باشد، کار برابر با dp است و حجم مخصوص مایع بسیار کمتر از حجم مخصوص بخار می‌باشد. از طرف دیگر، باید یک منبع با درجه حرارت نسبتاً بالا (100 تا 200°C) در دسترس باشد. تعداد تجهیزات سیستم جذبی بیشتر از تعداد تجهیزات سیستم تراکم بخار است و معمولاً این سیستم فقط زمانی می‌تواند مقرون به صرفه باشد که یک منبع مناسب حرارت جهت استفاده در سیستم جذبی باشد به طوری که در صورت عدم استفاده، این حرارت به هدر می‌رود. در سالهای اخیر توجه روزافزونی به بکارگیری سیکل جذبی با استفاده از سایر منابع انرژی (از قبیل انرژی خورشیدی یا انرژی زمین گرمایی) معطوف گردیده است.

سیکل جذبی این اصل مهم را اثبات می‌کند که یک فرآیند تراکم می‌تواند با کوچکترین حجم مخصوص ممکن، صورت گیرد زیرا در یک فرآیند بازگشت پذیر جریان پایدار که در آن از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده باشد، کار برابر با dp است.

خلاصه

- سیکل تولید نیروی استاندارد و سیکل تبرید استاندارد برای سیالاتی هستند که در طی سیکل با تغییر فاز مواجه می‌شود. سیکل رنکین و گونه‌های مختلف آن نشان‌دهنده نیروگاه بخاری هستند که بخش عمده‌ای از الکتریسیته جهان را تأمین می‌کنند. حرارت ورودی به آن از احتراق سوخت‌های فسیلی راکتور هسته‌ای، تشعشع خورشیدی یا دیگر منابع حرارتی که بتواند درجه حرارت بالای لازم برای جوشش آب را فراهم کند، تأمین می‌شود. در کاربردهای درجه حرارت پایین یا خیلی بالا، سیالات عامل دیگر به جز آب می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. اصلاحات سیکل اولیه نظیر استفاده از گرمایش مجدد، آب تغذیه باز و بسته همراه با کاربردهای مختلف و سیکل‌های تولید همزمان مورد استفاده قرار می‌گیرند.
- سیستم‌های تبرید استاندارد شامل تبرید تراکم - بخار، پمپ‌های حرارتی و تأسیسات کاربرد ویژه گسترده درجه حرارت پایین است. به عنوان یک حالت ویژه، سیکل جذبی آمونیاک توضیح داده شد.
- در رابطه با ترکیب سیکل‌ها به بخش (۱۲-۱۲) مراجعه کنید. اکنون شما باید مهارت‌هایی را کسب کرده و دارای توانایی‌هایی پس از مطالعه این فصل شده باشید که به شما اجازه دهد:
 - قوانین عمومی را برای حجم‌های کنترل همراه با وسایل مختلف تشکیل دهنده سیستم کامل به کار ببرید.
 - بدانید وسایل تولید نیروی رایج چگونه کار می‌کنند.
 - بدانید پمپ حرارتی و یخچال‌های ساده چگونه کار می‌کنند.
 - بدانید هیچ سیکلی در سیکل کارنو کار نمی‌کند.
 - بدانید که تجهیزات واقعی دارای راندمان COP کمتر از سیکل‌های اید آل هستند.
 - بدانید که اغلب پارامترهای تأثیرگذار در هر نوع سیکل چه هستند.
 - درک کنید که اهمیت کارایی اجزا برای کارایی کل سیکل یا COP چیست؟
 - بدانید که اغلب سیکل‌های واقعی با اصلاحات روی سیکل‌های اولیه حاصل می‌گردند.
 - بدانید بسیاری از این تجهیزات روی محیط زیست ما اثر می‌گذارند.