

بناام خدا

جزوه ترمودینامیک ۱

نگارنده:

علیرضا باهري

Alirezabaheri.blogfa.com

تابستان ۱۳۹۲

در این جزوه مباحث زیر را می خوانید:

سیکلهای ترمودینامیکی (جلسات اول تا هشتم)

روابط ترمودینامیکی (جلسه نهم)

مخلوطهای گازی ایدال (جلسه دهم)

فهرست

صفحه	شماره جلسه
۳	۱
۸	۲
۱۴	۳
۲۱	۴
۲۷	۵
۳۲	۶
۳۸	۷
۴۶	۸
۵۵	۹
۶۴	۱۰

جلسه اول

فصل اول: سیکل‌های ترمودینامیکی (Thermodynamics Cycles)

سیکل ترمودینامیکی

هرگاه سیال عامل فرآیندهای مختلفی را طی نماید و حالت‌های مختلفی را تجربه کند و در نهایت به حالت اولیه خود برسد، گوئیم یک سیکل ترمودینامیکی را پیموده است. خواص سیال عامل در ابتدا و انتهای سیکل یکسان است. به عنوان مثال آبی که در یک نیروگاه بخار (Powerplant) به گردش در می‌آید یک سیکل ترمودینامیکی را طی می‌نماید، حالت آب در نقاط مختلف سیکل متفاوت است در قسمتی از سیکل آب حرارت دریافت می‌کند و در بخشی دیگر گرما از دست می‌دهد و یا در جایی دیگر کار تولید می‌نماید.

سیال فعال (Working Fluid)

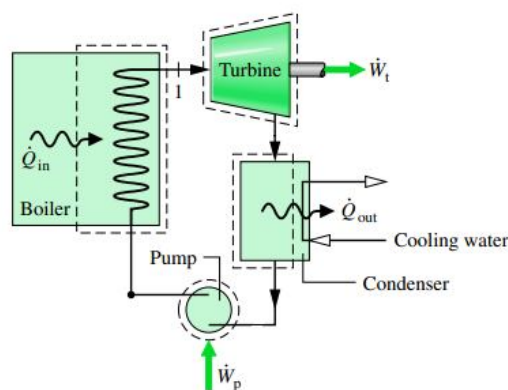
سیال فعال یا سیال عامل به سیالی گفته می‌شود که حرارت را دریافت می‌کند، کار انجام می‌دهد و یا بر آن کار انجام می‌شود و حرارت را به محیط انتقال می‌دهد مثلاً در نیروگاه بخار سیال فعال آب است و یا در سیکل موتور اتومبیل، بنزین سیال عامل است.

انواع سیکل‌های ترمودینامیکی

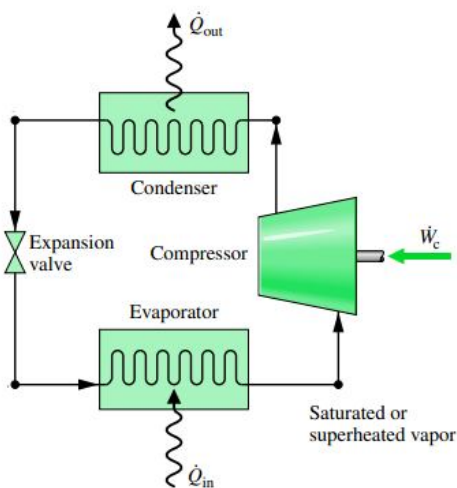
سیکل‌های ترمودینامیکی را از نقطه نظر نوع محصولی که تولید می‌کنند به دو نوع تقسیم می‌کنند:

۱. سیکل‌های قدرت (توانی)
۲. سیکل‌های تبرید (سرماساز)

هرگاه در یک سیکل ترمودینامیکی هدف تولید کار یا قدرت با استفاده از حرارت باشد سیکل را توانی می‌نامند (Power Cycle) مانند سیکل ساده نیروگاه بخار که پیشتر از آن یاد شد و هرگاه هدف از یک سیکل ایجاد برودت (سرماساز) با استفاده از کار باشد سیکل را تبرید می‌نامند. (Refrigeration Cycle) مانند سیکل یخچال. سیکل‌ها را از نظر حالت سیال عامل می‌توان به سیکل‌های بخاری و سیکل‌های گازی تقسیم بندی نمود. هرگاه سیال عامل در سیکلی تغییر فاز دهد، مثلاً در نقطه ای از سیکل دوفازی و در نقطه دیگری از سیکل در فاز بخار مافوق گرم باشد سیکل را از نوع بخاری می‌نامند مانند سیکل ساده نیروگاه بخار و هرگاه در یک سیکل ترمودینامیکی سیال عامل تغییر فاز ندهد و پیوسته در فاز گازی بماند سیکل را از نوع گازی می‌نامند مانند سیکل توربین گازی و یا سیکل موتور جت.



سیکل موتور



سیکل یخچال

سیکلها را می توان به دو دسته سیکلهای بسته و باز تقسیم کرد. در سیکل بسته سیال عامل در انتهای سیکل به حالت اولیه خود باز می گردد و از سیکل خارج نمی شود مانند سیکل نیروگاه بخار در حالی که در سیکل باز سیال عامل در انتهای سیکل از سیکل خارج می شود و اصطلاحاً گفته می شود سیال عامل تجدید می شود مانند سیکل موتور احتراق داخلی.

سیکل قدرت یا توانی (Power Cycle)

از سیکل قدرت برای تولید کار با استفاده از حرارت استفاده می شود. سیکل های قدرت را که اصطلاحاً موتور می نامند به دو دسته موتورهای احتراق خارجی (External Combustion Engine) و موتورهای احتراق داخلی (Internal Combustion Engine) تقسیم می کنند. تفاوت این دو در این است که در موتورهای احتراق داخلی فرآیند احتراق در داخل موتور صورت می گیرد، مانند موتور دیزل یا موتور اتومبیل، در حالی که در موتورهای احتراق خارجی فرآیند احتراق در خارج از موتور صورت می گیرد مانند نیروگاهها.

راندمان سیکل حرارتی (Efficiency)

طبق تعریف راندمان حرارتی از تقسیم کار خالص بدست آمده از سیکل موتور به کل گرمای داده شده به سیکل بدست می آید.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_H}$$

راندمان همواره بین صفر و یک خواهد بود (و یا بر حسب درصد بین صفر و ۱۰۰).

انواع سیکلهای توانی (قدرت)

سیکلهای توانی انواع مختلفی دارند که مهمترین آنها عبارتند از کارنو، رانکین، اتو، دیزل، اربکسون، استرلینگ، و برایتون.

سیکل توانی کارنو (Carnot Power Cycle)

سیکل کارنو یک سیکل ایدآل ترمودینامیکی است که در سال ۱۸۰۷ توسط دانشمند فرانسوی سدی کارنو مطرح شد این سیکل را هم به عنوان یک سیکل توانی می توان مطرح کرد و هم به عنوان یک سیکل تبرید.

این سیکل از این رو ایدآل نامیده می شود که در عمل نمی توان به آن دست یافت در ترمودینامیک ۱ بیان شد که راندمان سیکل کارنو بیشتر از راندمان هر سیکل دیگری است که بین همان دو منبع دمایی کار می کند.

همچنین بیان شد که راندمان این سیکل تنها به دماهای بالا و پایین سیکل بستگی دارد و مستقل از نوع سیال عامل است. این سیکل چنانچه به عنوان یک سیکل توانی به کار رود از فرآیندهای زیر تشکیل می شود:

۱. انتقال حرارت در دمای ثابت و بازگشت پذیر

در این فرآیند در دمای ثابت، گرما از منبع خارجی به سیال عامل انتقال می یابد و سیال عامل از فاز مایع اشباع به بخار اشباع تبدیل می شود. (فرایند ۱ تا ۲)

۲. فرآیند آدیباتیک پذیر (آیزنتروپیک)

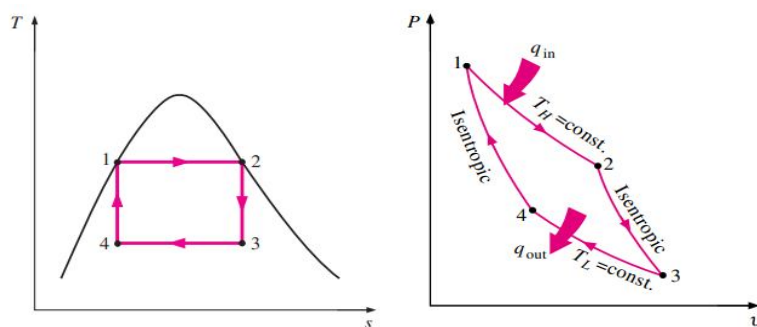
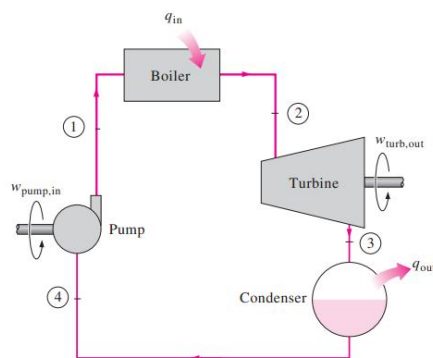
در این فرآیند سیال عامل به صورت آیزنتروپیک (آنتروپی ثابت) در توربین کار انجام می دهد و سیال عامل از فاز بخار اشباع به حالت دو فاز تغییر می یابد. (فرایند ۲ تا ۳)

۳. فرآیند انتقال حرارت در دمای ثابت و بازگشت پذیر

در این فرآیند در دمای ثابت سیال عامل به محیط گرما پس می دهد و سیال عامل از حالت دو فاز نزدیک به بخار اشباع به حالت دو فاز نزدیک به مایع اشباع در می آید. (فرایند ۳ تا ۴)

۴. فرآیند آدیباتیک بازگشت پذیر (آیزنتروپیک)

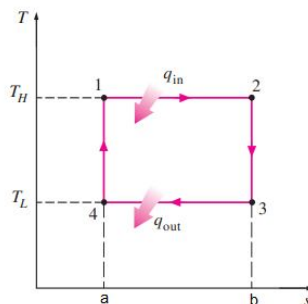
در این فرآیند سیال عامل با ورود به پمپ به صورت آیزنتروپیک (آنتروپی ثابت) فشار آن افزایش می یابد و از حالت دو فاز نزدیک به مایع اشباع به حالت کاملاً اشباع تغییر می یابد. (فرایند ۴ تا ۱)



سیکل کارنو به دلایل زیر قابلیت اجرایی ندارد و در عمل نمی توان به آن رسید:

اول این که در حالت ورود به پمپ آب به ناچار در ناحیه دو فاز قرار می گیرد که این مسئله مشکلاتی را برای پمپ به همراه خواهد داشت و دیگر آنکه در خروجی توربین کیفیت بخار بسیار پایین است که این مسئله باعث افزایش رطوبت در پره های توربین و نهایتاً خوردگی پره ها می شود. حتی اگر از این دو مشکل هم صرف نظر کنیم باتوجه به اینکه خروجی بویلر در حالت بخار اشباع قرار دارد تولید شده توسط این سیکل علیرغم بالا بودن راندمان، پایین است.

یک سیکل کارنو مطابق شکل زیر در نظر بگیرید:



به طور کلی در یک سیکل بازگشت پذیر مساحت زیر نمودار فرآیند جذب گرما در نمودار T-S برابر کل گرمای داده شده به سیال عامل در طی سیکل و مساحت زیر نمودار فرآیند دفع حرارت برابر مقدار حرارت دفع شده از سیکل است، همچنین سطح داخل نمودار T-S بیانگر کار تولیدی خالص در طی سیکل است. با معکوس کردن جهت فرآیندها در نمودار T-S سیکل کارنو (جهت پادساعتگرد) می توان به سیکل کارنو تبرید دست یافت که شرح آن در مبحث سیکلهای تبرید خواهد آمد.

فرض می کنیم دبی جرمی سیکل واحد باشد، از ترمودینامیک ۱ می دانیم در فرآیند دماثابت بازگشت پذیر $\Delta s = \frac{q}{T}$ پس برای فرایندهای ۱ تا ۲ و ۳ تا ۴ می توان نوشت:

$$s_2 - s_1 = \frac{q_{in}}{T_H} \Rightarrow q_{in} = q_H = T_H (s_2 - s_1) = A_{a-1-2-b-a}$$

$$s_4 - s_3 = \frac{-q_{out}}{T_L} \Rightarrow q_{out} = q_L = T_L (s_3 - s_4) = A_{a-4-3-b-a}$$

کار خالص و راندمان سیکل بصورت زیر بدست می آیند:

$$w_{net} = w_{turbine} - w_{pump} = q_H - q_L = A_{a-1-2-b-a} - A_{a-4-3-b-a} = A_{1-2-3-4-1}$$

$$\eta = 1 - \frac{q_L}{q_H} = \frac{w_{net}}{q_H} = \frac{A_{1-2-3-4-1}}{A_{a-1-2-b-a}}$$

$$\frac{q_L}{q_H} = \frac{T_L (s_3 - s_4)}{T_H (s_2 - s_1)}$$

اما

$$s_2 = s_3$$

$$s_1 = s_4$$

در نتیجه:

$$\frac{q_L}{q_H} = \frac{T_L}{T_H}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

دقت داشته باشید دماها در این رابطه حتما بر حسب کلوین باید بیان شوند. در صورتیکه دبی جرمی برابر \dot{m} باشد در روابط حرارت جذب شده، دفع شده و کار خالص \dot{m} ضرب می شود.

تمرین

یک موتور حرارتی را در نظر بگیرید که در سیکل کارنو و بین دو منبع با درجه حرارت های 1000C و 0C کار می کند. اگر این موتور 1000kJ/kg حرارت از منبع با درجه حرارت بالا دریافت کند،

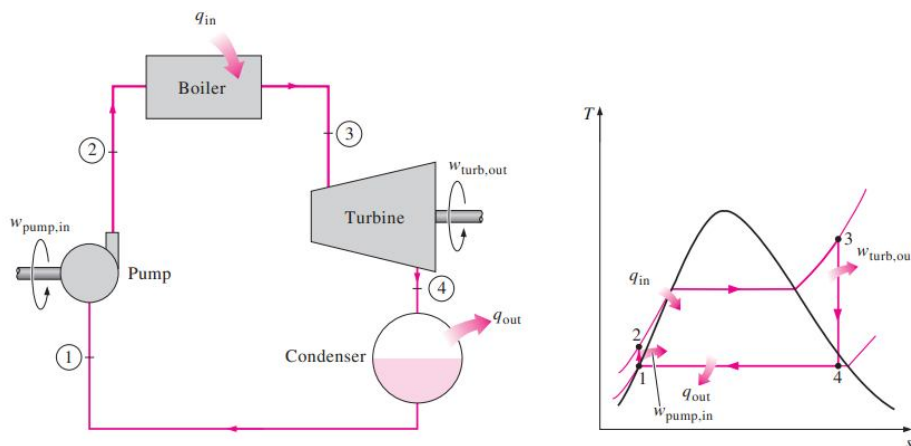
- الف) سیکل را روی نمودار $T-S$ نشان دهید.
- ب) مقدار کار خالص و کارایی سیکل را محاسبه کنید.
- ج) تغییر انتروپی منابع درجه حرارت بالا و پایین را بدست آورید.

جلسه دوم

سیکل رانکین (Rankine Cycle)

سیکل رانکین سیکل ساده نیروگاه بخار است. فرآیندهای این سیکل بشرح زیر است:

۱. فرآیند آدیاباتیکی بازگشت پذیر: در طی این فرآیند فشار سیال عامل با ورود به پمپ افزایش می یابد و فرآیند به صورت آدیاباتیکی برگشت پذیر است، یعنی مقدار آنترپی در طی این تحول ثابت می ماند. (فرآیند ۱ تا ۲)
 ۲. فرآیند جذب حرارت در فشار ثابت: طی این فرآیند که در بویلر فشار ثابت رخ می دهد سیال عامل با جذب گرما از بویلر از حالت مایع متراکم (مادون سرد) به حالت بخار مافوق گرم در می آید. (فرآیند ۲ تا ۳)
 ۳. فرآیند انبساط آیزنتروپیک: طی این تحول که در توربین آدیاباتیکی انجام می شود فشار سیال عامل افت پیدا می کند. انرژی سیال عامل باعث چرخش پره های توربین می شود، با خروج از توربین سیال عامل به حالت دو فازی در می آید که در مواردی ممکن است بخار اشباع یا حتی بخار مافوق گرم هم باشد. (فرآیند ۳ تا ۴)
 ۴. فرآیند دفع حرارت: آخرین فرآیند در سیکل رانکین فرآیند دفع حرارت در فشار ثابت می باشد که این فرآیند در کندانسور (چگالنده) رخ می دهد. در طی این فرآیند سیال عامل به حالت اولیه خود در شروع سیکل یعنی مایع اشباع در می آید. (فرآیند ۴ تا ۱)
- نمودار T-S این سیکل بصورت زیر است:



سیکل رانکین یک سیکل عملی است. این سیکل چنانچه به صورت مراحل فوق انجام شود ایدآل نامیده می شود، عواملی وجود دارد که باعث انحراف سیکل از وضعیت ایدآل می شود که در آینده به آنها اشاره خواهد شد.

روابط مربوط به سیکل رانکین (تجزیه و تحلیل سیکل رانکین)

منظور از تجزیه و تحلیل یک سیکل، تعیین کار و انتقال حرارت در بخشهای مختلف و نهایتاً محاسبه راندمان آن است که برای این منظور باید انتالپی در نقاط مختلف آن را بدست آورد.

نقطه ۱: مایع اشباع

$$v_1 = v_f|_{P_1 \text{ or } T_1} \quad h_1 = h_f|_{P_1 \text{ or } T_1}$$

نقطه ۲: مایع متراکم

$$h_2 = h_1 + v_1(P_2 - P_1)$$

نقطه ۳: بخار مافوق گرم

با داشتن دو خاصیت دما و فشار و با مراجعه به جدول مافوق گرم انتالپی و انتروبی خوانده می شود.

$$T_3 \text{ and } P_3 \rightarrow h_3 \text{ and } s_3$$

نقطه ۴: دوفازی (در مواردی خاص ممکن است سیال عامل در فاز بخار اشباع یا مافوق گرم هم باشد).

$$s_4 = s_3$$

$$P_4 = P_1$$

ابتدا کیفیت در نقطه ۴ از رابطه زیر بدست می آید:

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f|_{P_4}}{s_{fg}|_{P_4}}$$

نقطه ۴ در حالت دو فازی است اگر $x_4 < 1$ و در حالت بخار اشباع است اگر $x_4 = 1$ و اگر $x_4 > 1$ در حالت بخار مافوق گرم است.

اگر سیال عامل در حالت دوفازی یا بخار اشباع باشد از رابطه زیر انتالپی بدست می آید:

$$h_4 = h_f|_{P_4} + x_4 h_{fg}|_{P_4}$$

و اگر در حالت بخار مافوق گرم باشد با دو خاصیت انتروبی و فشار و به کمک جدول بخار مافوق گرم انتالپی خوانده می شود.

نرخ کار پمپ:

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

نرخ انتقال حرارت در بویلر:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

نرخ کارتورین:

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_3 - h_4)$$

نرخ انتقال گرما از کندانسور:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_4 - h_1)$$

نرخ کار خالص:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L$$

راندمان:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L}{\dot{Q}_H}$$

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{m}(h_4 - h_1)}{\dot{m}(h_3 - h_2)}$$

$$\eta = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

راندمان سیکل رانکین بر خلاف سیکل کارنو به نوع سیال عامل بستگی دارد زیرا انتالپی به نوع سیال بستگی دارد.

تمرین

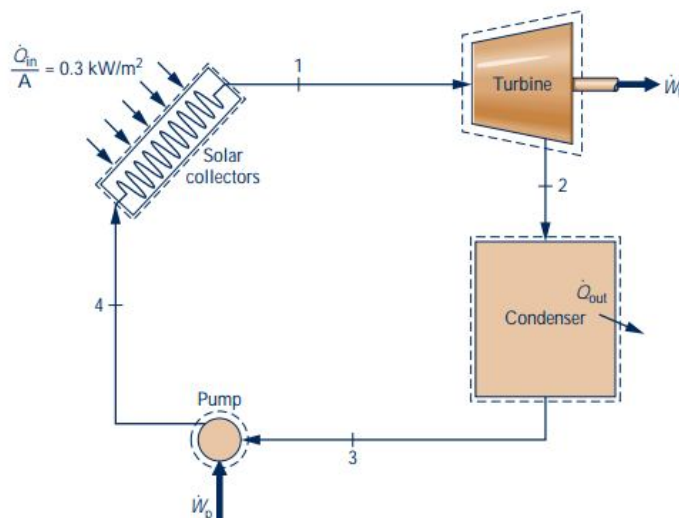
در یک سیکل رانکین که با بخار آب کار می کند فشار چگالنده 10kPa و دما و فشار خروجی از بویلر بترتیب 300C و 2MPa است. راندمان سیکل را حساب کنید.

تمرین

یک نیروگاه بخاری که در سیکل ایدال رانکین کار می کند دارای فشار بالای 5 MPa و فشار پایین 15 kPa است. مینیمم کیفیت در خروجی توربین باید 95% و قدرت تولید شده در توربین باید 7.5 MW باشد، دمای خروجی از بویلر و آهنگ کل جرم را بیابید.

تمرین

شکل زیر اطلاعات مربوط به سیکل رانکین یک نیروگاه خورشیدی که با فرئون 134a کار می کند را نشان می دهد. توربین و پمپ هر دو آدیاباتیک فرض می شوند. نرخ حرارت جذب شده از خورشید توسط کلکتورهای خورشیدی 0.3kW بر متر مربع از سطح کلکتور است. 60 درصد از حرارت دریافتی از کلکتور جذب فرئون می شود. مساحت سطح کلکتور خورشیدی را بر حسب مترمربع به ازای هر کیلووات توان تولیدی توسط نیروگاه تعیین کنید.



State	p (bar)	h (kJ/kg)	x
1	18	276.83	1
2	7	261.01	0.9952
3	7	86.78	0
4	18	87.93	—

روشهای افزایش راندمان سیکل رانکین

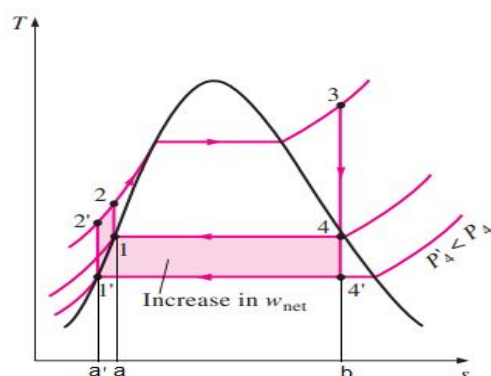
برای افزایش راندمان سیکل رانکین روشهای متعددی وجود دارد که این روشها را در ادامه بررسی خواهیم کرد. با توجه به اینکه $\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_H}$ است، لذا هر عملی که بتوان انجام داد تا در مقدار حرارت جذب شده ثابت، کار تولیدی افزایش یابد یا نسبت افزایش کار تولیدی به افزایش حرارت جذب شده بیشتر از نسبت کار تولیدی به حرارت جذب شده اولیه باشد منجر به افزایش راندمان سیکل خواهد شد.

کاهش فشار کندانسور

با کاهش فشار کندانسور مطابق شکل از (1-4) به (1'-4') بر مقدار کار خالص سیکل به اندازه سطح هاشورخورده (1-4-4'-1'-2'-2-a-a') افزوده می شود، اگرچه به اندازه سطح (a'-2'-2-a-a') مقدار حرارت جذب شده سیکل افزایش می یابد ولی افزایش مقدار کار بیش از افزایش انتقال حرارت است در نتیجه راندمان سیکل اندکی افزایش می یابد.

این روش معایبی دارد که عبارتند از:

۱. با کاهش فشار پایین سیکل نقطه 4 به نقطه 4' تبدیل می شود و چون نقطه 4' فاصله بیشتری از خط بخار اشباع نسبت به نقطه 4 دارد لذا کیفیت کاهش می یابد، کاهش کیفیت به معنای افزایش رطوبت در طبقات پایین توربین است و می دانیم که رطوبت باعث خوردگی زود هنگام پره ها می شود.



۲. کاهش فشار کندانسور امکان نشت هوا به درون آن را فراهم می نماید.

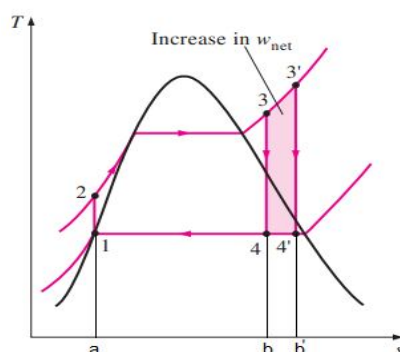
علاوه بر دو اشکال فوق، این روش یک محدودیت هم دارد. کاهش فشار کندانسور منجر به کاهش دمای بخار ورودی به آن می شود و در نتیجه اختلاف دمای بین بخار ورودی و آب خنک کننده ورودی به کندانسور از طرف دریاچه کم می شود. کاهش اختلاف دما باعث عدم انتقال حرارت مناسب در کندانسور می شود که این امر ممکن است باعث شود سیال خروجی از کندانسور در ناحیه دو فازی قرار گیرد (بجای اینکه تماماً به مایع تبدیل شود) که این مشکلاتی را برای پمپ به همراه خواهد داشت.

تمرین

در نظر است که اثر فشار خروجی توربین و عملکرد سیکل بخار رنکین تعیین شود. بخار آب در 3.5MPa و 350C وارد توربین می شود. کارایی حرارتی سیکل و محتوی رطوبت بخار آب خروجی از توربین را برای فشارهای خروجی توربین 5kPa، 10kPa، 50kPa و 100kPa بدست آورید. در ازای فشار ورودی توربین و درجه حرارتی که ذکر شد، نمودار کارایی حرارتی بر حسب فشار خروجی توربین را رسم کنید.

افزایش دمای بیشینه سیکل

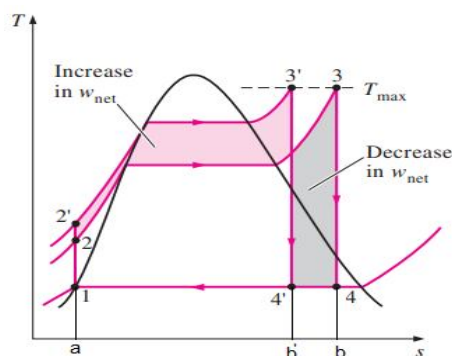
با افزایش دمای بیشینه سیکل (دمای خروجی بویلر) مطابق شکل به اندازه سطح $(3-3'-4'-4-3)$ بر مقدار کار و به اندازه سطح $(3-3'-b'-b-3)$ بر مقدار حرارت منتقل شده افزوده می شود. چون نسبت سطح اول به سطح دوم از نسبت کار خالص به حرارت منتقل شده در بقیه سیکل بیشتر است لذا راندمان افزایش خواهد یافت. همچنین مطابق شکل کیفیت بخار خروجی از توربین زیاد می شود و این یکی از مزایای این روش است. اما به دلیل محدودیت های متالورژیکی نمی توان دما را از حد معینی افزایش داد زیرا باعث اعوجاج و تغییر شکل در پره ها می شود. در حال حاضر بیشترین دمایی که پره های توربین بخار قادر به تحمل آن هستند 620°C می باشد که البته برای اطمینان باید تلاش کرد دما از 590°C بیشتر نشود.



تمرین

بخار آب در 3.5MPa وارد توربین می شود و در 10kPa از آن بیرون می آید. کارایی حرارتی سیکل و محتوی رطوبت بخار آب خروجی از توربین را برای درجه حرارت های ورودی 250°C ، 350°C ، 450°C و 550°C محاسبه کنید. در ازای فشار ورودی توربین و فشار خروجی ذکر شده، نمودار کارایی حرارتی بر حسب درجه حرارت ورودی توربین را رسم کنید.

افزایش فشار بالای سیکل



یکی دیگر از روش های افزایش راندمان سیکل رانکین افزایش فشار بالای سیکل (فشار بویلر) است. برای این منظور می توان از یک پمپ قویتر استفاده کرد. مطابق شکل مشاهده می شود که حرارت دفع شده به اندازه سطح

$(b' - 4' - 4 - b - b')$ کاهش می یابد. کار خالص به اندازه سطح هاشورخورده بالایی افزایش یافته و به اندازه سطح هاشورخورده سمت راست، کاهش می یابد که این کاهش بدلیل استفاده از یک پمپ قویتر است چون پمپ مصرف کننده انرژی است. چون این دو سطح تقریباً با هم برابرند، بنابراین کار خالص تقریباً ثابت می ماند ولی حرارت دفع شده کاهش یافته است، لذا کارایی سیکل افزایش می یابد.

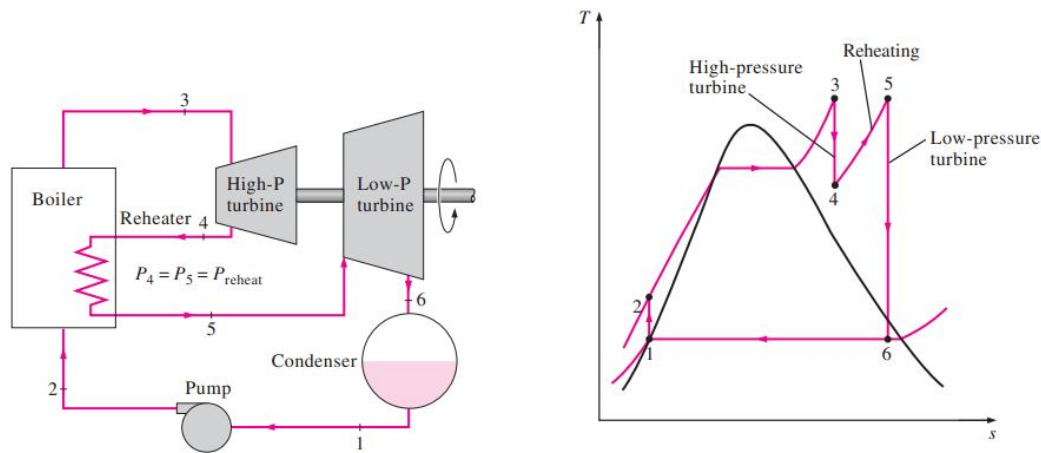
همچنین این روش باعث کاهش کیفیت و در نتیجه افزایش رطوبت در طبقات تحتانی توربین می شود.

تمرین

در نظر است که اثر فشار ورودی توربین و عملکرد سیکل بخار رنکین تعیین شود. بخار آب در 350C وارد توربین می شود و در 10kPa از آن بیرون می آید. کارایی حرارتی سیکل و محتوی رطوبت بخار آب خروجی از توربین را برای فشارهای ورودی توربین 1MPa ، 3.5MPa ، 6MPa و 10MPa بدست آورید. در ازای درجه حرارت و فشار خروجی داده شده برای توربین، نمودار کارایی حرارتی بر حسب فشار ورودی به توربین را رسم کنید.

جلسه سوم

سیکل گرمایش مجدد (Reheat Cycle)



یکی دیگر از روشهای افزایش راندمان سیکل رانکین که یک روش عملی است و در نیروگاه ها از آن استفاده می شود دوباره گرم کردن بخار آب است که اصطلاحاً گرمایش مجدد نام دارد. اساس کار این روش بر این اصل استوار است که چنانچه بتوان دمای بخار آب را حین کار گرفتن بالا نگه داشت راندمان افزایش می یابد. در این سیکل، بخار آب پس از خروج از بویلر وارد توربین فشار بالا شده و پس از گرفتن کار از آن و انبساط تا فشار معینی مجدداً به سمت بویلر هدایت شده و دمای آن افزایش می یابد در این مرحله بخار وارد توربین فشار پایین می شود و تا فشار پایین سیکل انبساط می یابد در نهایت بخار وارد کندانسور شده و با تبدیل به مایع اشباع سیکل تکمیل می گردد. در حقیقت این سیکل در سه فشار مختلف کار می کند. همچنین کیفیت با این روش افزایش می یابد.

در نیروگاه ها غالباً تا دوبار از این روش استفاده می شود و بیشتر از آن مقرون به صرفه نمی باشد، مقدار افزایش راندمان سیکل در دفعه دوم نصف دفعه اول است. لازم به ذکر است چنانچه بتوان فلزی را یافت که قادر به تحمل دماهای بالا باشد استفاده از روش افزایش دمای بیشینه سیکل بر این روش ترجیح داده می شود زیرا افزایش کارایی بر اثر گرمایش مجدد بسیار کم است. با توجه به نیاز به یک شبکه لوله کشی پیچیده و همچنین استفاده از توربین دو طبقه این روش هزینه بالایی می طلبد.

تجزیه و تحلیل سیکل گرمایش مجدد

نقطه ۱: مایع اشباع

$$v_1 = v_f|_{P_1 \text{ or } T_1} \quad h_1 = h_f|_{P_1 \text{ or } T_1}$$

نقطه ۲: مایع متراکم

$$h_2 = h_1 + v_1(P_2 - P_1)$$

نقطه ۳: بخار مافوق گرم

با داشتن دو خاصیت دما و فشار و با مراجعه به جدول مافوق گرم انتالپی و انتروپی خوانده می شود.

$$T_3 \text{ and } P_3 \rightarrow h_3 \text{ and } s_3$$

نقطه ۴: بخار مافوق گرم (در مواردی خاص ممکن است سیال عامل در فاز بخار اشباع یا دوفازی هم باشد).

$$s_4 = s_3$$

$$P_4 = P_3$$

ابتدا کیفیت در نقطه ۴ از رابطه زیر بدست می آید:

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f|_{P_4}}{s_{fg}|_{P_4}}$$

نقطه ۴ در حالت دو فازی است اگر $x_4 < 1$ و در حالت بخار اشباع است اگر $x_4 = 1$ و اگر $x_4 > 1$ در حالت بخار مافوق گرم است.

اگر در حالت دوفازی یا بخار اشباع باشد از رابطه زیر انتالپی بدست می آید:

$$h_4 = h_f|_{P_4} + x_4 h_{fg}|_{P_4}$$

و اگر در حالت بخار مافوق گرم باشد با دو خاصیت انتروپی و فشار و به کمک جدول بخار مافوق گرم انتالپی خوانده می شود.

نقطه ۵: بخار مافوق گرم

با داشتن دو خاصیت دما و فشار و با مراجعه به جدول مافوق گرم انتالپی و انتروپی خوانده می شود.

$$T_5 \text{ and } P_5 \rightarrow h_5 \text{ and } s_5$$

نقطه ۶: دوفازی (در مواردی خاص ممکن است سیال عامل در فاز بخار اشباع یا مافوق گرم هم باشد).

$$s_6 = s_5$$

$$P_6 = P_5$$

ابتدا کیفیت در نقطه ۶ از رابطه زیر بدست می آید:

$$x_6 = \frac{s_6 - s_f|_{P_6}}{s_{fg}|_{P_6}}$$

نقطه ۶ در حالت دو فازی است اگر $x_6 < 1$ و در حالت بخار اشباع است اگر $x_6 = 1$ و اگر $x_6 > 1$ در حالت بخار مافوق گرم است.

اگر در حالت دوفازی یا بخار اشباع باشد از رابطه زیر انتالپی بدست می آید:

$$h_6 = h_f|_{P_6} + x_6 h_{fg}|_{P_6}$$

و اگر در حالت بخار مافوق گرم باشد با دو خاصیت انتروپی و فشار و به کمک جدول بخار مافوق گرم انتالپی خوانده می شود.

نرخ کار پمپ:

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

نرخ انتقال حرارت در بویلر:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}[(h_3 + h_5) - (h_2 + h_4)]$$

نرخ کار توربین:

$$\dot{W}_t = \dot{m}[(h_3 + h_5) - (h_4 + h_6)]$$

نرخ انتقال گرما از کندانسور:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_6 - h_1)$$

راندمان:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L}{\dot{Q}_H}$$

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{m}(h_6 - h_1)}{\dot{m}[(h_3 + h_5) - (h_2 + h_4)]} \Rightarrow$$

$$\eta = 1 - \frac{h_6 - h_1}{(h_3 + h_5) - (h_2 + h_4)}$$

تمرین

یک سیکل گرمایش مجدد را در نظر بگیرید که در آن از بخار آب بعنوان سیال فعال استفاده شده است. بخار آب در 3.5MPa و 350C وارد توربین فشار بالا می شود و تا 0.8MPa انبساط می یابد. سپس این بخار تا 350C مجدداً گرم می شود و در توربین فشار پایین تا فشار 10kPa منبسط می گردد. کارایی حرارتی سیکل و محتوی رطوبت را در خروج از توربین فشار پایین حساب کنید.

سیکل بازیاب (Regenerative Cycle)

بازیاب وسیله ای است که در قسمتی از سیکل، حرارت را جذب و آن را به بخش دیگری از سیکل انتقال می دهد. در حقیقت می توان گفت بازیاب نوعی مبدل حرارتی (Heat Exchanger) است. سه نوع بازیاب وجود دارد.

سیکل بازیاب ایدآل (Ideal Regenerative Cycle)

بازیاب ایدآل در حقیقت استفاده از توربین به عنوان یک مبدل حرارتی است. بدین ترتیب که سیال پس از خروج از پمپ وارد توربین می شود و چون داخل توربین بدلیل وجود بخار آب، گرم است لذا گرمای بخار را گرفته و در هنگامی که از توربین خارج می شود به حالت مایع اشباع در می آید، سپس سیال عامل وارد بویلر شده و در دمای ثابت به بخار اشباع تبدیل می شود. در ادامه سیال عامل وارد توربین می شود و در توربین پس از انجام کار بدلیل از دست دادن حرارت به خروجی پمپ، دچار کاهش شدید کیفیت شده و نهایتاً پس از عبور از کندانسور به حالت مایع اشباع در آمده و سیکل تکمیل می شود.

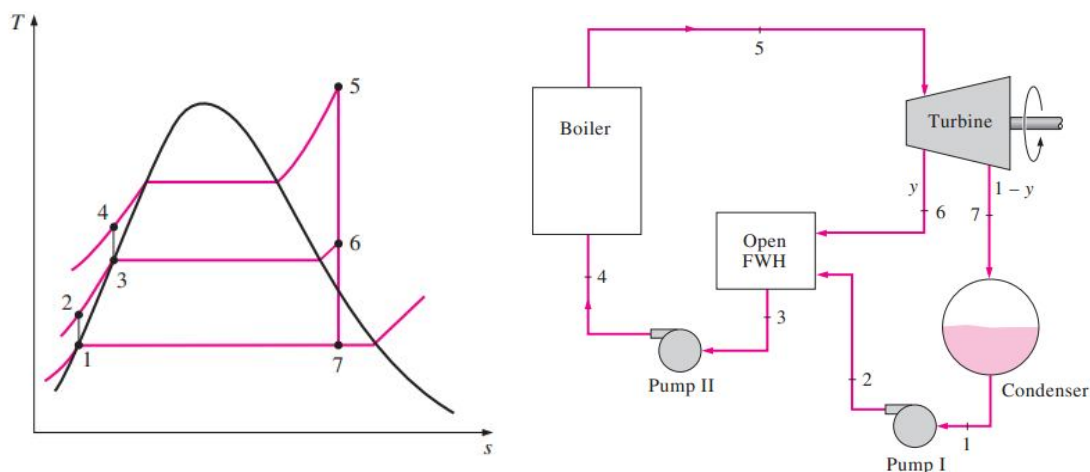
از لحاظ عملی توربین نمی تواند نقش یک مبدل حرارتی را بازی کند و از طرفی کاهش شدید کیفیت بخار خروجی از توربین استفاده از توربین بعنوان یک بازیاب را غیر ممکن می سازد.

سیکل گرمایش باز آب تغذیه (Open Feedwater Heater Cycle)

اساس کار سیکل گرمایش باز آب تغذیه به شرح زیر است:

در این سیکل از یک گرمکن به منظور گرم نمودن آب قبل از ورود به بویلر استفاده می شود بخشی از بخار برداشت شده از توربین، گرمای لازم برای گرمکن را تامین می نماید. در ابتدا آب در فاز مایع اشباع وارد پمپ ۱ می شود و به

حالت مایع متراکم در می آید، سپس به منظور افزایش دما وارد گرم کن می شود. این گرمکن از نوع باز است یعنی تماس بین بخار برداشت شده از توربین و آب در گرمکن از نوع مستقیم است لذا مقدار انتقال حرارت یعنی حرارتی که بخار به آب می دهد و باعث گرم شدن آن می شود بالاست و این یکی از مزیت های این سیکل است. آب گرم می شود ولی برای ادامه حرکت به فشار نیاز دارد بنابراین از پمپ دیگری در مدار استفاده می شود. پمپ شماره ۲ آب را به حالت مایع متراکم قبل از ورود به بویلر درمی آورد. این پمپ در حقیقت آب گرمتری را نسبت به پمپ قبلی پمپاژ می کند. اکنون آب که گرم شده است وارد بویلر می شود و با جذب حرارت از یک منبع خارجی به بخار مافوق گرم تبدیل شده و وارد توربین می شود بخشی از بخار بعد از انجام کار به منظور تامین گرما در گرمکن از توربین برداشت می شود (y) مقدار بخار برداشتی از توربین باید به اندازه ای باشد که آب خروجی از گرمکن را به حالت مایع اشباع در آورد. باقیمانده بخار (بخاری که از توربین برداشت نشده است) طی مسیرعادی حرکت خود وارد کندانسور میشود ($\dot{m} - y$) و در کندانسور با از دست دادن حرارت تبدیل به مایع اشباع می شود گرمایش باز آب تغذیه تکمیل می شود.



شماتیکی از سیکل گرمایش باز آب تغذیه به همراه نمودار دما آنترنپی که فرض شده است دبی جریان ۱ کیلوگرم بر ثانیه باشد.

تجزیه و تحلیل سیکل گرمایش باز آب تغذیه

نقطه ۱: مایع اشباع

$$v_1 = v_f|_{P_1 \text{ or } T_1} \quad h_1 = h_f|_{P_1 \text{ or } T_1}$$

نقطه ۲: مایع متراکم

$$h_2 = h_1 + v_1(P_2 - P_1)$$

نقطه ۳: مایع اشباع

$$P_2 = P_3 = P_6$$

$$v_3 = v_f|_{P_3 \text{ or } T_3}$$

$$h_3 = h_f|_{P_3 \text{ or } T_3}$$

نقطه ۴: مایع متراکم

$$P_4 = P_5$$

$$h_4 = h_3 + v_3(P_4 - P_3)$$

نقطه ۵: بخار مافوق گرم

با داشتن دو خاصیت دما و فشار و با مراجعه به جدول مافوق گرم انتالپی و انتروپی خوانده می شود.

$$T_5 \text{ and } P_5 \rightarrow h_5 \text{ and } s_5$$

نقطه ۶: بخار مافوق گرم (در مواردی خاص ممکن است سیال عامل در فاز بخار اشباع یا دوفازی هم باشد).

$$s_6 = s_5$$

$$P_6 = P_2 = P_3$$

ابتدا کیفیت در نقطه ۶ از رابطه زیر بدست می آید:

$$x_6 = \frac{s_6 - s_f|_{P_6}}{s_{fg}|_{P_6}}$$

نقطه ۶ در حالت دو فازی است اگر $x_6 < 1$ و در حالت بخار اشباع است اگر $x_6 = 1$ و اگر $x_6 > 1$ در حالت بخار مافوق گرم است.

اگر در حالت دوفازی یا بخار اشباع باشد از رابطه زیر انتالپی بدست می آید:

$$h_6 = h_f|_{P_6} + x_6 h_{fg}|_{P_6}$$

و اگر در حالت بخار مافوق گرم باشد با دو خاصیت انتروپی و فشار و به کمک جدول بخار مافوق گرم انتالپی خوانده می شود.

در این مرحله با نوشتن معادله بقای انرژی برای گرمکن مقدار بخار برداشت شده از توربین (y) بدست می آید:

$$yh_6 + (\dot{m} - y)h_2 = \dot{m}h_3$$

نقطه ۷: دوفازی (در مواردی خاص ممکن است سیال عامل در فاز بخار اشباع یا مافوق گرم هم باشد).

$$s_7 = s_5$$

$$P_7 = P_1$$

ابتدا کیفیت در نقطه ۷ از رابطه زیر بدست می آید:

$$x_7 = \frac{s_7 - s_f|_{P_7}}{s_{fg}|_{P_7}}$$

نقطه ۷ در حالت دو فازی است اگر $x_7 < 1$ و در حالت بخار اشباع است اگر $x_7 = 1$ و اگر $x_7 > 1$ در حالت بخار مافوق گرم است.

اگر در حالت دوفازی یا بخار اشباع باشد از رابطه زیر انتالپی بدست می آید:

$$h_7 = h_f|_{P_7} + x_7 h_{fg}|_{P_7}$$

و اگر در حالت بخار مافوق گرم باشد با دو خاصیت انتروپی و فشار و به کمک جدول بخار مافوق گرم انتالپی خوانده می شود.

نرخ کار پمپ ۱:

$$\dot{W}_{P1} = (\dot{m} - y)(h_2 - h_1)$$

نرخ کار پمپ ۲:

$$\dot{W}_{P2} = \dot{m}(h_4 - h_3)$$

نرخ انتقال حرارت در بویلر:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_5 - h_4)$$

نرخ کار توربین:

$$\dot{W}_t = \dot{m}h_5 - y h_6 - (\dot{m} - y)h_7$$

نرخ انتقال گرما از کندانسور:

$$\dot{Q}_L = (\dot{m} - y)(h_7 - h_1)$$

راندمان:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{W}_t - (\dot{W}_{P1} + \dot{W}_{P2})}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L}{\dot{Q}_H}$$

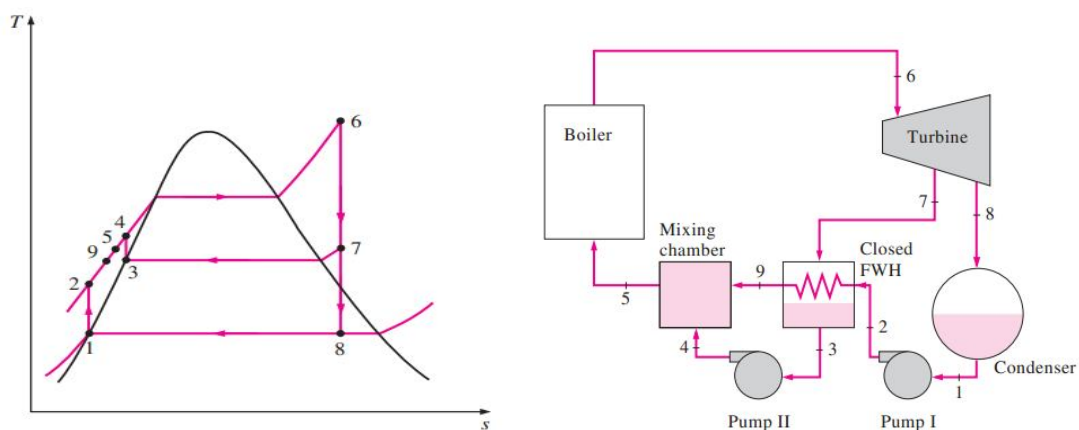
$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{(\dot{m} - y)(h_7 - h_1)}{\dot{m}(h_5 - h_4)}$$

$$\eta = 1 - \frac{(\dot{m} - y)(h_7 - h_1)}{\dot{m}(h_5 - h_4)}$$

تمرین

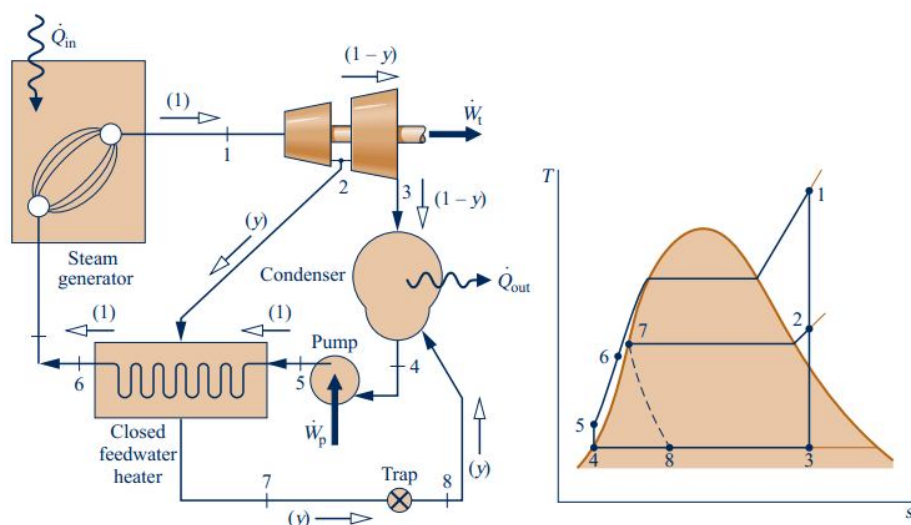
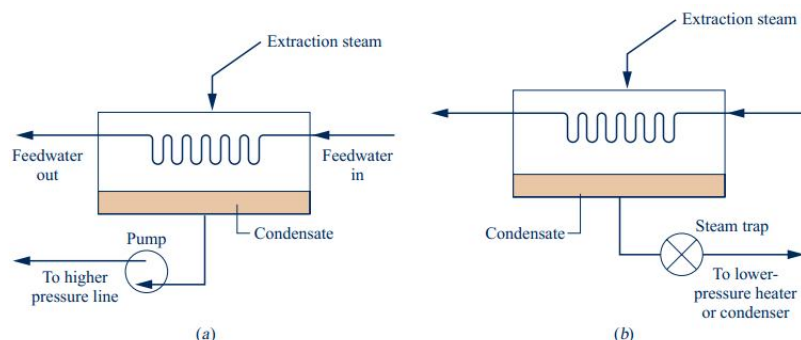
در یک سیکل بخار با گرمکن باز آب تغذیه، بخار آب در 3 MPa و 400°C وارد توربین و در 10 kPa وارد کندانسور می شود. بخار آب در 0.8 MPa از توربین برای گرمکن باز آب تغذیه استخراج می شود. آب تغذیه به صورت مایع اشباع از گرم کن خارج می شود. برای آب خروجی از کندانسور و گرم کن آب تغذیه از پمپ هایی مناسب استفاده می شود. بازده گرمایی سیکل و کار خالص را به ازای هر کیلوگرم بخار آب بیابید.

سیکل گرمایش بسته آب تغذیه (Closed Feedwater Heater Cycle)



در گرمکن بسته آب تغذیه تماس بین مایع و بخار برداشتی از توربین غیر مستقیم است. آب در گرمکن در لوله جریان دارد و بخار در پوسته. لذا انتقال حرارت در این حالت نسبت به حالت گرمکن نوع باز کمتر است. بخار آب در پوسته بر اثر تماس با لوله آب، چگالیده شده و در ته گرمکن جمع می شود سپس توسط پمپ شماره ۲ به یک محفظه اختلاط هدایت شده و با آب گرم شده خط اصلی ترکیب می شود (حالت a شکل زیر) همچنین می توان بخار آب چگالیده را به

سمت یک تله بخار (Steam Trap) هدایت کرد تا بخار آن جدا شده و سیال باقیمانده به کندانسور فرستاده شود در این حالت نیازی به استفاده از پمپ دوم نیست (حالت b) بقیه سیکل شبیه حالت گرمکن نوع باز است.



تمرین

تمرین قبل را با فرض اینکه بجای گرمکن باز آب تغذیه از گرمکن بسته آب تغذیه استفاده شده باشد، حل کنید. برای پمپ کردن آب خروجی از چگالنده تا فشار 3MPa فقط از یک پمپ استفاده شده است.

مقایسه سیکل گرمایش بسته آب تغذیه و گرمایش باز آب تغذیه

- ۱- توان مصرفی پمپها در گرمایش بسته آب تغذیه کمتر از توان مصرفی در گرمکن نوع باز است.
- ۲- در گرمایش بسته آب تغذیه با توجه به غیر مستقیم بودن تماس بخار با آب، امکان متفاوت بودن فشار وجود دارد در حالی که در نوع گرمایش باز آب تغذیه، بخار و آب هم فشار هستند.
- ۳- به دلیل غیر مستقیم بودن تماس بین بخار و مایع، انتقال حرارت در سیکل گرمایش بسته آب تغذیه نسبت به نوع باز کمتر است.
- ۴- گرمکن بسته آب تغذیه به شبکه لوله کشی پیچیده ای نیاز دارد لذا سرویس و نگهداری آن پرهزینه تر و مشکلتر از نوع باز است.

جلسه چهارم

عوامل انحراف سیکل رانکین از حالت ایدال

تا اینجا حالت ایدال سیکل رانکین یعنی بدون در نظر گرفتن افتها و با فرض برگشت پذیر بودن تمام فرایندها بررسی شد.

همانگونه که قبلاً بیان شد عواملی وجود دارد که باعث انحراف سیکل رانکین از حالت ایدال می شود.

این عوامل را می توان به صورت زیر بیان کرد:

۱- فرآیند در پمپ واقعاً بازگشت پذیر نیست زیرا اصطکاک سیال همیشه وجود دارد و اصطکاک یکی از عوامل

بازگشت ناپذیری است و از طرفی فرآیند پمپاژ همراه با اندکی انتقال حرارت می باشد لذا در این فرآیند انتروپی

اندکی افزایش می یابد.

۲- در بویلر فرآیند کاملاً فشار ثابت نیست، فشار به دلیل وجود اصطکاک اندکی کاهش خواهد یافت و فرآیند

جذب حرارت در دیگ بخار با بازگشت نا پذیرهای زیادی همراه است.

۳- توربین ها به طور کامل آدیاباتیک نیستند و فرآیند انبساط در توربین به صورت ایزنتروپیک انجام نمی شود لذا

در توربین انتروپی اندکی افزایش می یابد.

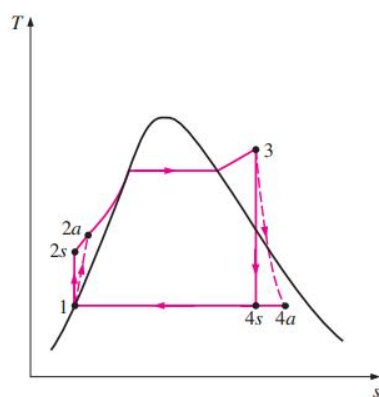
۴- دفع حرارت در کندانسور در فشار ثابت انجام نمی شود و به دلیل وجود اصطکاک در کندانسور مقداری افت

فشار وجود دارد.

۵- با توجه به اینکه لوله های رابط معمولاً به طور کامل عایق نیستند، افت حرارت از لوله ها اجتناب ناپذیر است.

با در نظر گرفتن این افتها راندمان سیکل رانکین اندکی کاهش می یابد.

نمودار T-S فرایندهای پمپ و توربین سیکل رانکین واقعی بصورت زیر است:



راندمان پمپ برابر نسبت کار ایدال به کار حالت واقعی است چون در حالت ایدال پمپ کار کمتری مصرف می کند و

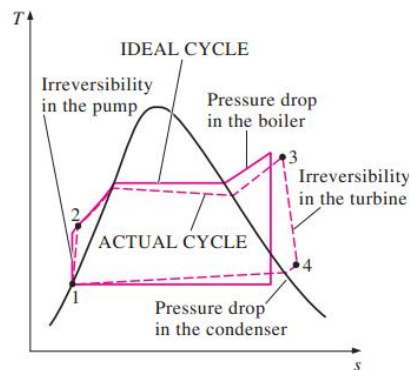
راندمان توربین برابر نسبت کار واقعی به کار حالت ایدال است چون در حالت ایدال توربین کار بیشتری تولید می کند.

$$\eta_p = \frac{W_{ideal}}{W_{actual}} = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_{2a}}$$

$$\eta_t = \frac{W_{actual}}{W_{ideal}} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$

راندمان پمپ ها بالا و معمولاً بیشتر از 90% بوده و هرچه پمپ ساختمان بزرگتری داشته باشد راندمان بالاتری هم خواهد داشت. توربین ها همچون پمپ ها راندمان بالایی دارند و راندمان توربین ها معمولاً بالای 85% است.

مقایسه نمودار دما انتروپی یک سیکل ایدال رانکین با حالت واقعی



تمرین

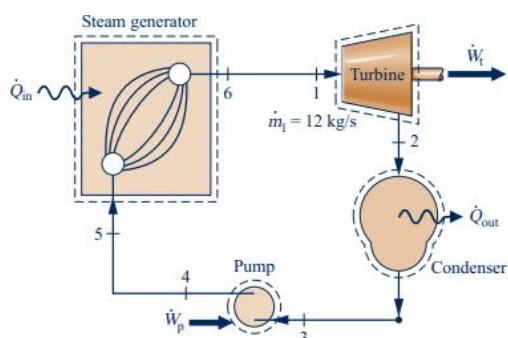
در یک نیروگاه با سیکل گرمایش مجدد، بخار آب در 5 MPa و 450°C وارد توربین فشار بالا شده و تا 0.5 MPa منبسط می گردد، سپس تا 450°C مجدداً گرم می شود. در مرحله بعد در توربین فشار پایین تا 7.5 kPa منبسط می شود. آب مایع از چگالنده در 30°C خارج شده تا فشار 5 MPa پمپ و مجدداً به مولد بخار باز می گردد. هر توربین آدیباتیک بوده و کارایی ایزنتروپیک معادل 87% دارد. کارایی پمپ 82% است. اگر کل توان خروجی از توربین 10000 kW باشد، تعیین کنید:

- الف) دبی جرمی بخار
- ب) توان ورودی پمپ
- ج) کارایی حرارتی نیروگاه

تمرین

اطلاعات نقاط مختلف یک سیکل نیروگاهی که با بخار آب کار می کند در شکل زیر داده شده است، اگر دبی جرمی 12 kg/s باشد و پمپ و توربین بازگشت پذیر نباشند:

- الف) راندمان حرارتی نیروگاه را بیابید.
- ب) راندمان پمپ و توربین را بدست آورید.



State	p	$T(^{\circ}\text{C})$	h (kJ/kg)
1	6 MPa	500	3422.2
2	10 kPa	---	1633.3
3	10 kPa	Sat.	191.83
4	7.5 MPa	---	199.4
5	7 MPa	40	167.57
6	6 MPa	550	3545.3

سیکل تبرید (Refrigeration Cycle)

هدف سیکل تبرید ایجاد سرما است در سیکل تبرید به سیال عامل مبرد (Refrigerant) می گویند.

مبردها انواع مختلفی دارند از قبیل: R-11, R-12, R-22, R-134a, R-502 و NH_3

تمام مبردهای فوق بغیر از آمونیاک را CFCها می نامند. عیب آمونیاک در سمی بودن آن است که باعث می شود در مصارف خانگی بکار نرود. هزینه کم، ضریب عملکرد بالا، خواص ترمودینامیکی مطلوبتر و ضرایب انتقال حرارت بیشتر، آشکار سازی بهتر در موقع نشت و عدم تاثیر بر لایه اوزون از مزایای آمونیاک است.

CFCها یا کلروفلورکربنها در دمای محیط پایداری شیمیایی خوبی دارند. مخصوصا آن دسته که فاقد اتمهای هیدروژن هستند. بنابراین چنانچه در محیط نشت کنند سالیان درازی طول می کشد تا به لایه های بالایی اتمسفر رسیده و در آنجا تجزیه شوند و در نتیجه تولید کلرین نمایند که ماده ای مخرب برای لایه محافظ اوزون می باشد.

CFCهای حاوی اتم هیدروژن که آنها را HCFC هم می نامند همانند R-22 دارای عمر کوتاهتری در جو بوده و تجزیه می شوند. مناسبترین مبردها HFC هستند که فاقد اتم کلر می باشند.

مشخصات یک مبرد مناسب عبارتند از:

۱. غیر سمی باشد.
۲. اشتعال ناپذیر باشد.
۳. غیر خورنده باشد.
۴. ضریب عملکرد بالایی داشته باشد.
۵. پایداری شیمیایی خوبی داشته باشد.
۶. انتالپی تبخیر آن بالا باشد.
۷. قابل دسترس و هزینه آن کم باشد.

ضریب عملکرد (Coefficient of Performance)

برای سیکل های تبرید به جای راندمان، ضریب عملکرد که مطابق با رابطه زیر تعریف می شود، بکار می رود:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_C} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L}$$

در حقیقت ضریب عملکرد برابر نسبت سرمای ایجاد شده به کار مصرف شده است. ضریب عملکرد می تواند بیشتر از یک باشد در حالی که راندمان همواره کمتر از یک است.

سیکل تبرید کارنو (Carnot Refrigeration Cycle)

سیکل تبرید کارنو مشابه سیکل موتور حرارتی کارنو است با این تفاوت که جهت سیکل عکس می گردد. فرآیندهای آن عبارتند از:

۱- فرآیند تراکم آدیاباتیک بازگشت پذیر در کمپرسور. در این فرایند سیال عامل از حالت دوفازی نزدیک به بخار

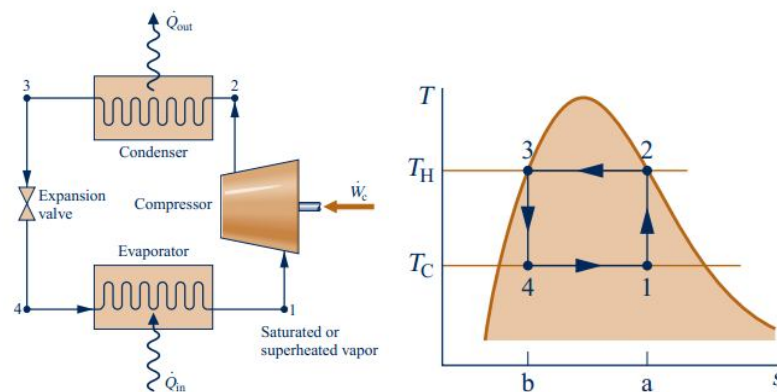
اشباع بصورت ایزنتروپیک به حالت بخار اشباع می رسد. (فرایند ۱ تا ۲)

۲- انتقال حرارت در دمای ثابت به صورت بازگشت پذیر از سیال عامل به محیط. سیال عامل از حالت بخار اشباع

به حالت مایع اشباع تبدیل می شود. (فرایند ۲ تا ۳)

۳- فرآیند افت فشار بازگشت پذیر و آدیاباتیکی در شیر انبساط (فرایند ۳ تا ۴)

۴- فرآیند انتقال حرارت از محیط سرد به سیال عامل در دمای ثابت در اواپراتور (تبخیر کننده) به صورت بازگشت پذیر (فرایند ۴ تا ۱)



در سیکل تبرید کارنو $\frac{Q_L}{Q_H} = \frac{T_L}{T_H}$ در نتیجه ضریب عملکرد این سیکل که تنها به دماهای پایین و بالای سیکل بستگی دارد و مستقل از سیال عامل است بصورت زیر بدست می آید:

$$\beta = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

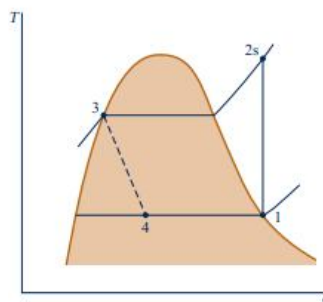
هنگام استفاده از رابطه فوق دماها حتما باید به کلوین تبدیل شود.

سیکل تبرید تراکمی کارنو بیشترین ضریب عملکرد را در بین سیکلهایی دارد که بین همان دو منبع دمایی بالا و پایین کار می کنند. لازم به ذکر است که نمی توان در عمل به این سیکل دست یافت. چرا؟

تمرین

در یک سیکل تبرید کارنو که با فرئون 134a کار می کند، در چگالنده مبرد در دمای 30 درجه سانتیگراد از بخار اشباع به مایع اشباع تبدیل می شود. فشار تبخیرکننده 160kPa است. سیکل را روی نمودار T-s نشان دهید و ضریب عملکرد آن را بیابید. مقدار حرارت جذب شده از فضای سرد چقدر است؟ کار خالص ورودی به سیکل را بیابید.

سیکل تبرید تراکمی بخار (Vapor-Compression Refrigeration Cycle)



هدف این سیکل ایجاد سرما با استفاده از تراکم یک گاز می باشد، در سیکل تبرید تراکمی سیال عامل معمولاً فرئون (CCL_2F_2) است. مبرد فرئون ابتدا در فاز بخار اشباع وارد کمپرسور می شود و بر اثر تراکم در کمپرسور تبدیل به بخار مافوق گرم می شود. بخار مافوق گرم فرئون سپس وارد کندانسور (چگالنده) شده و با عبور از آن گرمای خود را به محیط انتقال می دهد و تبدیل به فاز مایع اشباع می شود سپس فرئون به منظور کاهش فشار وارد شیر انبساط (Expansion Valve) یا لوله موئین (Capillary Tube) شده و با عبور از شیر بدلیل تغییر ناگهانی سطح مقطع دچار افت بسیار شدید فشار می شود. این افت فشار، افت دما را به همراه می آورد و فرئون در حالت دو فازی وارد اواپراتور (تبخیر کننده) می شود و با جذب گرمای اواپراتور به بخار اشباع تبدیل می شود و سیکل تبرید بدین ترتیب کامل می شود.

تجزیه و تحلیل سیکل تبرید تراکمی ایدال

نقطه ۱: بخار اشباع

$$s_1 = s_g \Big|_{P_1 \text{ or } T_1} \quad h_1 = h_g \Big|_{P_1 \text{ or } T_1}$$

نقطه ۲: بخار مافوق گرم

با داشتن دو خاصیت انترپوی و فشار و با مراجعه به جدول مافوق گرم انتالپی خوانده می شود.

$$\begin{aligned} s_2 &= s_1 \\ P_2 &= P_3 \\ s_2 \text{ and } P_2 &\rightarrow h_2 \end{aligned}$$

نقطه ۳: مایع اشباع

$$h_3 = h_f \Big|_{P_3}$$

نقطه ۴: دوفازی

$$h_4 = h_3$$

نرخ کار کمپرسور:

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L$$

نرخ انتقال حرارت در کندانسور:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

نرخ انتقال گرما در اواپراتور:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

ضریب عملکرد:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_c} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{m}(h_2 - h_1)}$$

$$\beta = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

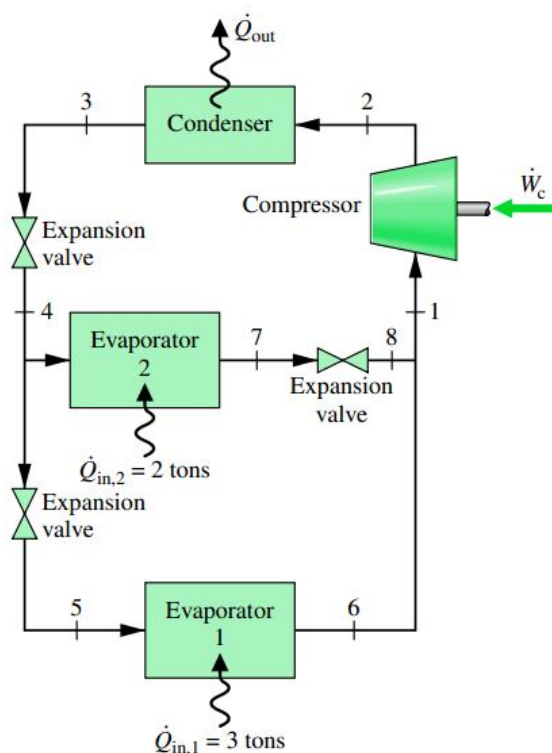
تمرین

در یک سیکل تبرید تراکمی بخار دمای کندانسور 45C و دمای اوپراتور 15C- است. ضریب عملکرد این یخچال را برای سیالات عامل R-22 و R-134a بیابید. اگر سیکل فوق یک سیکل تبرید کارنو باشد، ضریب عملکرد چقدر است؟

تمرین

شکل زیر شماتیکی از یک سیستم تبرید تراکمی را با دو تبخیرکننده که با فرئون 134a کار می کند، نشان می دهد. تبخیرکننده دمای پایین که خروجی آن بخار اشباع است در 18C- عمل می کند و ظرفیت تبرید آن 3 تن است. ظرفیت تبرید تبخیرکننده با دمای بالاتر که بخار اشباع در فشار 3.2 بار تحویل می دهد، 2 تن است. تراکم را ایزنتروپیک و فشار چگالنده را 10 بار در نظر بگیرید. از افتهای فشار صرف نظر کرده و فرض کنید مبرد بصورت مایع اشباع از چگالنده خارج شود. محاسبه کنید:

- الف) نرخ جریان جرم مبرد را برای هر تبخیرکننده بر حسب کیلوگرم در دقیقه
- ب) توان ورودی کمپرسور
- ج) نرخ انتقال حرارت از مبرد در چگالنده بر حسب کیلو وات.



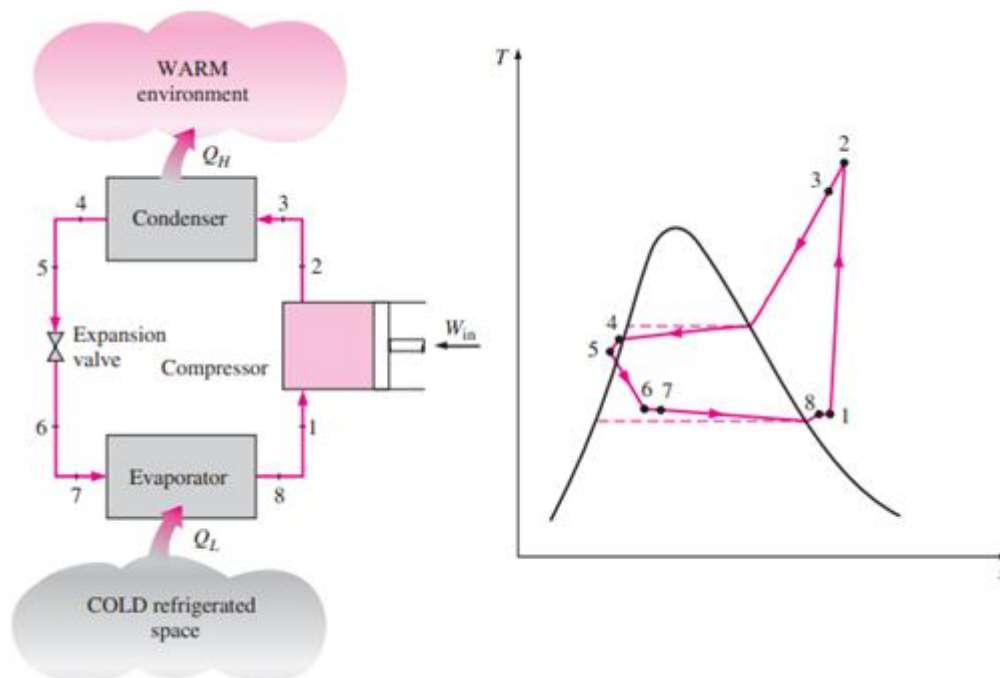
جلسه پنجم

عوامل انحراف سیکل تبرید واقعی از سیکل تبرید ایدال

در عمل عواملی وجود دارد که باعث انحراف سیکل تبرید از حالت ایدال می شود. این عوامل عبارتند از:

- ۱- آدیباتیک نبودن فرایند در کمپرسور
- ۲- افت فشار در کندانسور
- ۳- افت فشار در اوپراتور
- ۴- افت فشار در لوله های رابط
- ۵- بازگشت ناپذیر بودن تمامی فرایندها

شکل زیر نمودار دما-انتروپی را برای یک سیکل تبرید واقعی نشان می دهد:



راندمان کمپرسور برابر نسبت کار ایدال به کار حالت واقعی است چون در حالت ایدال کمپرسور کار کمتری مصرف می کند.

$$\eta_C = \frac{W_{ideal}}{W_{actual}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

تمرین

در یک سیکل تبرید از R-134a بعنوان سیال فعال استفاده می شود. خواص زیر مربوط به نقاط مختلف سیکل (شکل فوق) است:

$$P_1 = 125 \text{ kPa} \quad T_1 = -10 \text{ C}$$

$$P_2 = 1.2 \text{ MPa} \quad T_2 = 100 \text{ C}$$

$$P_3 = 1.19 \text{ MPa} \quad T_3 = 80 \text{ C}$$

$$P_4 = 1.16 \text{ MPa} \quad T_4 = 45 \text{ C}$$

$$P_5 = 1.15 \text{ MPa} \quad T_5 = 40 \text{ C}$$

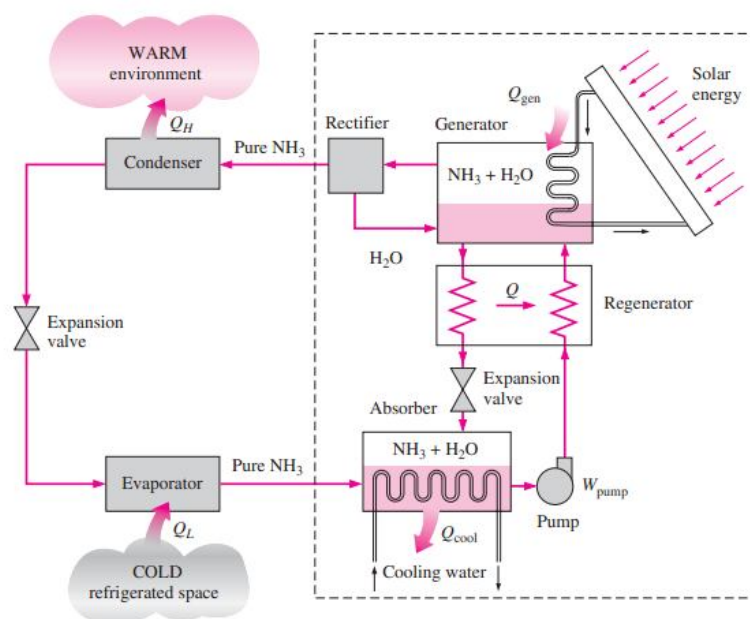
$$P_6 = 150 \text{ kPa}$$

$$P_7 = 140 \text{ kPa} \quad x_6 = x_7$$

$$P_8 = 130 \text{ kPa} \quad T_8 = -20 \text{ C}$$

در طی فرایند تراکم حرارت منتقل شده از مبرد مقدار $4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ است. ضریب عملکرد سیکل را بیابید.

سیکل تبرید جذبی آمونیاک (Ammonia Absorption Refrigeration Cycle)



سیکل تبرید جذبی به صورت زیر عمل می نماید:

آمونیاک پس از ورود به پمپ افزایش فشار یافته و وارد مبدل حرارتی می شود، در مبدل حرارتی آمونیاک با لوله گرمی که از مولد به درون مبدل می آید تبادل حرارت برقرار نموده و گرم می شود. آمونیاک گرم شده وارد مولد می شود و با جذب حرارت به بخار تبدیل می شود، بخار آمونیاک در ادامه مسیر وارد کندانسور شده و گرمای خود را به محیط انتقال می دهد و سپس وارد شیر انبساط می شود با عبور از شیر آمونیاک دچار افت شدید فشار و دما می شود. سرانجام آمونیاک به تبخیرکننده می رسد و پس از آنکه گرمای تبخیرکننده را جذب کرد مجدداً به بخار تبدیل می شود. بخار کم فشار آمونیاک نهایتاً وارد جذب کننده که با آب عمل می نماید می شود. در جذب کننده بخار کم فشار آمونیاک و محلول رقیق آمونیاک با هم ترکیب شده و محلول غلیظ آمونیاک را در خروجی جذب کننده تشکیل می دهند و بدین ترتیب سیکل تبرید جذبی کامل می شود.

مقایسه سیکل تبرید جذبی با سیکل تبرید تراکمی

- ۱- این سیکل به فضای بیشتری نیاز دارد.
- ۲- سرویس، نگهداری و نصب آن مشکلتر از نوع سیکل تبرید تراکمی است.
- ۳- ظرفیت تبرید آن کمتر از نوع تبرید تراکمی است.
- ۴- جهت استفاده از آن حتماً به یک منبع گرمایی نیاز است.
- ۵- با توجه به اینکه کار پمپ و کمپرسور از رابطه $W = \int v dp$ بدست می آید و چون حجم مخصوص مایعات خیلی کمتر از حجم مخصوص گازهاست، لذا پمپ کار کمتری نسبت به کمپرسور نیاز دارد و این یک مزیت است، زیرا با کار مصرفی کمتری می توان به سرما دست یافت.

تمرین

سیکل تبرید جذبی آمونیاکی را در نظر بگیرید که با انرژی خورشیدی کار کند و از آن به عنوان دستگاه تهویه مطبوع استفاده می شود. بخار اشباع آمونیاک در 50C از مولد (کلکتور خورشیدی) خارج و بخار اشباع در 10C از اواپراتور خارج می شود. اگر 7000kJ گرما در مولد به ازای هر کیلو گرم بخار آمونیاک نیاز باشد ضریب عملکرد کلی این سیستم را بیابید.

پمپ حرارتی (Heat Pump)

هرگاه از یک وسیله تبرید استفاده گرمایشی شود، آن را پمپ حرارتی می نامند. مثلاً در نظر بگیرید که در فصل زمستان از یک کولر گازی به منظور گرم نمودن اتاق استفاده شود. (این کار را می توان با معکوس قرار دادن کولر انجام داد) در پمپ حرارتی هدف \dot{Q}_H است و لذا ضریب عملکرد به صورت زیر تعریف می شود:

$$\beta' = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_C} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L}$$

برای یک پمپ حرارتی سیکل کارنو چون $\frac{Q_H}{Q_L} = \frac{T_H}{T_L}$ نتیجه می شود:

$$\beta' = \frac{T_H}{T_H - T_L}$$

هنگام استفاده از این رابطه دماها حتماً باید به کلون تبدیل شوند.

تمرین

از R-22 در یک سیکل پمپ حرارتی استفاده می شود. بخار اشباع در 10C وارد کمپرسور می شود و درجه حرارت خروجی از کمپرسور معادل 85C اندازه گیری شده است. اگر بازده ایزنتروپیک کمپرسور 70% باشد، ضریب عملکرد پمپ حرارتی را بیابید.

سیکل استاندارد هوایی (Air-Standard Cycle)

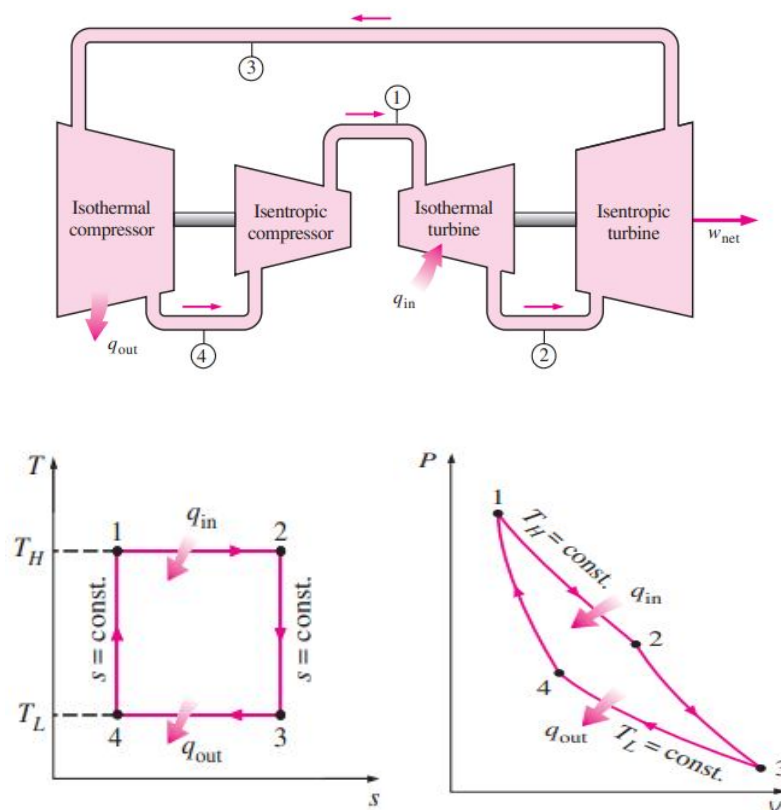
سیکل استاندارد هوایی به سیکلی گفته می شود که سیال عامل در آن تغییر فاز ندهد و پیوسته در فاز گاز باقی بماند، در سیکل استاندارد هوایی سیال عامل هواست البته در عمل مخلوط هوا با سوخت است مانند مخلوط هوا و بنزین در سیکل هوایی اتو ویا مخلوط هوا و گازوئیل در سیکل هوایی دیزل. اما به منظور سهولت در بررسی سیکل، سیال عامل را صرفاً هوا در نظر می گیرند. همچنین فرض می شود هوا یک گاز کامل و گرمای ویژه آن همواره ثابت است، فرض دیگری که برای تحلیل این نوع سیکلها در نظر می گیرند چشمپوشی از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل است. همچنین فرآیند تخلیه را با فرآیند دفع حرارت جایگزین می کنند، اگر چه در عمل سیکل باز است اما در تحلیل آن سیکل به صورت بسته در نظر گرفته می شود.

سیکل توانی استاندارد هوایی (Air-Standard Power Cycle)

سیکل توانی استاندارد هوایی به سیکل هوایی گفته می شود که هدف از آن تولید کار بکمک حرارت باشد، مانند سیکل توانی کارنو، سیکل اتو، سیکل دیزل و...

سیکل استاندارد هوایی کارنو (Carnot Air-Standard Power Cycle)

سیکل استاندارد هوایی کارنو مطابق شکل از چهار فرآیند، دو دما ثابت و دو انتروپی ثابت تشکیل می شود. سیال عامل در ابتدا در یک توربین دماتاب حرارت دریافت نموده و سپس وارد یک توربین آیزنتروپیک شده و طی یک فرآیند انتروپی ثابت کار انجام می دهد پس از آن سیال عامل وارد یک کمپرسور همدم (دماتاب) می شود و در این مرحله بخشی از حرارت جذب شده در فرآیند اول به محیط دفع می شود نهایتاً سیال عامل با ورود به کمپرسور آیزنتروپیک متراکم و آماده ورود به توربین همدم شده و بدین ترتیب این سیکل تکمیل می شود.



تحلیل سیکل هوایی کارنو

چون سیال عامل یک گاز ایدال است لذا رابطه گاز ایدال در هر نقطه از سیکل صادق است:

$$P_1 v_1 = RT_1$$

$$P_2 v_2 = RT_2$$

$$P_3 v_3 = RT_3$$

$$P_4 v_4 = RT_4$$

فرایندهای اول و سوم دما ثابت و فرایندهای دوم و چهارم آدیاباتیکی بازگشت پذیرند لذا:

$$T_1 = T_2 \Rightarrow P_1 v_1 = P_2 v_2$$

$$s_2 = s_3 \Rightarrow \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_2}{v_3}\right)^{k-1} = \frac{T_3}{T_2}$$

$$T_3 = T_4 \Rightarrow P_3 v_3 = P_4 v_4$$

$$s_4 = s_1 \Rightarrow \left(\frac{P_4}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_1}$$

مقدار حرارت دفع شده و جذب شده و همچنین کار خالص و راندمان سیکل بترتیب از روابط زیر بدست می آیند:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}q_{out} = \dot{m}T_3(s_3 - s_4)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}q_{in} = \dot{m}T_1(s_2 - s_1)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L$$

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{m}T_3(s_3 - s_4)}{\dot{m}T_1(s_2 - s_1)}$$

و چون

$$s_1 = s_4$$

$$s_2 = s_3$$

نتیجه می شود:

$$\eta = 1 - \frac{T_3}{T_1}$$

و یا

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

هنگام استفاده از این رابطه دماها حتما باید به کلوین تبدیل شوند.

قبلا بیان شد راندمان سیکل کارنو بیشتر از راندمان هر سیکل دیگری است که بین همان دو منبع دمایی کار می کند.

راندمان این سیکل تنها به دماهای بالا و پایین سیکل بستگی دارد و مستقل از نوع سیال عامل است.

تمرین

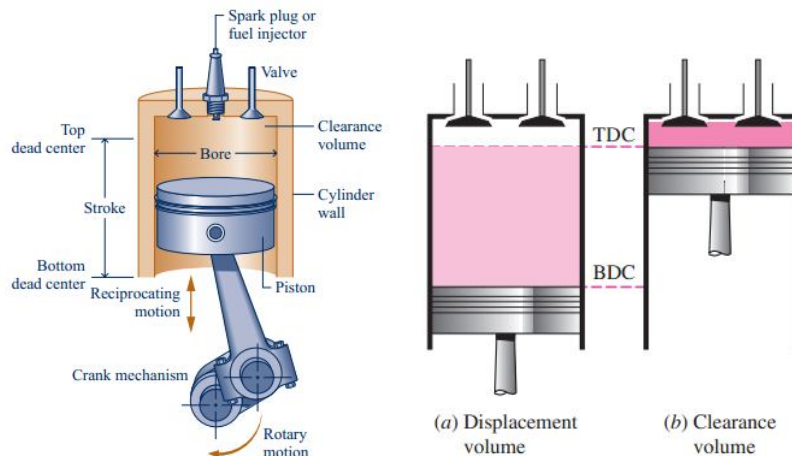
در یک سیکل هوایی کارنو حرارت به مقدار 500 kJ/kg در دمای 1500 K به سیال عامل منتقل شده و در 300 K از آن دفع

می شود. فشار مینیمم سیکل 100 kPa می باشد. سیکل را بطور کامل تحلیل نموده و کارایی آن را بیابید.

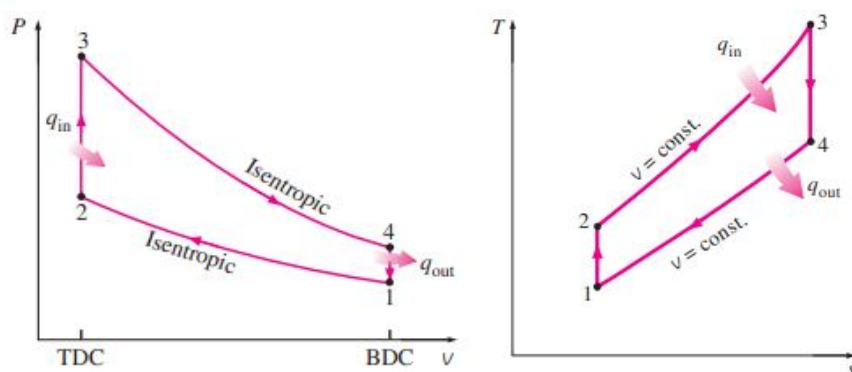
جلسه ششم

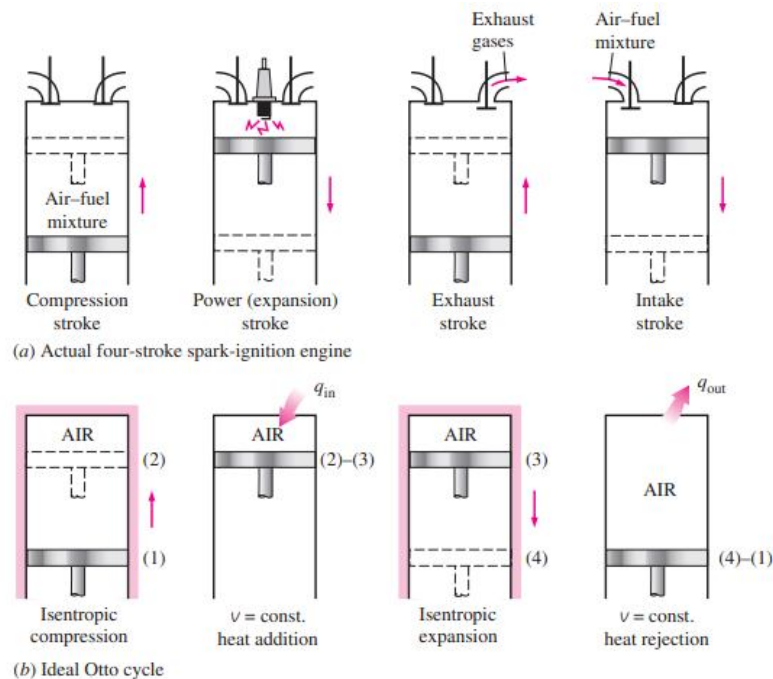
سیکل اتو (Otto Cycle)

سیکل اتو سیکل مورد استفاده در موتورهای بنزینی است، اساس کار این موتورها به شرح زیر است: در ابتدا پیستون در نقطه بالای مسیر خود یعنی نقطه مرگ بالا (TDC) قرار دارد. در حالی که سوپاپ خروجی بسته است سوپاپ ورودی باز می شود و پیستون به سمت پایین حرکت می کند.



حرکت پیستون به سمت پایین باعث ایجاد خلاء در محفظه سیلندر شده و در نتیجه مخلوط سوخت و هوا که به شکل گاز است از طریق سوپاپ ورودی وارد سیلندر می شود، ورود سوخت تا رسیدن پیستون به پایین ترین نقطه حرکت خود یا نقطه مرگ پایین (BDC) ادامه می یابد. در این لحظه سوپاپ ورودی بسته می شود و در حالی که سوپاپ خروجی همچنان بسته است پیستون به سمت بالا حرکت می کند و مخلوط سوخت و هوا را متراکم می کند، عمل تراکم مخلوط سوخت و هوا تا رسیدن پیستون به نقطه مرگ بالای خود ادامه می یابد، در این لحظه شمع جرقه می زند و مخلوط سوخت و هوا به سرعت مشتعل می شود که این عمل را انفجار هم می نامند. بر اثر اشتعال سوخت در محفظه سیلندر در حجمی بسیار کم، فشار و دما به شدت افزایش می یابد. فشار زیاد باعث رانش پیستون به سمت پایین می شود با حرکت پیستون به سمت پایین توسط لنگ به میل لنگ قدرت انتقال می یابد. انتقال قدرت تا زمانی که پیستون به نقطه مرگ پایین خود برسد ادامه خواهد داشت، سوپاپ خروجی که تا این لحظه بسته بود اکنون باز می شود و گازهای سوخته شده موجود در سیلندر از آن طریق خارج می شود و همزمان با آن پیستون به نقطه مرگ بالای خود می رسد و سیکل تکمیل می شود.





فشار مؤثر متوسط (Mean Effective Pressure)

فشار مؤثر متوسط (MEP) فشاری است که اگر در طی تمام مرحله قدرت بر پیستون وارد گردد، کاری برابر با کار واقعی انجام شده بر پیستون صورت دهد.

$$MEP = \frac{W_{net}}{V_{max} - V_{min}}$$

تحلیل سیکل اتو

چون سیال عامل یک گاز ایدال است لذا رابطه گاز ایدال در هر نقطه از سیکل صادق است:

$$\begin{aligned} P_1 v_1 &= RT_1 \\ P_2 v_2 &= RT_2 \\ P_3 v_3 &= RT_3 \\ P_4 v_4 &= RT_4 \end{aligned}$$

فرایندهای اول و سوم انتروپی ثابت و فرایندهای دوم و چهارم حجم ثابت بازگشت پذیرند لذا:

$$s_1 = s_2 \Rightarrow \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \frac{T_2}{T_1} \quad *$$

$$v_2 = v_3 \Rightarrow \frac{P_2}{T_2} = \frac{P_3}{T_3}$$

$$s_3 = s_4 \Rightarrow \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \quad **$$

$$v_4 = v_1 \Rightarrow \frac{P_4}{T_4} = \frac{P_1}{T_1}$$

مقدار حرارت دفع شده و جذب شده و همچنین کار انجام شده و راندمان سیکل بترتیب از روابط زیر بدست می آیند:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}q_{out} = \dot{m}C_V(T_4 - T_1)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}q_{in} = \dot{m}C_V(T_3 - T_2)$$

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{m}C_V(T_3 - T_2 - T_4 + T_1)$$

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{m}C_V(T_4 - T_1)}{\dot{m}C_V(T_3 - T_2)} \Rightarrow \eta = 1 - \frac{\dot{m}C_V T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\dot{m}C_V T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

اما $v_1 = v_4$ و $v_2 = v_3$ در نتیجه از روابط * * * نتیجه می شود: $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$ و یا $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$ لذا رابطه راندمان بصورت زیر

خلاصه می شود:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

از رابطه * می توان نتیجه گرفت:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}$$

با تعریف $\frac{v_1}{v_2}$ بعنوان نسبت تراکم (Compression Ratio) $r_v = \frac{v_{max}}{v_{min}} = \frac{v_1}{v_2}$ خواهیم داشت:

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{r_v}\right)^{k-1} = 1 - r_v^{1-k}$$

بازده حرارتی موتورهای بنزینی واقعی حدود ۲۵ تا ۳۰ درصد است.

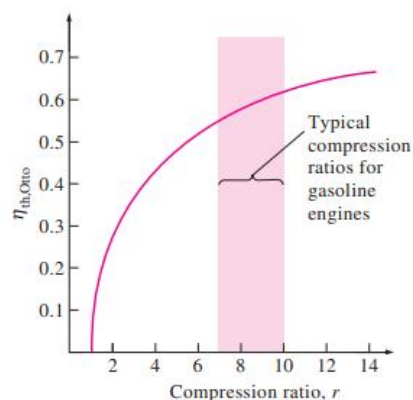
روشهای افزایش راندمان سیکل اتو

۱. با توجه به رابطه $\eta = 1 - \left(\frac{1}{r_v}\right)^{k-1}$ با افزایش نسبت تراکم مقدار پراپانز کوچک می شود و چون توان مثبت

است در نتیجه راندمان افزایش می یابد.

۲. استفاده از سیالاتی که نسبت گرمای ویژه (k) بالاتری داشته باشند به عنوان سیال عامل. مانند استفاده از هلیوم

به جای هوا، زیرا گرمای ویژه هلیوم ۱/۶۷ در مقابل گرمای ویژه هوا ۱/۴ است.



البته باید دقت داشت اگرچه با افزایش نسبت تراکم راندمان افزایش می یابد ولی به دو دلیل زیر نمی توان نسبت تراکم را به طور نامحدود افزایش داد:

۱. نسبت تراکم بزرگتر ابعاد بزرگتری از موتور را می طلبد که این محدودیت مکانی را در بردارد.

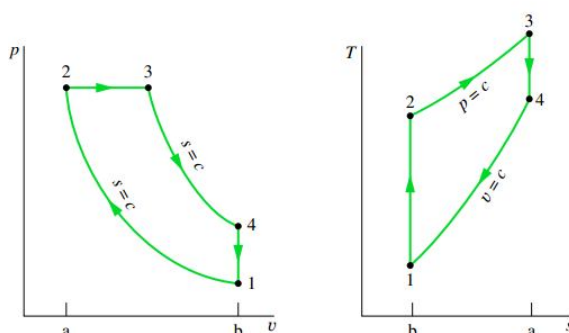
۲. با افزایش نسبت تراکم، احتمال بروز پدیده خود اشتعالی (Detonation) افزایش می یابد که آن هم تبعات خاص خود را دارد. خود اشتعالی یعنی اینکه پیش از جرقه شمع مخلوط سوخت و هوا بر اثر تراکم بیش از حد مشتعل شود که این باعث ایجاد امواج ضربه ای در سیلندر می شود. البته با افزایش تراکم اتیل سرب به سوخت عدد اکتان سوخت افزایش یافته و می توان تا حدی از بروز این پدیده اجتناب کرد. به طور معمول نسبت تراکم موتورهای که با بنزین کار می کنند حداکثر ۱۲ است.

تمرین

موتور بنزینی چهار زمانه ای دارای نسبت تراکم ۱۰ است. حالت ورودی در شرایط ۲۸۰K و ۷۰kPa است. گرمای دریافتی در فرایند احتراق ۱۸۰۰ kJ/kg است. قدرت تولید شده و راندمان حرارتی سیکل را بیابید.

سیکل دیزل (Diesel Cycle)

سیکل دیزل در سال ۱۸۹۳ بوسیله رودلف دیزل مطرح شد. اساس کار موتورهای که با سیکل دیزل کار می کنند بسیار شبیه موتورهایی است که با سیکل اتو کار می کنند، با این تفاوت که در سیکل اتو عمل احتراق در حجم ثابت صورت می گیرد ولی در سیکل دیزل این عمل در فشار ثابت انجام می شود، همچنین در موتورهای دیزل هوا متراکم می شود و سپس سوخت به درون آن تزریق می شود در حالی که موتورهای بنزینی سوخت و هوا با هم مخلوط شده و سپس وارد محفظه سیلندر می شوند. با توجه به این که موتورهای که با سیکل دیزل کار می کنند فاقد شمع اند لذا نسبت تراکم های بالاتری را می توان برای این نوع موتورها بکار برد، نسبت تراکم تا ۲۴ برای موتورهای دیزل متداول است. موتورهای دیزل اگر چه نسبت به موتورهای بنزینی شتاب کمتری دارند اما قدرت این موتورها به مراتب بیشتر از موتورهای بنزینی است. سوخت موتورهای دیزلی گازوئیل است. چون گازوئیل به عملیات ساده تری برای تصفیه شدن نیاز دارد لذا این سوخت به مراتب ارزانتر از بنزین است، گازوئیل آلودگی بیشتری نسبت به بنزین ایجاد می کند و انرژی اکتیواسیون آن بالاتر از بنزین است.



بدلیل اینکه خطوط فشار ثابت و حجم ثابت در نمودار T-S همگرا هستند لذا با افزایش دمای بیشینه سیکل دیزل اگر چه بر قدرت خروجی موتور افزوده می شود ولی به حرارت داده شده به موتور که همان سطح زیر نمودار فرایند گرمادهی است (مقدار سوخت مصرفی) بیشتر از قدرت خروجی اضافه شده است لذا راندمان کاهش می یابد.

در سیکل دیزل نسبت تراکم ایزنتروپیک بزرگتر از نسبت انبساط ایزنتروپیک است.

$$\frac{v_1}{v_2} > \frac{v_4}{v_3}$$

تحلیل سیکل دیزل

چون سیال عامل یک گاز ایدال است لذا رابطه گاز ایدال در هر نقطه از سیکل صادق است:

$$P_1 v_1 = RT_1$$

$$P_2 v_2 = RT_2$$

$$P_3 v_3 = RT_3$$

$$P_4 v_4 = RT_4$$

فرایندهای اول و سوم انتروپی ثابت و فرایندهای دوم و چهارم بترتیب فشار ثابت و حجم ثابت بازگشت پذیرند لذا:

$$s_1 = s_2 \Rightarrow \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \frac{T_2}{T_1}$$

$$P_2 = P_3 \Rightarrow \frac{v_2}{T_2} = \frac{v_3}{T_3}$$

$$s_3 = s_4 \Rightarrow \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3}$$

$$v_4 = v_1 \Rightarrow \frac{P_4}{T_4} = \frac{P_1}{T_1}$$

مقدار حرارت دفع شده و جذب شده و همچنین کار انجام شده و راندمان سیکل بترتیب از روابط زیر بدست می آیند:

$$\dot{Q}_L = \dot{m} C_V (T_4 - T_1)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m} C_P (T_3 - T_2)$$

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{m} [C_P (T_3 - T_2) - C_V (T_4 - T_1)]$$

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{m} C_V (T_4 - T_1)}{\dot{m} C_P (T_3 - T_2)} \Rightarrow \eta = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\frac{C_P}{C_V} T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{k T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

با تعریف $\frac{v_1}{v_2}$ بعنوان نسبت تراکم ($r_v = \frac{v_1}{v_2}$) و $\frac{v_3}{v_2}$ بعنوان نسبت جدایی ($r_c = \frac{v_3}{v_2}$) می توان راندمان را بصورت زیر

بدست آورد:

$$\eta = 1 - r_v^{1-k} \frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)}$$

نسبت جدایی (Cutting Ratio) برابر نسبت حجم سیلندر بعد از احتراق به حجم سیلندر قبل از احتراق است.

تمرین

بعنوان یک تمرین رابطه فوق را اثبات کنید.

بازده حرارتی موتورهای گازویلی واقعی حدود ۳۵ تا ۴۰ درصد است. با افزایش نسبت انقطاع راندمان کاهش می یابد

و با افزایش نسبت تراکم می توان راندمان سیکل دیزل را همچون سیکل اتو افزایش داد.

تمرین

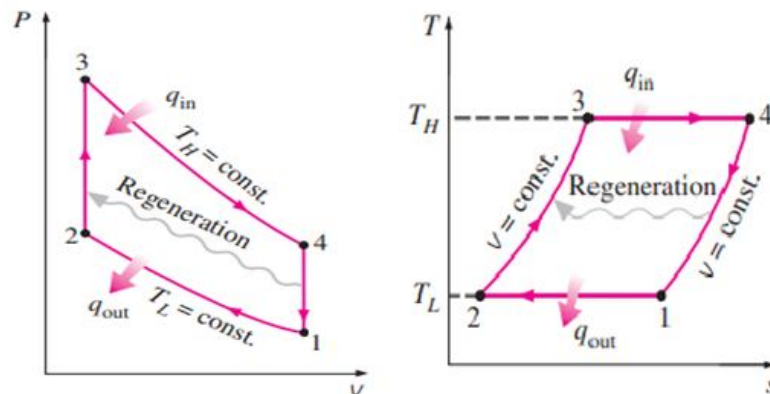
موتور دیزلی دارای نسبت تراکم 20 با ورودی 95kPa و 290K است. دمای ماکزیمم سیکل 1800K می باشد. ضمن تحلیل کامل سیکل، کار خالص، فشار مؤثر متوسط و بازده گرمایی را بیابید.

تمرین

راندمان سیکل اتو و سیکل دیزل را در دو حالت، یک بار با فرض نقطه شروع یکسان و نسبت تراکم برابر و بار دیگر با فرض نقطه شروع یکسان و دمای بیشینه برابر با هم مقایسه کنید.

جلسه هفتم

سیکل استرلینگ (Stirling Cycle)



سیکل استرلینگ بر دو نوع است:

با بازیاب

بدون بازیاب

سیکل استرلینگ با بازیاب

همانگونه که قبلا بیان شد بازیاب وسیله ای است که از نقطه ای از سیکل گرما دریافت نموده و آن گرما را به نقطه دیگری از سیکل انتقال می دهد. سیکل استرلینگ با بازیاب از فرآیندهای زیر تشکیل می شود:

۱. تراکم در دمای ثابت: در این فرایند که در دمای ثابت انجام می گیرد سیال عامل ضمن تراکم مقداری گرما به محیط دفع می کند. (فرایند ۱ تا ۲)

۲. بازیابی در حجم ثابت: در این فرایند گرمای موجود در بازیاب به سیال عامل انتقال می یابد و باعث افزایش دمای سیال در حجم ثابت می شود. (فرایند ۲ تا ۳)

۳. جذب گرما در دمای ثابت: در این فرایند سیال عامل ضمن دریافت حرارت از یک منبع خارجی همزمان کار انجام می دهد. (فرایند ۳ تا ۴)

۴. بازیابی در حجم ثابت: در این فرایند مقداری حرارت جذب بازیاب می شود. (فرایند ۴ تا ۱)

تحلیل سیکل استرلینگ با بازیاب

چون سیال عامل یک گاز ایدال است لذا رابطه گاز ایدال در هر نقطه از سیکل صادق است:

$$P_1 v_1 = RT_1$$

$$P_2 v_2 = RT_2$$

$$P_3 v_3 = RT_3$$

$$P_4 v_4 = RT_4$$

فرایندهای اول و سوم دما ثابت و فرایندهای دوم و چهارم حجم ثابت بازگشت پذیرند لذا:

$$T_1 = T_2 \Rightarrow P_1 v_1 = P_2 v_2$$

$$v_2 = v_3 \Rightarrow \frac{P_2}{T_2} = \frac{P_3}{T_3}$$

$$T_3 = T_4 \Rightarrow P_3 v_3 = P_4 v_4$$

$$v_4 = v_1 \Rightarrow \frac{P_4}{T_4} = \frac{P_1}{T_1}$$

مقدار حرارت دفع شده و جذب شده و همچنین کار انجام شده و راندمان سیکل بترتیب از روابط زیر بدست می آیند:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}q_{out} = \dot{m}T_1(s_1 - s_2) = P_1V_1 \ln \frac{v_1}{v_2} = \dot{m}RT_1 \ln \frac{v_1}{v_2}$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}q_{in} = \dot{m}T_3(s_4 - s_3) = P_3V_3 \ln \frac{v_4}{v_3} = \dot{m}RT_3 \ln \frac{v_4}{v_3}$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L$$

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{m}RT_1 \ln \frac{v_1}{v_2}}{\dot{m}RT_3 \ln \frac{v_4}{v_3}}$$

اما $v_1 = v_4$ و $v_2 = v_3$ در نتیجه رابطه راندمان بصورت زیر خلاصه می شود:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_3}$$

و یا

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

هنگام استفاده از این رابطه دماها حتما باید به کلوین تبدیل شوند.

رابطه بدست آمده نشان می دهد که رسیدن به سیکل استرلینگ با بازیاب غیرممکن است، زیرا راندمان این سیکل برابر با راندمان سیکل کارنویی شده است که بین همان دو منبع دمایی بالا و پایین کار می کند.

سیکل استرلینگ بدون بازیاب

این سیکل بسیار شبیه سیکل استرلینگ با بازیاب است با این تفاوت که عمل دریافت حرارت از منبع خارجی در طی دو فرآیند ۳ تا ۲ و ۴ تا ۳ و عمل دفع حرارت در طی دو فرآیند ۱ تا ۴ و ۲ تا ۱ انجام می گیرد.

تحلیل سیکل استرلینگ بدون بازیاب

چون سیال عامل یک گاز ایدال است لذا رابطه گاز ایدال در هر نقطه از سیکل صادق است:

$$P_1v_1 = RT_1$$

$$P_2v_2 = RT_2$$

$$P_3v_3 = RT_3$$

$$P_4v_4 = RT_4$$

فرایندهای اول و سوم دما ثابت و فرایندهای دوم و چهارم حجم ثابت بازگشت پذیرند لذا:

$$T_1 = T_2 \Rightarrow P_1v_1 = P_2v_2$$

$$v_2 = v_3 \Rightarrow \frac{P_2}{T_2} = \frac{P_3}{T_3}$$

$$T_3 = T_4 \Rightarrow P_3v_3 = P_4v_4$$

$$v_4 = v_1 \Rightarrow \frac{P_4}{T_4} = \frac{P_1}{T_1}$$

مقدار حرارت دفع شده و جذب شده و همچنین کار انجام شده و راندمان سیکل بترتیب از روابط زیر بدست می آیند:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}[C_V(T_4 - T_1) + T_1(s_1 - s_2)] = \dot{m}[C_V(T_4 - T_1) + P_1 v_1 \ln \frac{v_1}{v_2}]$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}[C_V(T_3 - T_2) + T_3(s_4 - s_3)] = \dot{m}[C_V(T_3 - T_2) + P_3 v_3 \ln \frac{v_4}{v_3}]$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L$$

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{m}[C_V(T_4 - T_1) + P_1 v_1 \ln \frac{v_1}{v_2}]}{\dot{m}[C_V(T_3 - T_2) + P_3 v_3 \ln \frac{v_4}{v_3}]} \Rightarrow$$

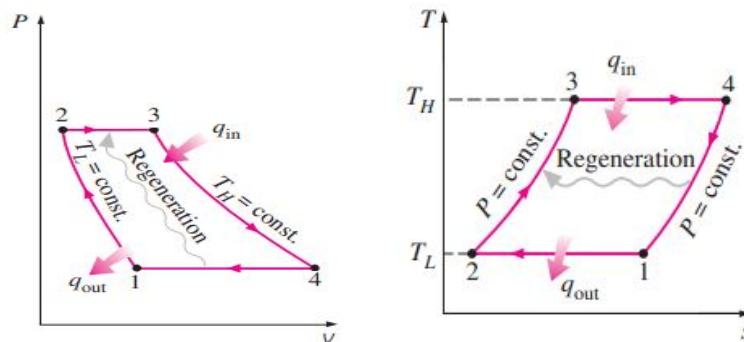
$$\eta = 1 - \frac{C_V(T_4 - T_1) + P_1 v_1 \ln \frac{v_1}{v_2}}{C_V(T_3 - T_2) + P_3 v_3 \ln \frac{v_4}{v_3}}$$

در حالی که از بازیاب استفاده نمی شود راندمان کمتر از حالتی است که از بازیاب استفاده می شود.

تمرین

در موتوری که با سیکل استرلینگ ایدالی کار می کند حالت قبل از شروع فرایند تراکم تک دما در شرایط 100 kPa و 25C نسبت تراکم 6 و دمای ماکزیمم در سیکل 1100C است. فشار ماکزیمم و بازده گرمایی سیکل را با بازیاب و بدون بازیاب بیابید.

سیکل اریکسون (Ericsson cycle)



سیکل اریکسون بر دو نوع است:

با بازیاب

بدون بازیاب

سیکل اریکسون با بازیاب

سیکل اریکسون با بازیاب از فرآیندهای زیر تشکیل می شود:

۱. تراکم در دمای ثابت: در این فرایند که در دمای ثابت انجام می گیرد سیال عامل ضمن تراکم مقداری گرما به

محیط دفع می کند. (فرایند ۱ تا ۲)

۲. بازیابی در فشار ثابت: در این فرایند گرمای موجود در بازیاب به سیال عامل انتقال می یابد و باعث افزایش

دمای سیال در فشار ثابت می شود. (فرایند ۲ تا ۳)

۳. جذب گرما در دمای ثابت: در این فرایند سیال عامل ضمن دریافت حرارت از یک منبع خارجی مقداری کار

انجام می دهد. (فرایند ۳ تا ۴)

۴. بازیابی در فشار ثابت: در این فرایند مقداری حرارت جذب بازیابی می شود. (فرایند ۴ تا ۱)

تحلیل سیکل اریکسون با بازیابی

چون سیال عامل یک گاز ایدال است لذا رابطه گاز ایدال در هر نقطه از سیکل صادق است:

$$P_1 v_1 = RT_1$$

$$P_2 v_2 = RT_2$$

$$P_3 v_3 = RT_3$$

$$P_4 v_4 = RT_4$$

فرایندهای اول و سوم دما ثابت و فرایندهای دوم و چهارم فشار ثابت بازگشت پذیرند لذا:

$$T_1 = T_2 \Rightarrow P_1 v_1 = P_2 v_2$$

$$P_2 = P_3 \Rightarrow \frac{v_2}{T_2} = \frac{v_3}{T_3}$$

$$T_3 = T_4 \Rightarrow P_3 v_3 = P_4 v_4$$

$$P_4 = P_1 \Rightarrow \frac{v_4}{T_4} = \frac{v_1}{T_1}$$

مقدار حرارت دفع شده و جذب شده و همچنین کار انجام شده و راندمان سیکل بترتیب از روابط زیر بدست می آیند:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}q_{out} = \dot{m}T_1(s_1 - s_2) = P_1 V_1 \ln \frac{P_2}{P_1} = \dot{m}RT_1 \ln \frac{P_2}{P_1}$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}q_{in} = \dot{m}T_3(s_4 - s_3) = P_3 V_3 \ln \frac{P_3}{P_4} = \dot{m}RT_3 \ln \frac{P_3}{P_4}$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L$$

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} \Rightarrow \eta = 1 - \frac{\dot{m}RT_1 \ln \frac{P_2}{P_1}}{\dot{m}RT_3 \ln \frac{P_3}{P_4}}$$

اما $P_1 = P_4$ و $P_2 = P_3$ در نتیجه رابطه راندمان بصورت زیر خلاصه می شود:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_3}$$

و یا

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

در این رابطه دماها باید به کلویین تبدیل شوند. رابطه نشان می دهد رسیدن به سیکل اریکسون با بازیابی غیرممکن است زیرا راندمان این سیکل برابر با راندمان سیکل کارنویی شده است که بین همان دو منبع دمایی بالا و پایین کار می کند.

سیکل اریکسون بدون بازیابی

این سیکل بسیار شبیه سیکل اریکسون با بازیابی است با این تفاوت که عمل دریافت حرارت از منبع خارجی در طی دو فرایند ۲ تا ۳ و ۳ تا ۴ و عمل دفع حرارت در طی دو فرایند ۴ تا ۱ و ۱ تا ۲ انجام می گیرد.

تحلیل سیکل اریکسون بدون بازیاب

چون سیال عامل یک گاز ایدال است لذا رابطه گاز ایدال در هر نقطه از سیکل صادق است:

$$P_1 v_1 = RT_1$$

$$P_2 v_2 = RT_2$$

$$P_3 v_3 = RT_3$$

$$P_4 v_4 = RT_4$$

فرایندهای اول و سوم دما ثابت و فرایندهای دوم و چهارم فشار ثابت بازگشت پذیرند لذا:

$$T_1 = T_2 \Rightarrow P_1 v_1 = P_2 v_2$$

$$P_2 = P_3 \Rightarrow \frac{v_2}{T_2} = \frac{v_3}{T_3}$$

$$T_3 = T_4 \Rightarrow P_3 v_3 = P_4 v_4$$

$$P_4 = P_1 \Rightarrow \frac{v_4}{T_4} = \frac{v_1}{T_1}$$

مقدار حرارت دفع شده و جذب شده و همچنین کار انجام شده و راندمان سیکل بترتیب از روابط زیر بدست می آیند:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}[C_p(T_4 - T_1) + T_1(s_1 - s_2)] = \dot{m}[C_p(T_4 - T_1) + P_1 v_1 \ln \frac{P_2}{P_1}]$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}[C_p(T_3 - T_2) + T_3(s_4 - s_3)] = \dot{m}[C_p(T_3 - T_2) + P_3 v_3 \ln \frac{P_3}{P_4}]$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L$$

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{m}[C_p(T_4 - T_1) + P_1 v_1 \ln \frac{P_2}{P_1}]}{\dot{m}[C_p(T_3 - T_2) + P_3 v_3 \ln \frac{P_3}{P_4}]} \Rightarrow$$

$$\eta = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1) + P_1 v_1 \ln \frac{P_2}{P_1}}{C_p(T_3 - T_2) + P_3 v_3 \ln \frac{P_3}{P_4}}$$

در حالی که از بازیاب استفاده نمی شود راندمان کمتر از حالتی است که از بازیاب استفاده می شود.

سیکلهای اریکسون و استرلینگ از نوع احتراق خارجی هستند یعنی عمل احتراق در خارج از موتور انجام می شود که این مزایایی را به همراه دارد. این مزایا عبارتند از:

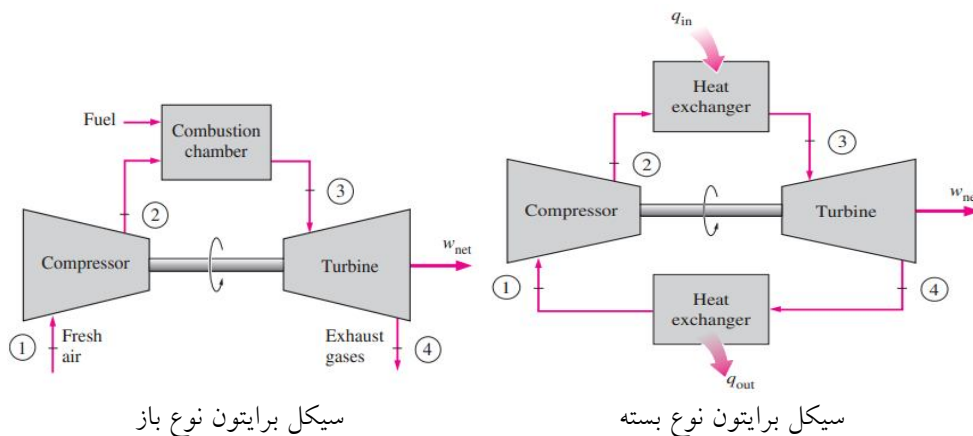
۱. می توان تمامی انواع سوخت ها را به کار برد.
۲. چون احتراق در خارج از موتور صورت می گیرد لذا احتراق مدت زمان کافی را در اختیار دارد و در نتیجه کاملتر صورت می گیرد و با توجه به کامل بودن احتراق آلودگی کمتر است.

تمرین

سیکل اریکسون استاندارد هوایی دارای بازیاب ایدالی است. گرما در 1000C دریافت و انرژی به صورت گرما در 20C دفع می شود. فشار در شروع فرایند تراکم تک دما 70 kPa است. گرمای داده شده 600 kJ/kg است. ضمن تحلیل کامل سیکل بازده آن را بیابید.

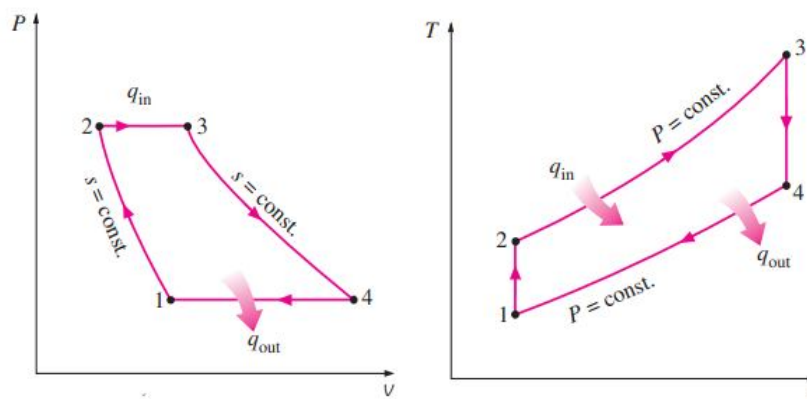
سیکل برایتون (Brayton Cycle)

سیکل برایتون که نام دیگر آن سیکل ژول است یک سیکل گازی است یعنی هیچ تغییر فازی در سیال عامل در این سیکل رخ نمی دهد. سیکل برایتون بسیار شبیه سیکل رانکین است زیرا این سیکل همچون سیکل رانکین از دو فرایند فشار ثابت و دو فرایند آنتروپی ثابت بهره می گیرد. اساس کار این سیکل به شرح زیر است:



سیکل برایتون نوع باز

سیکل برایتون نوع بسته



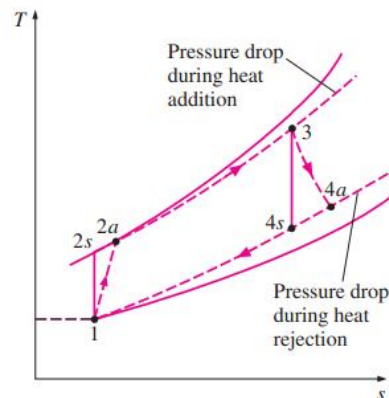
در ابتدا سیال عامل وارد کمپرسور می شود کمپرسور که به توربین متصل است کار مورد نیاز خود را از توربین تأمین می کند، حدود ۴۰٪ از کار توربین صرف راندن کمپرسور می شود، کمپرسور پس از متراکم نمودن سیال عامل آن را تحویل محفظه احتراق می دهد، در محفظه احتراق به سیال عامل از یک منبع خارجی حرارت داده می شود، دمای سیال عامل در خروج از محفظه احتراق به بیشترین حد خود می رسد و در نتیجه انرژی سیال عامل پس از خروج از محفظه احتراق فوق العاده بالاست. در این لحظه سیال عامل وارد توربین می شود و با انتقال انرژی خود به پره های توربین موجب چرخش پره ها و در نتیجه حرکت دورانی شافت می شود. (بخشی از کار خروجی توربین به کمپرسور انتقال می یابد.) سیال عامل پس از انجام کار در توربین دچار افت فشار و دما می شود و نهایتاً با عبور از یک مبدل حرارتی و انتقال حرارت به محیط به نقطه شروع خود باز می گردد.

اگر راندمان توربین و کمپرسور به حدود ۶۰ درصد برسد در آن صورت تمام کار توربین صرف راندن کمپرسور می شود. راندمان توربین برابر نسبت کار واقعی به کار حالت ایدال است چون در حالت ایدال توربین کار بیشتری تولید می کند.

$$\eta_t = \frac{W_{actual}}{W_{ideal}} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} = \frac{C_p(T_3 - T_{4a})}{C_p(T_3 - T_{4s})} = \frac{T_3 - T_{4a}}{T_3 - T_{4s}}$$

راندمان کمپرسور برابر نسبت کار ایدال به کار حالت واقعی است چون در حالت ایدال کمپرسور کار کمتری مصرف می کند (شکل زیر را ببینید).

$$\eta_C = \frac{W_{ideal}}{W_{actual}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} = \frac{C_p(T_{2s} - T_1)}{C_p(T_{2a} - T_1)} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2a} - T_1}$$



تحلیل سیکل برایتون

چون سیال عامل یک گاز ایدال است لذا رابطه گاز ایدال در هر نقطه از سیکل صادق است:

$$P_1 v_1 = RT_1$$

$$P_2 v_2 = RT_2$$

$$P_3 v_3 = RT_3$$

$$P_4 v_4 = RT_4$$

فرایندهای اول و سوم انتروپی ثابت و فرایندهای دوم و چهارم فشار ثابت بازگشت پذیرند لذا:

$$s_1 = s_2 \Rightarrow \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \frac{T_2}{T_1} \quad *$$

$$P_2 = P_3 \Rightarrow \frac{v_2}{T_2} = \frac{v_3}{T_3}$$

$$s_3 = s_4 \Rightarrow \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \quad **$$

$$P_4 = P_1 \Rightarrow \frac{v_4}{T_4} = \frac{v_1}{T_1}$$

مقدار حرارت دفع شده و جذب شده همچنین کار توربین و کمپرسور و کار خالص انجام شده و راندمان سیکل بترتیب

از روابط زیر بدست می آیند:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}q_{out} = \dot{m}C_p(T_4 - T_1)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}q_{in} = \dot{m}C_p(T_3 - T_2)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}C_p(T_3 - T_4)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}C_p(T_2 - T_1)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_c = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{m}C_p[(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)]$$

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{m}C_p(T_4 - T_1)}{\dot{m}C_p(T_3 - T_2)} \Rightarrow \eta = 1 - \frac{\dot{m}C_p T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\dot{m}C_p T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

چون $P_4 = P_1$ و $P_3 = P_2$ از روابط * و * نتیجه می شود:

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1}$$

و یا

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

در نتیجه رابطه راندمان بصورت زیر ساده می شود:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

نسبت فشار بعد از کمپرسور به فشار قبل از کمپرسور به نسبت فشار (Pressure Ratio) معروف است که آن را با r_p

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \text{ یعنی } r_p = \frac{P_2}{P_1}$$

از رابطه * نتیجه می شود:

$$\frac{T_2}{T_1} = r_p^{\frac{k-1}{k}}$$

در نتیجه راندمان بر حسب نسبت فشار بصورت زیر بدست می آید:

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{r_p}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1 - r_p^{\frac{1-k}{k}}$$

مشاهده می شود که با افزایش نسبت فشار راندمان سیکل هم افزایش می یابد. البته باید توجه داشت که نسبت فشار را نباید بدون ملاحظه مسائل متالورژیکی افزایش داد زیرا نسبت فشار که افزایش یابد دمای ورودی به توربین نیز افزایش می یابد (به نمودار T-S دقت کنید). و می دانیم که پره های توربین تا حد معینی می توانند گرما را تحمل نمایند.

تمرین

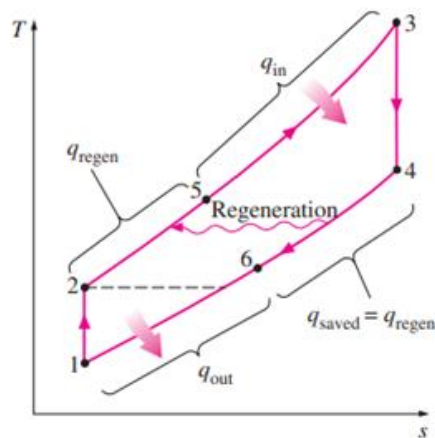
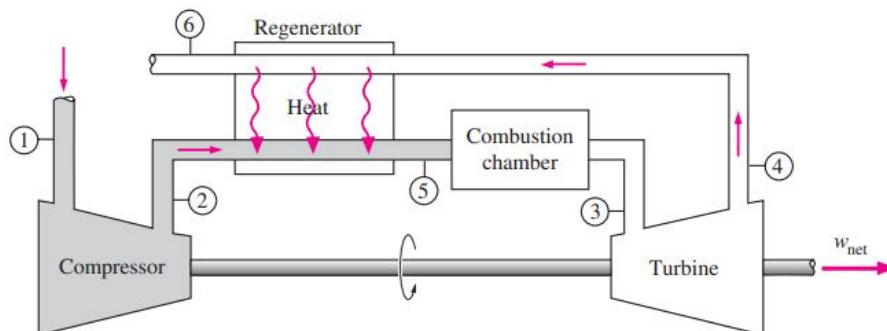
در سیکل برایتون ایدالی ورودی در شرایط 17C و 100 kPa و نسبت فشار در کمپرسور 16 است. حداکثر درجه حرارت سیکل 1400C و دبی جرمی هوا 5kg/s است. ضمن تحلیل کامل سیکل کار کمپرسور، فشار مؤثر متوسط و بازده حرارتی سیکل را بدست آورید.

تمرین

یک موتور توربین گازی با سیکل برایتون ساده را در نظر بگیرید که سیال فعال آن هوا باشد. نسبت فشار در کمپرسور 8 به 1، درجه حرارت ورودی کمپرسور 25C، بازده ایزنتروپیک کمپرسور 75% و بازده ایزنتروپیک توربین 85% است. اگر حداکثر درجه حرارت سیکل 1100C باشد، ضمن تحلیل کامل سیکل بازده حرارتی آن را بدست آورید.

جلسه هشتم

سیکل برایتون با بازیاب (The Brayton Cycle with Regeneration)



همانطور که قبلاً بیان شد بازیاب نقش یک مبدل را دارد که به منظور افزایش راندمان از آن استفاده می شود. بازیاب در نقطه ای از سیکل قرار داده می شود، دو خط لوله وارد بازیاب می شوند خط لوله ای که گرمتر است و به گرما نیاز ندارد حرارت خود را به خطی که به گرما نیاز دارد می دهد و در نتیجه خط ورودی به محفظه احتراق که لازم است گرم شود بوسیله بازیاب به این هدف می رسد. استفاده از بازیاب هنگامی انجام می شود که دمای خروجی توربین از دمای خروجی کمپرسور بیشتر باشد. (مطابق شکل)

تحلیل سیکل برایتون با بازیاب

چون سیال عامل یک گاز ایده‌آل است لذا رابطه گاز ایده‌آل در هر نقطه از سیکل صادق است:

$$P_1 v_1 = RT_1$$

$$P_2 v_2 = RT_2$$

$$P_3 v_3 = RT_3$$

$$P_4 v_4 = RT_4$$

$$P_5 v_5 = RT_5$$

$$P_6 v_6 = RT_6$$

فرایندهای ۱ تا ۲ و ۳ تا ۴ انتروپی ثابت و بقیه فرایندها فشار ثابت بازگشت پذیرند لذا:

$$s_1 = s_2 \Rightarrow \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \frac{T_2}{T_1}$$

$$P_2 = P_5 = P_3 \Rightarrow \frac{v_2}{T_2} = \frac{v_5}{T_5} = \frac{v_3}{T_3}$$

$$s_3 = s_4 \Rightarrow \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3}$$

$$P_4 = P_6 = P_1 \Rightarrow \frac{v_4}{T_4} = \frac{v_6}{T_6} = \frac{v_1}{T_1}$$

مقدار حرارت دفع شده و جذب شده همچنین کار توربین و کمپرسور و کار خالص انجام شده و راندمان سیکل بترتیب از روابط زیر بدست می آیند:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}q_{out} = \dot{m}C_p(T_6 - T_1)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}q_{in} = \dot{m}C_p(T_3 - T_5)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}C_p(T_3 - T_4)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}C_p(T_2 - T_1)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_c = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{m}C_p[(T_3 - T_5) - (T_6 - T_1)]$$

در حالتی که بازیاب ایدال باشد خواهیم داشت:

$$T_5 = T_4$$

در نتیجه: $\dot{Q}_H = \dot{W}_t$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{\dot{W}_t} = 1 - \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_t} = 1 - \frac{\dot{m}C_p(T_2 - T_1)}{\dot{m}C_p(T_3 - T_4)} \Rightarrow \eta = 1 - \frac{T_1\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)}{T_3\left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right)} = 1 - \frac{T_1 \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{T_1}}{T_3 \frac{1 - \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{T_3}}$$

و چون $P_4 = P_1$ و $P_3 = P_2$ نتیجه می شود:

$$\eta = 1 - \frac{T_1 \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{T_1}}{T_3 \frac{1 - \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{T_3}}$$

در نتیجه رابطه راندمان بصورت زیر ساده می شود:

$$\eta = 1 - \frac{T_1 \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{T_1}}{T_3 \frac{1 - \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{T_3}} = 1 - \frac{T_1 \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}{T_1}}{T_3 \frac{1 - \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{T_3}} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{T_3}$$

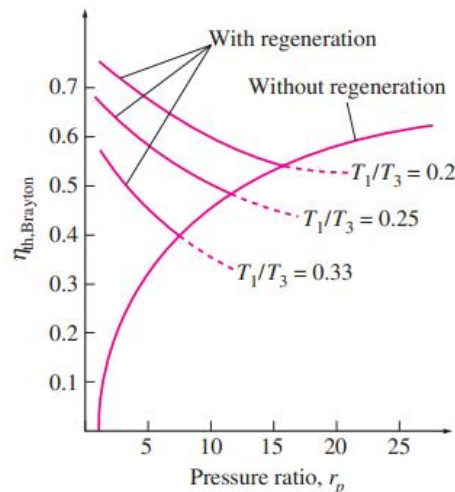
اما T_1 و T_3 بترتیب کمترین و بیشترین دماهای سیکل است، همچنین نسبت بیشترین فشار به کمترین فشار در سیکل را نسبت فشار سیکل نامیدیم:

$$r_p = \frac{P_2}{P_1}$$

در نتیجه رابطه راندمان سیکل برایتون با بازیاب بصورت زیر خواهد شد:

$$\eta = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} r_p^{\frac{k-1}{k}}$$

می توان نتیجه گرفت در حالتی که از بازیاب استفاده می شود بر خلاف حالتی که از بازیاب استفاده نمی شود با افزایش نسبت فشار راندمان کاهش می یابد.



راندمان بازیاب

بازیابی ایدال است که بتواند دمای سیال خروجی از کمپرسور را به دمای خروجی توربین برساند. یعنی $T_4 = T_5$ راندمان بازیاب بصورت زیر تعریف می شود:

$$\varepsilon = \frac{q_{regen,act}}{q_{regen,max}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} = \frac{C_p(T_5 - T_2)}{C_p(T_4 - T_2)} \Rightarrow$$

$$\varepsilon = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}$$

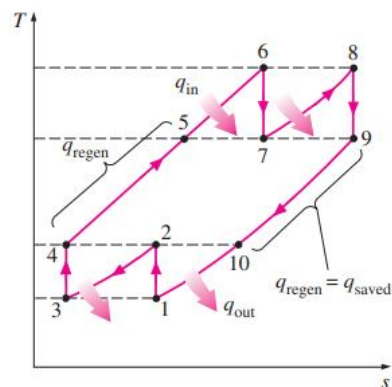
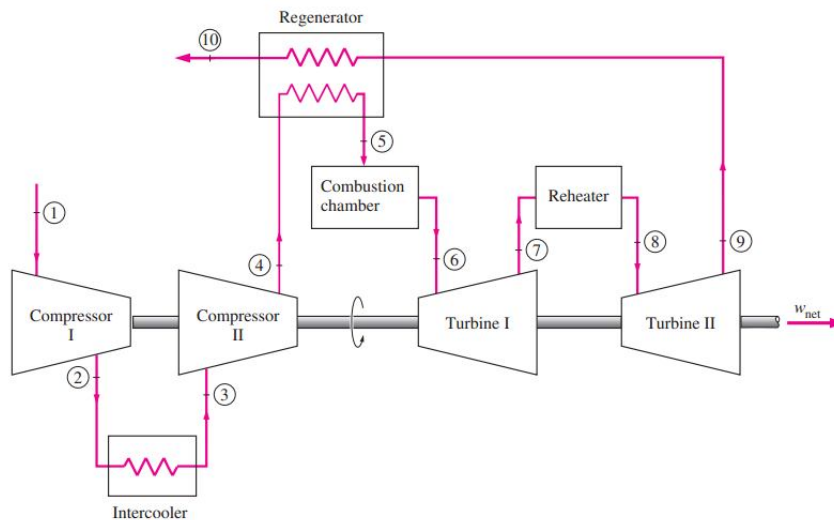
تمرین

یک نیروگاه گازی مجهز به بازیاب در سیکل برایتون کار می کند و 20MW را به یک مولد الکتریکی تغذیه می کند. حداکثر درجه حرارت سیکل 1500K و حداقل درجه حرارت آن 290K می باشد. حداقل فشار 95kPa، حداکثر فشار 950kPa، کارایی بازیاب 75%، کارایی کمپرسور 85% و کارایی توربین 87% است. توان خروجی از توربین، توان مصرفی کمپرسور و راندمان سیکل را بیابید.

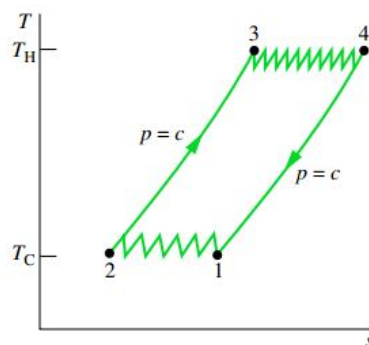
تراکم چند مرحله ای با سردکن میان مرحله ای، انبساط چند مرحله ای با گرمایش مجدد و بازیاب

با توجه به این که کار کمپرسور از رابطه $w = \int v dp$ بدست می آید لذا با کاهش حجم مخصوص سیال ورودی به آن می توان کار مورد نیاز کمپرسور را کاهش داد. بنابراین استفاده از خنک کن هایی (Intercooler) به منظور کاهش دمای سیال ورودی به کمپرسور و در نتیجه کاهش حجم مخصوص سیال موجب می شود که کار مصرفی کمپرسور کاهش یابد بدون آنکه تاثیری در فشار ایجاد شود و در نتیجه راندمان کل سیکل افزایش یابد.

نمودارهای T-S و P-v سیکل برایتون در حالتی که از یک خنک کن و بازیاب همراه با گرمایش مجدد و انبساط دو مرحله ای استفاده شده باشد بصورت زیر است:



بدیهی است اگر تعداد مراحل تراکم و انبساط افزایش یابد مطابق شکل زیر نمودار T-s سیکل به نمودار T-s سیکل اریکسون نزدیک می شود. مفهوم جمله فوق آن است که راندمان سیکل افزایش می یابد.



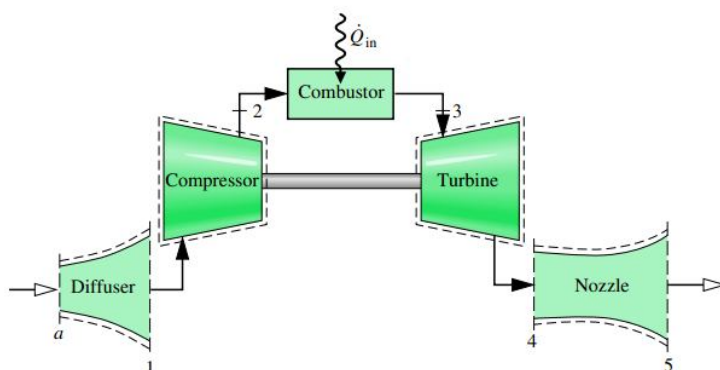
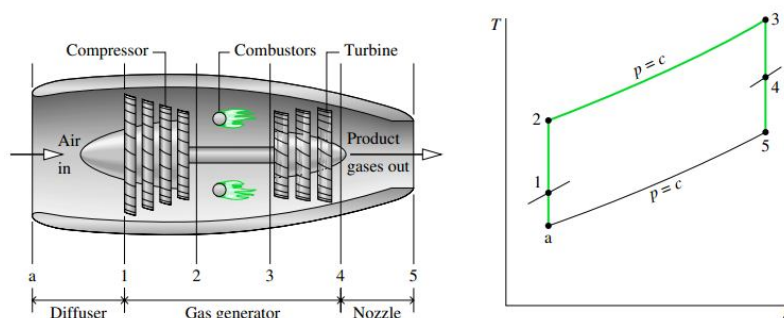
تمرین

یک سیکل توربین گازی با دو مرحله تراکم و دو مرحله انبساط را در نظر بگیرید. نسبت فشار در هر مرحله کمپرسور و هر مرحله توربین 8 به 1 است. فشار در ورود به کمپرسور اول 100kPa و درجه حرارت در ورودی هر کمپرسور 20C و

درجه حرارت در ورودی هر توربین 1100°C می باشد. یک بازیاب نیز همراه سیکل است. کار هر کمپرسور و کار هر توربین و بازده حرارتی سیکل را محاسبه کنید. بازده هر توربین و کمپرسور را 90% و بازده بازیاب را 95% در نظر بگیرید.

سیکل رانش جت (Jet Propulsion Cycle)

از سیکل رانش جت برای راندن موتور جت استفاده می شود. سیکل رانش جت از جمله سیکل های گازی است یعنی سیال عامل در این سیکل تغییر فاز نمی دهد و پیوسته در فاز گاز باقی می ماند.



اساس کار موتور جت به شرح زیر است:

در ابتدا هوای اتمسفر وارد یک شیبوره و اگر که سطح مقطع آن به تدریج افزایش می یابد می شود در نتیجه فشار آن بالا می رود بلافاصله بعد از خروج سیال عامل از شیبوره و اگر سیال وارد کمپرسور شده و فشار آن بشدت زیاد می شود. سیال که فشار آن افزایش یافته است بعد از خروج از کمپرسور وارد محفظه احتراق می شود و در محفظه احتراق با سوخت ترکیب شده و بعد از اشتعال سوخت و هوا به ماکزیمم دمای خود می رسد سپس سیال عامل به منظور انجام کار وارد توربین که به کمپرسور متصل است، می شود تمام کاری که در توربین تولید می شود صرف راندن کمپرسور خواهد شد. سیال عامل پس از خروج از توربین که دچار افت فشار شده است در نهایت وارد یک نازل شده و شتاب آن افزایش می یابد و مخلوط سوخت و هوا در سرعت بسیار بالا نازل را ترک می کند. بر اثر اصل مومنتوم (اندازه حرکت) خروج مخلوط سوخت و هوا از نازل باعث ایجاد مومنتومی رو به جلو در موتور جت می شود و در نتیجه جت به جلو رانده می شود.

تحلیل سیکل موتور جت

چون سیال عامل یک گاز ایدال است لذا رابطه گاز ایدال در هر نقطه از سیکل صادق است:

$$P_a v_a = RT_a$$

$$P_1 v_1 = RT_1$$

$$P_2 v_2 = RT_2$$

$$P_3 v_3 = RT_3$$

$$P_4 v_4 = RT_4$$

$$P_5 v_5 = RT_5$$

فرایندهای شیبوره ها، کمپرسور و توربین انترپی ثابت و فرایند احتراق فشار ثابت بازگشت پذیرند. لذا:

$$s_a = s_1 \Rightarrow \left(\frac{P_1}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_a}{v_1}\right)^{k-1} = \frac{T_1}{T_a}$$

$$s_1 = s_2 \Rightarrow \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \frac{T_2}{T_1}$$

$$P_2 = P_3 \Rightarrow \frac{v_2}{T_2} = \frac{v_3}{T_3}$$

$$s_3 = s_4 \Rightarrow \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3}$$

$$s_4 = s_5 \Rightarrow \left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{k-1} = \frac{T_5}{T_4}$$

گرمای داده شده به سیکل، کار توربین و کمپرسور بترتیب از روابط زیر بدست می آیند:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m} C_p (T_3 - T_2)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m} C_p (T_3 - T_4)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m} C_p (T_2 - T_1)$$

$$\dot{W}_t = \dot{W}_c$$

برای محاسبه سرعت گازهای خروجی از شیبوره از قانون اول ترمودینامیک برای فرایند SSSF استفاده می کنیم:

$$\dot{Q} + \dot{m} \left(h_4 + \frac{V_4^2}{2} \right) = \dot{W} + \dot{m} \left(h_5 + \frac{V_5^2}{2} \right)$$

در شیبوره هیچ کاری انجام نمی شود و اگر شیبوره عایق و سرعت ورود به آن ناچیز فرض شود رابطه فوق بصورت زیر در خواهد آمد:

$$h_4 = h_5 + \frac{V_5^2}{2}$$

و سرعت خروجی در این حالت بصورت زیر محاسبه می شود:

$$V_5^2 = 2(h_4 - h_5) = 2C_p (T_4 - T_5)$$

همچنین نیروی رانش موتور جت (Thrust Force) توسط رابطه زیر بدست می آید:

$$F = \dot{m}(V_{out} - V_{in})$$

در این رابطه \dot{m} دبی جرمی، V_{in} سرعت ورود هوا نسبت به جت و V_{out} سرعت خروجی سوخت نسبت به جت است.

همچنین قدرت پیشران (Thrust Power) یعنی قدرت تولیدی حاصل از رانش موتور از رابطه زیر نتیجه می شود:

$$\dot{W} = FV_{jet} = \dot{m}(V_{out} - V_{in})V_{jet}$$

بازده پیشران (Thrust Efficiency) بصورت نسبت قدرت پیشرانش بر ورودی مورد نیاز انرژی گرمایی سوخت \dot{Q}_{in} در فرایند احتراق تعریف می شود:

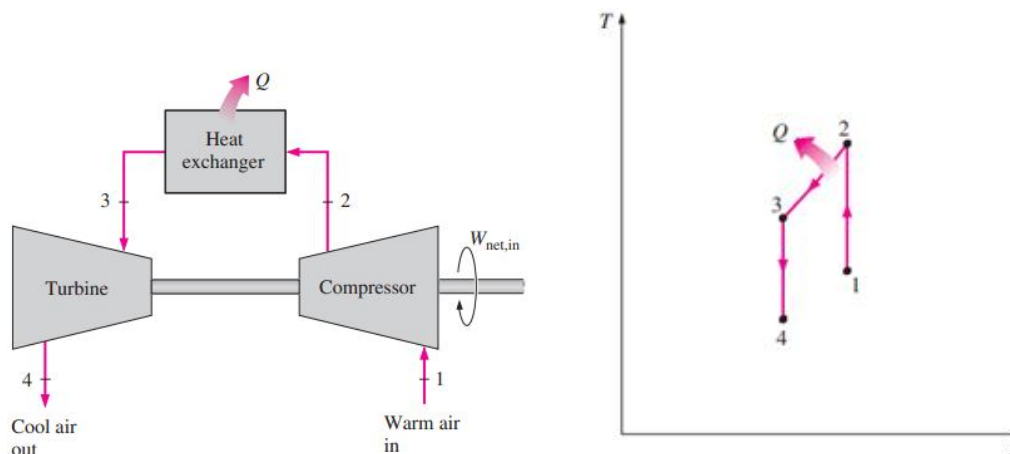
$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{in}}$$

تمرین

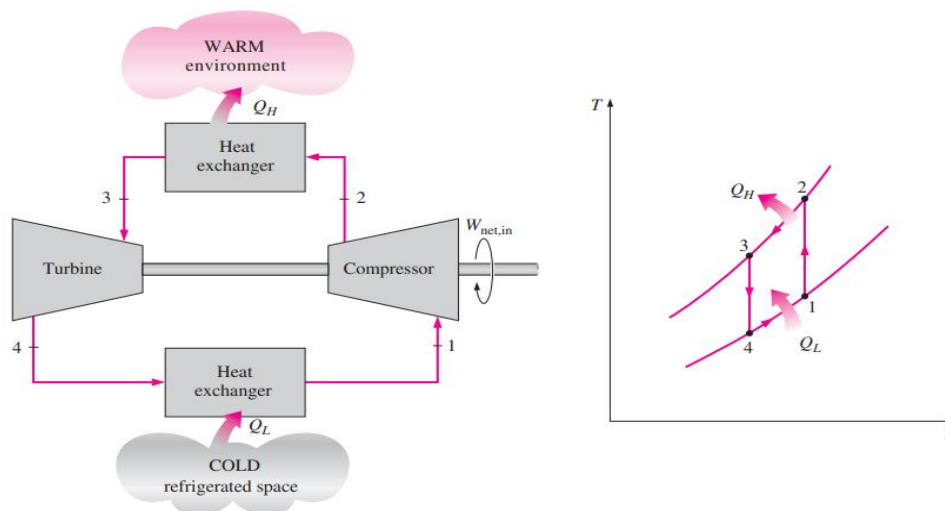
هوا در 1250K و 1.5MPa وارد توربین یک موتور جت می شود. هوا پس از خروج از توربین در 250 kPa وارد نازل و سپس وارد اتمسفر (با فشار 100 kPa) می شود. بازده تک اترپپی (آیزنتروپیک) توربین 85% و بازده نازل 95% است. دمای ورودی به نازل و سرعت خروجی از نازل را بیابید. انرژی جنبشی خروجی از توربین را ناچیز در نظر بگیرید.

سیکل تبرید استاندارد هوایی (Air Standard Refrigeration Cycle)

سیکل تبریدی که سیال عامل آن هوا است سیکل تبرید هوایی نام دارد. از این سیکل در عمل برای مایع سازی هوا و سایر گازها و به منظور عمل سرمایش مثلا در هواپیما استفاده می شود. شماتیک هر دو حالت آن (باز و بسته) به همراه نمودار T-s در شکلهای زیر مشاهده می شود.



سیکل تبرید هوایی نوع باز



سیکل تبرید هوایی نوع بسته

اساس کار سیکل تبرید هوایی به صورت زیر است:

ابتدا هوا وارد کمپرسور شده و فشار آن افزایش می یابد. سپس هوای با فشار زیاد وارد چگالنده شده و با عبور از آن گرمای گرفته شده از منبع سرد را به محیط انتقال می دهد و در نقطه 3 دمای آن به دمای اتمسفر می رسد. سپس هوا وارد یک منبسط کن (توربین) که به یک کمپرسور متصل است، می شود. منبسط کن هم مقداری از کار مورد نیاز کمپرسور را تأمین می کند و هم دمای هوا را بر اثر انبساط کاهش می دهد در نهایت هوای خنک به درون کابین راه می یابد و بر اثر انتقال حرارت گرمای کابین را جذب می نماید و بدین ترتیب سیکل تبرید هوایی تکمیل می شود.

تحلیل سیکل تبرید هوایی

چون سیال عامل یک گاز ایدال است لذا رابطه گاز ایدال در هر نقطه از سیکل صادق است:

$$P_1 v_1 = RT_1$$

$$P_2 v_2 = RT_2$$

$$P_3 v_3 = RT_3$$

$$P_4 v_4 = RT_4$$

فرایندهای اول و سوم اترورپی ثابت و فرایندهای دوم و چهارم فشار ثابت بازگشت پذیرند لذا:

$$s_1 = s_2 \Rightarrow \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \frac{T_2}{T_1}$$

$$P_2 = P_3 \Rightarrow \frac{v_2}{T_2} = \frac{v_3}{T_3}$$

$$s_3 = s_4 \Rightarrow \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3}$$

$$P_4 = P_1 \Rightarrow \frac{v_4}{T_4} = \frac{v_1}{T_1}$$

مقدار حرارت داده شده به منبع دمایی بالا، گرمای گرفته شده از منبع دمایی پایین، همچنین کار منبسط کن، کمپرسور و کار خالص مصرفی و ضریب عملکرد سیکل بترتیب از روابط زیر بدست می آیند:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}C_p(T_2 - T_3)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m}C_p(T_1 - T_4)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}C_p(T_3 - T_4)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}C_p(T_2 - T_1)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_c - \dot{W}_t = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{m}C_p[(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)]$$

$$\beta = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{net}} = \frac{\dot{m}C_p(T_1 - T_4)}{\dot{m}C_p[(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)]}$$

$$\beta = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)}$$

تمرین

در یک سیکل ساده تبرید استاندارد هوایی، هوا در فشار 0.2MPa و درجه حرارت 30C- وارد کمپرسور شده و در فشار 0.7MPa از آن خارج می شود. اگر هوا در درجه حرارت 15C وارد منبسط کن شود، ضریب عملکرد سیکل و شدت جریان هوای ورودی به کمپرسور جهت تولید یک کیلو وات تبرید را حساب کنید.

تمرین

تمرین قبل را با فرض اینکه بازده ایزنتروپیک کمپرسور و منبسط کننده 80% باشد حل کنید.

تمرین

تمرین های قبل را با فرض اینکه بجای هوا از هلیوم بعنوان سیال فعال استفاده شود، حل کنید.

جلسه نهم

فصل دوم: روابط ترمودینامیکی (Thermodynamic Relations)

مقدمه و یادآوری

فرض کنید f یک تابع از دو متغیر X و Y باشد. از ریاضیات می دانیم دیفرانسیل تابع f بصورت زیر تعریف می شود:

$$df = Mdx + Ndy$$

که در آن:

$$M = \left(\frac{\partial f}{\partial x} \right)_y \quad \text{و} \quad N = \left(\frac{\partial f}{\partial y} \right)_x$$

اگر $\left(\frac{\partial M}{\partial y} \right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x} \right)_y$ در آن صورت f مستقل از مسیر است و دیفرانسیل آن دیفرانسیل کامل نام دارد. همچنین اگر $z = z(x, y)$ رابطه زیر همیشه برقرار است:

$$\left(\frac{\partial z}{\partial x} \right)_y = - \left(\frac{\partial z}{\partial y} \right)_x$$

روابط ماکسول (Maxwell relations)

روابط ماکسول روابطی به صورت مشتقات جزئی خواص ترمودینامیکی هستند که از این روابط برای تبدیل تغییرات خواص غیرقابل اندازه گیری از قبیل آنتروپی، انتالپی و انرژی داخلی بر حسب خواص قابل اندازه گیری دما، فشار و حجم استفاده می شود. این روابط نخستین بار توسط ماکسول بدست آمدند. برای اثبات این روابط لازم است دو خاصیت جدید به نامهای تابع هلمهولتز (Helmholtz Function) و تابع گیبس (Gibbs Function) معرفی شود. این دو خاصیت که توسط دانشمندانی به همین نام برای اولین بار مطرح شدند، به صورت زیر تعریف می شوند:

تابع هلمهولتز:

$$a = u - Ts$$

تابع گیبس:

$$g = h - Ts$$

روابط ماکسول به صورت زیر است:

$$1) \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v = \left(\frac{\partial s}{\partial v} \right)_T$$

$$2) \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s} \right)_P$$

$$3) \left(\frac{\partial T}{\partial v} \right)_s = - \left(\frac{\partial P}{\partial s} \right)_v$$

$$4) \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P = - \left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_T$$

اثبات روابط ماکسول

در ترمودینامیک ۱ روابط زیر اثبات شدند:

$$du = Tds - PdV$$

$$dh = Tds + v dP$$

چون انرژی داخلی یک خاصیت ترمودینامیکی است لذا مستقل از مسیر است بنابراین دیفرانسیل آن کامل بوده و با توجه به اینکه هرگاه یک تابع مستقل از مسیر باشد رابطه زیر بین مشتقات جزئی آن برقرار است:

$$df = Mdx + Ndy \Rightarrow \left(\frac{\partial M}{\partial y} \right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x} \right)_y$$

در نتیجه:

$$du = Tds - Pdv$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v} \right)_s = \left(\frac{-\partial P}{\partial s} \right)_v$$

بهمین ترتیب چون انتالپی هم یک خاصیت ترمودینامیکی و بنابراین مستقل از مسیر است داریم:

$$dh = Tds + vdP$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s} \right)_P$$

دو رابطه دیگر ماکسول بصورت زیر اثبات می شود:

$$a = u - Ts \Rightarrow da = d(u - Ts) = du - d(Ts) \Rightarrow da = du - Tds - sdT$$

و چون

$$du = Tds - Pdv$$

در نتیجه:

$$da = Tds - Pdv - Tds - sdT = -Pdv - sdT$$

هلمهولتز هم یک خاصیت ترمودینامیکی است، بنابراین:

$$\left(\frac{-\partial P}{\partial T} \right)_v = \left(\frac{-\partial s}{\partial v} \right)_T$$

و یا

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v = \left(\frac{\partial s}{\partial v} \right)_T$$

همچنین:

$$g = h - Ts \Rightarrow dg = d(h - Ts) = dh - d(Ts) \Rightarrow dg = dh - Tds - sdT$$

و چون

$$dh = Tds + vdP$$

در نتیجه:

$$dg = Tds + vdP - Tds - sdT = vdP - sdT$$

گیس یک خاصیت ترمودینامیکی است، بنابراین:

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P = \left(\frac{-\partial s}{\partial P} \right)_T$$

اثبات دو رابطه زیر مفید است:

$$du = Tds - Pdv \Rightarrow \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v = T \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_v - P \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_v$$

جمله آخر تغییرات حجم نسبت به دما در حجم ثابت است و در نتیجه برابر صفر است.

از طرفی طبق تعریف $C_V = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v$ (گرمای ویژه حجم ثابت) در نتیجه:

$$C_V = T \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_v$$

$$dh = Tds + vdP \Rightarrow \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = T \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_p + v \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_p$$

جمله آخر رابطه فوق تغییرات فشار نسبت به دما در فشار ثابت است که برابر صفر است.

از طرفی طبق تعریف $C_P = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p$ (گرمای ویژه فشار ثابت) در نتیجه:

$$C_P = T \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_p$$

به کمک روابط ماکسول و دو رابطه اخیر که برای گرماهای ویژه اثبات شد، می توان تغییرات هر خاصیت را بر حسب تغییرات خواص قابل اندازه گیری بدست آورد.

مثال

عبارتی برای $\left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_s$ و $\left(\frac{\partial u}{\partial P} \right)_T$ بر حسب خواص قابل اندازه گیری P, v, T و گرمای ویژه بدست آورید.

حل

هرگاه خاصیت غیر قابل اندازه گیری بصورت اندیس باشد ابتدا از رابطه زیر و سپس از روابط ماکسول استفاده می کنیم:

$$\left(\frac{\partial x}{\partial y} \right)_z = - \frac{\left(\frac{\partial z}{\partial y} \right)_x}{\left(\frac{\partial z}{\partial x} \right)_y}$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_s = - \frac{\left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_T}{\left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_p}$$

اما $\left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_T = - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$ و $C_P = T \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_p$ یا $\left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_p = \frac{C_P}{T}$ بنابراین:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_s = - \frac{\left(- \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p}{\frac{C_P}{T}} = \frac{T}{C_P} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$$

هرگاه اندیس یک خاصیت قابل اندازه گیری باشد ابتدا از یکی از دو رابطه زیر و سپس از روابط ماکسول استفاده می کنیم:

$$du = Tds - Pdv$$

$$dh = Tds + vdP$$

$$du = Tds - Pdv \Rightarrow \left(\frac{\partial u}{\partial P} \right)_T = T \left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_T - P \left(\frac{\partial v}{\partial P} \right)_T$$

اما $\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$ در نتیجه:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial P}\right)_T = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P - P\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T$$

تمرین

عبارتی برای $\left(\frac{\partial h}{\partial v}\right)_T$ ، $\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_v$ و $\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_u$ بر حسب خواص P, v, T و گرمای ویژه بدست آورید.

معادله کلایپرون (Clapeyron Equation)

معادله کلایپرون رابطه ای است میان فشار و دمای اشباع یک ماده خالص.

معادله کلایپرون هنگام تغییر فاز بین دو فاز مختلف یک ماده بکار می رود.

از معادلات ماکسول می دانیم که:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T$$

در تغییر فاز از مایع به بخار:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \frac{s_g - s_f}{v_g - v_f} = \frac{s_{fg}}{v_{fg}}$$

در هنگام تغییر فاز فشار تنها تابعی از دماست: $P = P(T)$ و $\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \frac{dP}{dT}$ در نتیجه:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{s_{fg}}{v_{fg}}$$

از ترمودینامیک ۱ می دانیم:

$$s_{fg} = \frac{h_{fg}}{T}$$

در نتیجه:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{h_{fg}}{Tv_{fg}}$$

$$v_f \ll v_g \Rightarrow v_{fg} \cong v_g \Rightarrow \frac{dP}{dT} = \frac{h_{fg}}{Tv_g}$$

$$v_g = \frac{RT}{P} \Rightarrow \frac{dP}{dT} = \frac{h_{fg}}{T \frac{RT}{P}} = \frac{Ph_{fg}}{RT^2}$$

$$\frac{dP}{dT} = \frac{Ph_{fg}}{RT^2} \Rightarrow \frac{dP}{P} = \frac{h_{fg}}{RT^2} dT \Rightarrow \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{P} = \frac{h_{fg}}{R} \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T^2} \Rightarrow \ln \frac{P_2}{P_1} = \frac{h_{fg}}{R} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \Rightarrow$$

$$P_2 = P_1 \exp \left[\frac{h_{fg}}{R} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \right]$$

اگر در فشار اشباع P_1 دمای اشباع T_1 باشد، فشار اشباع P_2 در دمای اشباع T_2 را می توان به کمک این رابطه بدست آورد.

تمرین

هلیوم در فشار $101.3kPa$ در $4.22K$ می جوشد و گرمای نهان تبخیر آن $h_{fg} = 83.3 \frac{kJ}{kmol}$ است. تعیین کنید چه فشاری برای رسیدن به دماهای جوش $3K$ و $0.5K$ لازم است.

در مباحث بعدی بدنبال آنیم که تغییرات خواص غیرقابل اندازه گیری را بر حسب خواص قابل اندازه گیری دما، فشار، حجم و گرماهای ویژه بدست آوریم.

تغییرات انرژی داخلی (Changes of Internal Energy)

می دانیم که انرژی داخلی در حالت کلی تابعی از دما و حجم مخصوص است. یعنی:

$$u = u(T, v)$$

در نتیجه:

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv \quad *$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v = C_v$$

$$du = T ds - P dv \Rightarrow \left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T = T \left(\frac{\partial s}{\partial v} \right)_T - P \left(\frac{\partial v}{\partial v} \right)_T$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v} \right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v \text{ : از معادلات ماکسول داریم}$$

و در نتیجه:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T = T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v - P$$

با جایگذاری در رابطه * خواهیم داشت:

$$du = C_v dT + \left[T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v - P \right] dv \Rightarrow \int_{u_1}^{u_2} du = \int_{T_1}^{T_2} C_v dT + \int_{v_1}^{v_2} \left[T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v - P \right] dv$$

و یا:

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_v dT + \int_{v_1}^{v_2} \left[T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v - P \right] dv$$

رابطه فوق در فرایند دما ثابت ($dT = 0$) بصورت زیر ساده می شود:

$$u_2 - u_1 = \int_{v_1}^{v_2} \left[T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v - P \right] dv$$

و در فرایند حجم ثابت ($dv = 0$):

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_v dT$$

تغییرات انتالپی (Changes of Enthalpy)

انتالپی در حالت کلی تابعی از دما و فشار است. یعنی:

$$h = h(T, P)$$

در نتیجه:

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T dP \quad *$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P = C_p$$

$$dh = Tds + vdP \Rightarrow \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T = T\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T + v\left(\frac{\partial P}{\partial P}\right)_T$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = \left(\frac{-\partial v}{\partial T}\right)_P \text{ داریم}$$

و در نتیجه:

$$\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P + v$$

با جایگذاری در رابطه * خواهیم داشت:

$$dh = C_p dT + \left[-T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P + v\right] dP \Rightarrow \int_{h_1}^{h_2} dh = \int_{T_1}^{T_2} C_p dT + \int_{P_1}^{P_2} \left[-T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P + v\right] dP$$

و یا:

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_p dT + \int_{P_1}^{P_2} \left[-T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P + v\right] dP$$

رابطه فوق در فرایند دما ثابت ($dT = 0$) بصورت زیر ساده می شود:

$$h_2 - h_1 = \int_{P_1}^{P_2} \left[-T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P + v\right] dP$$

و در فرایند فشار ثابت ($dP = 0$):

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_p dT$$

تغییرات انتروپی (Changes of Entropy)

می دانیم که انتروپی تابعی از دما و حجم مخصوص است. یعنی:

$$s = s(T, v)$$

در نتیجه:

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T dv \quad *$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v = \frac{C_v}{T}$$

و از روابط ماکسویل داریم:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v$$

با جایگذاری در رابطه * خواهیم داشت:

$$ds = \frac{C_v}{T} dT + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv \Rightarrow \int_{s_1}^{s_2} ds = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_v}{T} dT + \int_{v_1}^{v_2} \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv$$

ویا:

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_V}{T} dT + \int_{v_1}^{v_2} \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v dv$$

رابطه فوق در فرایند دما ثابت ($dT = 0$) بصورت زیر ساده می شود:

$$s_2 - s_1 = \int_{v_1}^{v_2} \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v dv$$

و در فرایند حجم ثابت ($dv = 0$):

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_V}{T} dT$$

از طرفی انتروپی را می توان بصورت تابعی از دما و فشار هم بیان کرد. یعنی:

$$s = s(T, P)$$

در نتیجه:

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_P dT + \left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_T dP \quad *$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_P = \frac{C_P}{T}$$

و از روابط ماکسول داریم:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_T = - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P$$

با جایگذاری در رابطه * خواهیم داشت:

$$ds = \frac{C_P}{T} dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P dP \Rightarrow \int_{s_1}^{s_2} ds = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_P}{T} dT - \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P dP$$

ویا:

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_P}{T} dT - \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P dP$$

رابطه فوق در فرایند دما ثابت ($dT = 0$) بصورت زیر ساده می شود:

$$s_2 - s_1 = - \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P dP$$

و در فرایند فشار ثابت ($dP = 0$):

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_P}{T} dT$$

اختلاف گرماهای ویژه (Specific Heat)

روابط زیر را می توان ثابت کرد:

$$C_P - C_V = T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v$$

$$C_P - C_V = -T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P^2 \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_T$$

نتایج بدست آمده از روابط فوق

- ۱- با نزدیک شدن دمای مطلق به صفر اختلاف بین گرماهای ویژه به صفر نزدیک می شود.
- ۲- گرمای ویژه حجم ثابت با گرمای ویژه فشار ثابت برای مواد تراکم ناپذیر (جامدات و مایعات) تقریباً برابر است زیرا حجم مخصوص در این مواد تقریباً ثابت می باشد.
- ۳- مقدار C_p همواره از C_v بیشتر است زیرا $T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p^2$ همیشه مثبت و $\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T$ برای تمام مواد شناخته شده منفی است و در نتیجه $-T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p^2\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T$ یعنی $C_p - C_v$ همواره مثبت خواهد بود.

تمرین

معادله حالت گازی خاص توسط رابطه زیر بیان می شود:

$$v = \frac{RT}{P} + B - \frac{A}{RT}$$

که در آن R ثابت گاز و A و B دو مقدار ثابت می باشند. رابطه ای برای تغییر انتروپی، تغییر انتالپی و تغییر انرژی درونی این گاز در یک فرایند همدمای بدست آورید.

روابط ترمودینامیکی دیگر

ضریب انبساط طولی (Coefficient of Linear Expansion)

ضریب انبساط طولی δ_p تغییرات طول یک جسم صلب را بر حسب دما در فشار ثابت بیان می کند:

$$\delta_p = \frac{1}{L} \left(\frac{\partial L}{\partial T} \right)_p$$

ضریب انبساط حجمی یا انبساط پذیری حجمی (Volume Expansivity)

این ضریب تغییرات حجم را بر حسب دما در فشار ثابت نشان می دهد:

$$\alpha_p = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = 3\delta_p$$

تراکم پذیری تکدما (Isothermal Compressibility)

تراکم پذیری تکدما تغییر حجم را بر حسب فشار در دمای ثابت نشان می دهد. این ضریب قابلیت تراکم پذیری یک ماده را در دمای ثابت بیان می کند مثلاً گازها تراکم پذیری بسیار بیشتری نسبت به مایعات دارند.

$$\beta_T = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial P} \right)_T$$

تراکم پذیری آیزنتروپیک (Isentropic Compressibility)

تراکم پذیری آیزنتروپیک تغییر حجم را بر حسب فشار در انتروپی ثابت نشان می دهد. این ضریب، قابلیت تراکم پذیری یک ماده را در حالت آنتروپی ثابت بیان می کند.

$$\beta_s = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial P} \right)_s$$

مدول کپه ای (حجمی) تکدما (Isothermal Bulk Modulus)

عکس تراکم پذیری تکدما را مدول کپه ای تکدما می نامند. این خاصیت میزان سفتی ماده را در دمای ثابت نشان میدهد.

$$B_T = -v \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_T$$

مدول کپه ای (حجمی) آیزنتروپیک (Isentropic Bulk Modulus)

عکس تراکم پذیری آیزنتروپیک را مدول کپه ای آیزنتروپیک می نامند. این خاصیت میزان سفتی ماده را در یک فرایند انتروپی ثابت نشان می دهد.

$$B_s = -v \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_s$$

سرعت صوت (Velocity of Sound)

سرعت صوت در یک محیط از رابطه زیر حاصل می شود:

$$c^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s = -v^2 \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_s = v B_s$$

چون جامدات و مایعات مدول حجمی آیزنتروپیک بزرگتری نسبت به گازها دارند لذا سرعت صوت در آنها بیشتر از سرعت صوت در گازهاست. بطور کلی هر چه تراکم ناپذیری محیط بیشتر باشد، سرعت صوت بیشتر خواهد بود. سرعت صوت در جامدات بیشتر از مایعات و در مایعات بیشتر از گازها است. به همین دلیل است که با قرار دادن گوش روی ریل راه آهن زودتر متوجه ورود قطار به ایستگاه می شوید.

تمرین

ابتدا نشان دهید:

$$C_p - C_v = \frac{v T \alpha_p^2}{\beta_T}$$

و سپس نشان دهید برای گازهای ایدال این رابطه به صورت $C_p - C_v = R$ در می آید.

تمرین

نشان دهید در یک فرایند تکدمای بازگشت پذیر:

$$q = -T v \alpha_p (P_2 - P_1)_T$$

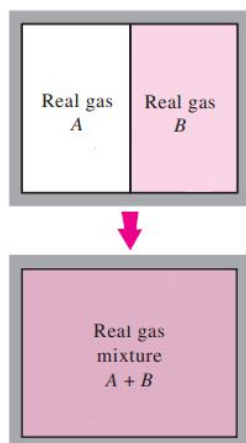
$$w = -\frac{v \beta_T}{2} (P_2^2 - P_1^2)$$

جلسه دهم

فصل سوم: مخلوطهای گازی ایدال (Ideal Gas Mixtures)

مخلوط (Mixture)

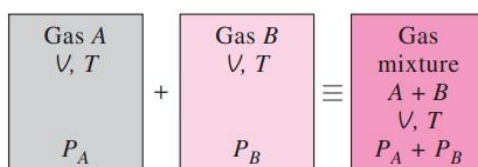
مخلوط ترکیبی از چند ماده مختلف است که هر ماده را یک جزء (Component) می نامند. مانند مخلوط هوا، زیرا هوا ترکیبی از چند گاز (جزء) مختلف است از قبیل اکسیژن، نیتروژن، آرگون، متان، بخار آب و ...



برای بررسی رفتار یک مخلوط دو مدل وجود دارد.

قانون دالتون (Dalton's Law)

در مدل دالتون هر جزء به تنهایی در حجم کل مخلوط و درجه حرارت مخلوط در نظر گرفته می شود و فشار کل مخلوط برابر مجموع فشارهای جزئی تمام اجزاء مخلوط است.



$$V_A = V_B = V$$

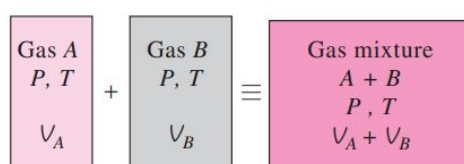
$$P = P_A + P_B$$

$$n = n_A + n_B$$

$$y_i = \frac{n_i}{n} = \frac{P_i}{P}$$

y_i را کسر مولی جزء i ام می نامند. n_i تعداد مولهای جزء i و n تعداد کل مولهای مخلوط است.

مدل آماگات (Amagat's Law)



در این مدل فرض می شود که حجم کل مخلوط برابر مجموع حجم های جزئی اجزای آن است و تمامی اجزا در فشار و درجه حرارت مخلوط قرار دارند.

$$P_A = P_B = P$$

$$V = V_A + V_B$$

$$n = n_A + n_B$$

$$y_i = \frac{n_i}{n} = \frac{V_i}{V}$$

مخلوط هوا

هوای خشک مخلوطی از چند گاز است اما اکسیژن و نیتروژن اجزای مهم هوای خشک هستند و گازهای دیگر موجود در هوای خشک را غالباً در نظر نمی گیرند.

از طرفی بخار آب موجود در مخلوط هوا اگرچه بسیار کم است اما در احساس انسان تأثیر می گذارد. به طور کلی در تهویه مطبوع، هوا را ترکیبی از اکسیژن، نیتروژن و بخار آب در نظر می گیرند و منظور از هوای خشک (Dry air)، هوای بدون بخار آب است. برای تحلیل هوا از مدل دالتون استفاده می کنیم و هم هوای خشک و هم بخار آب موجود در آن را می توان ایدال فرض کرد:

$$P = P_a + P_v$$

$$V_a = V_v = V$$

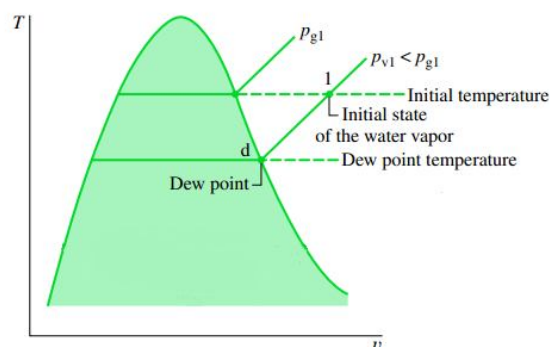
$$m = m_a + m_v$$

$$P_a V = m_a R_a T$$

$$P_v V = m_v R_v T$$

نقطه شبنم (Dew point)

هرگاه مخلوط هوا (هوای خشک و بخار آب) در فشار ثابت سرد شود بگونه ای که بخار آب موجود در هوا به مایع تبدیل شود (از نقطه 1 به نقطه d در نمودار) در این حالت دما را دمای شبنم می نامند. دمای نقطه d دمای شبنم است. اگر به جداره بیرونی پارچ آب حاوی یخ نگاه کنید قطرات ریز آب را روی آن می توانید مشاهده کنید.



رطوبت نسبی (Relative Humidity)

نسبت فشار جزئی بخار آب موجود در مخلوط هوا به فشار آب موجود در مخلوط اشباع در همان دما و فشار را رطوبت نسبی می نامند که آن را با ϕ نشان می دهند.

$$\phi = \frac{P_v}{P_g}$$

P_v : فشار جزئی بخار آب موجود در مخلوط

P_g : فشار جزئی بخار آب موجود در مخلوط اشباع در همان دما

$$P_g = P_{sat}|_T$$

رطوبت نسبی را برحسب درصد بیان می کنند. درحالتی که هوا کاملاً اشباع باشد: $\phi = 100\%$ یا برابر یک است. در این حالت چنانچه به هوا بخار آب تزریق شود بخار به مایع تبدیل خواهد شد. لازم بذکر است در دمای شبنم و یا دماهای پایینتر از آن هوا کاملاً اشباع است بنابراین در این حالت رطوبت نسبی برابر یک خواهد بود.

$$\phi = \frac{P_v}{P_g} = \frac{\frac{m_v R_v T}{V}}{\frac{m_g R_g T}{V}} = \frac{m_v}{m_g}$$

$$\phi = \frac{P_v}{P_g} = \frac{m_v}{m_g}$$

نسبت رطوبت، رطوبت مخصوص یا رطوبت مطلق (Specific Humidity or Absolute Humidity)

نسبت جرم بخار آب موجود در هوا به جرم هوای خشک را نسبت رطوبت یا رطوبت مخصوص یا رطوبت مطلق می نامند.

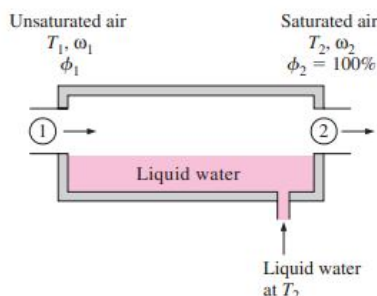
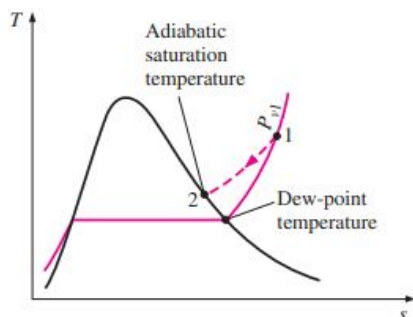
$$\omega = \frac{m_v}{m_a}$$

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{\frac{P_v V}{R_v T}}{\frac{P_a V}{R_a T}} \Rightarrow \omega = \frac{P_v R_a}{P_a R_v} = \frac{P_v \bar{R}}{P_a \bar{R}} = \frac{M_v P_v}{M_a P_a} = \frac{18 P_v}{29 P_a} = \frac{0.622 P_v}{P_a} = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} = \frac{0.622 \phi P_g}{P_a}$$

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{0.622 P_v}{P_a} = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} = \frac{0.622 \phi P_g}{P_a}$$

فرآیند اشباع آدیاباتیک (Adiabatic Saturation Process)

هرگاه عمل سرمایش هوا درون یک کانال کاملاً عایق و با تزریق آب صورت گیرد و هوای خروجی کاملاً اشباع باشد، این فرآیند را اشباع آدیاباتیک می نامند.



قانون بقای جرم برای فرآیند اشباع آدیاباتیک (Conservation of Mass)

قانون بقای جرم برای هوای خشک و آب جداگانه نوشته می شود:

برای هوای خشک:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a$$

برای آب:

$$\dot{m}_{v1} + \dot{m}_l = \dot{m}_{v2}$$

\dot{m}_l دبی جرمی آب مایع تزریق شده به هواست.

با تقسیم دو طرف رابطه فوق بر \dot{m}_a :

$$\frac{\dot{m}_{v1}}{\dot{m}_a} + \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{m}_{v2}}{\dot{m}_a}$$

اما $\frac{\dot{m}_{v1}}{\dot{m}_a} = \omega_1$ و $\frac{\dot{m}_{v2}}{\dot{m}_a} = \omega_2$ در نتیجه:

$$\frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_a} = \omega_2 - \omega_1$$

قانون بقای انرژی برای فرآیند اشباع آدیاباتیک (Conservation of Energy)

با نوشتن قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل با توجه به اینکه در این فرآیند کاری انجام نمی شود، عبارت کار برابر صفر خواهد بود همچنین می توان از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر نمود. بنابراین:

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}h_m = \sum \dot{m}h_{out}$$

چون فرآیند آدیاباتیک است:

$$\dot{Q} = 0$$

در نتیجه:

$$\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{v1} + \dot{m}_l h_l = \dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2}$$

با تقسیم دو طرف رابطه فوق بر \dot{m}_a :

$$h_{a1} + \frac{\dot{m}_{v1}}{\dot{m}_a} h_{v1} + \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_a} h_l = h_{a2} + \frac{\dot{m}_{v2}}{\dot{m}_a} h_{v2}$$

اما

$$\frac{\dot{m}_{v1}}{\dot{m}_a} = \omega_1$$

$$\frac{\dot{m}_{v2}}{\dot{m}_a} = \omega_2$$

$$\frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_a} = \omega_2 - \omega_1$$

$$h_{a1} = C_{Pa} T_1$$

$$h_{v1} = h_g|_{T_1} = C_{Pv} T_1$$

$$h_l = h_f|_{T_2}$$

$$h_{a2} = C_{Pa} T_2$$

$$h_{v2} = h_g|_{T_2} = C_{Pv} T_2$$

در نتیجه:

$$C_{Pa}T_1 + \omega_1 C_{Pv}T_1 + (\omega_2 - \omega_1)h_f \Big|_{T_2} = C_{Pa}T_2 + \omega_2 C_{Pv}T_2$$

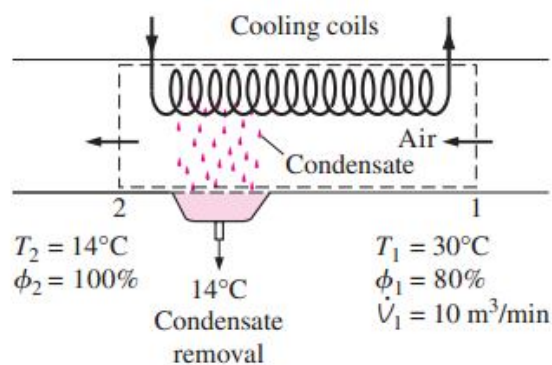
C_{Pa} و C_{Pv} بترتیب گرمای ویژه بخار آب و گرمای ویژه هوا می باشند.

تمرین

2kg هوای مرطوب در فشار ثابت 1atm و رطوبت نسبی 80% از دمای 30C به 5C سرد می شود. نسبت رطوبت اولیه و نقطه شبنم و مقدار بخار چگالیده شده را بدست آورید.

تمرین

سیستم تهویه مطبوع شکل زیر در فشار کل ثابت 101kPa کار می کند. هوا در دمای 30 درجه سانتیگراد و رطوبت نسبی 80% با نرخ حجمی 10 مترمکعب بر دقیقه وارد سیستم می شود و بر اثر سرمایش، بخار آب موجود در آن چگالیده شده و آب با دمای 14 درجه سانتیگراد از آن خارج می شود و هوا و بخار آب با دمای 14 درجه سانتیگراد و رطوبت نسبی 100% سیستم را ترک می کنند. مقدار انتقال حرارت از دستگاه را محاسبه کنید.



تمرین

برای فرایند اختلاط آدیاباتیک جریان های هوا مطابق شکل ثابت کنید روابط زیر برقرار است:

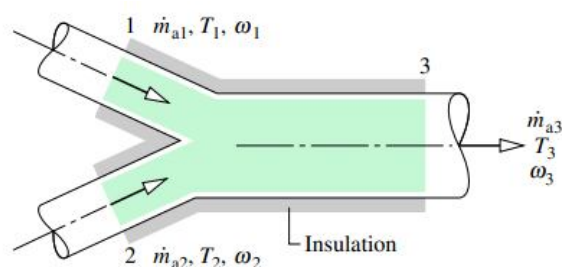
$$\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a3}$$

$$\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} = \dot{m}_{v3}$$

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{\omega_3 - \omega_2}{\omega_1 - \omega_3} = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3}$$

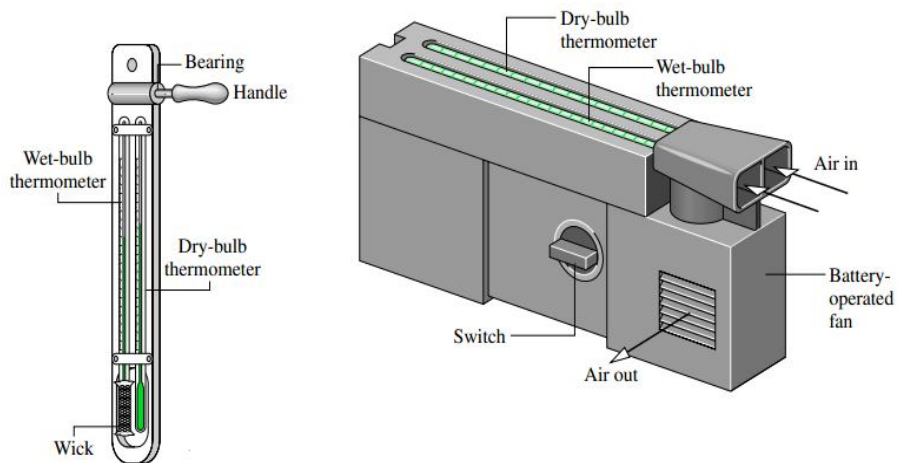
$$\dot{m}_{a1} \omega_1 + \dot{m}_{a2} \omega_2 = \dot{m}_{a3} \omega_3$$

$$\dot{m}_{a1}(h_{a1} + \omega_1 h_{v1}) + \dot{m}_{a2}(h_{a2} + \omega_2 h_{v2}) = \dot{m}_{a3}(h_{a3} + \omega_3 h_{v3})$$



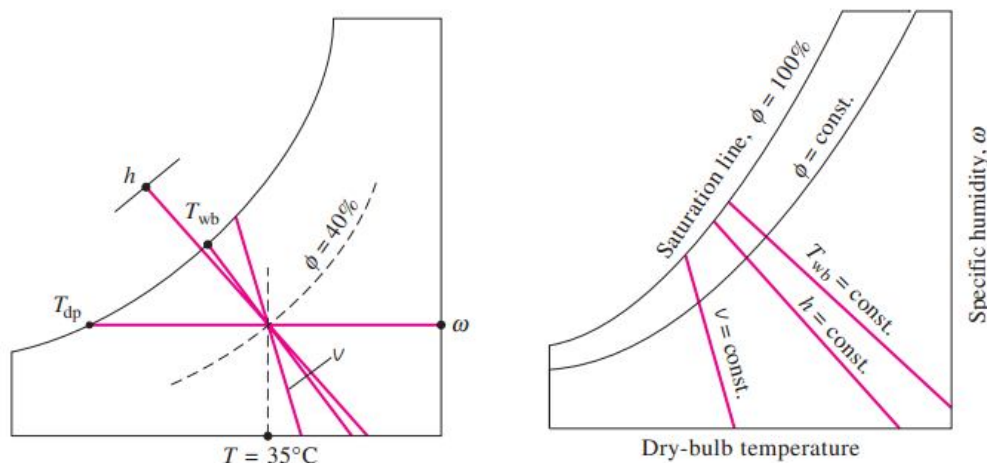
دمای حباب خیس و دمای حباب خشک (Wet-Bulb and Dry-Bulb Temperature)

رطوبت مخلوط هوا بخار آب توسط وسیله ای بنام رطوبت سنج اندازه گیری می شود. در این وسیله از جریان هوایی که از دماسنجهای حباب خیس و حباب خشک عبور می کند استفاده می شود. مخزن دماسنج حباب خیس با فتیله پنبه ای اشباع از آب پوشیده شده است. دماسنج حباب خشک فقط برای اندازه گیری دمای هوا به کار می رود. جریان هوا توسط یک فن تامین می شود.



نمودار سایکرومتریک (Psychrometric Chart)

بکمک این نمودار بدون نیاز به محاسبات خسته کننده تنها با معلوم بودن دو خاصیت از هوا می توان سایر خواص آن را بدست آورد. محور افقی بیانگر دمای هوای خشک و محور قائم نسبت رطوبت می باشد سایر خواص در شکل نشان داده شده است. نمودار کامل سایکرومتریک در مجموعه جداول و نمودارهای ترمودینامیک سنجل در کتابخانه وبلاگ موجود است.



فرایندهای تهویه مطبوع

گرمایش و سرمایش ساده (Simple Heating and Simple Cooling)

در این فرایندها رطوبت مخصوص ثابت می ماند ولی در گرمایش ساده دما افزایش و رطوبت نسبی کاهش یافته و در سرمایش ساده دما کاهش و رطوبت نسبی افزایش می یابد مانند بخاری و یا پمپ حرارتی.

گرمایش با رطوبت زنی (Heating and Humidifying)

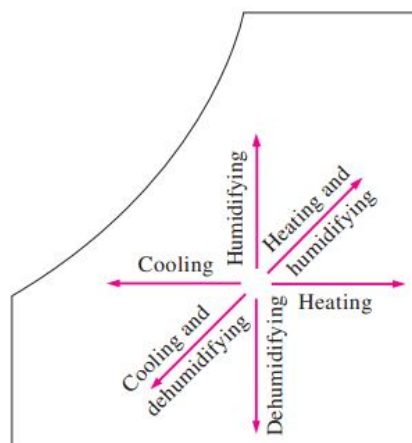
در این فرایند دما، نسبت رطوبت و رطوبت نسبی افزایش می یابند.

سرمایش با رطوبت گیری (Cooling and Dehumidifying)

در این فرایند رطوبت نسبی افزایش و دما و نسبت رطوبت کاهش می یابند مانند کولرهای اسپلیت.

سرمایش با رطوبت زنی (سرمایش تبخیری) (Cooling with Add Water)

در این فرایند دما کاهش و رطوبت نسبی و نسبت رطوبت افزایش می یابند مانند کولر آبی.



تمرین

قرار است هوای مرطوبی در 21C با رطوبت نسبی 60% از اختلاط دو هوا تولید شود. یک جریان هوا به دمای 10C و رطوبت نسبی 80% با جریان هوای دیگری به دمای 32C و دمای حباب خیس 27C وارد محفظه اختلاطی که بدنبال آن یک کویل گرم کننده یا سرد کننده است می شوند. نسبت $\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}}$ و نرخ انتقال حرارت را به ازای هر کیلوگرم هوای خشک بیابید. فشار را 100kPa در نظر بگیرید.

تمرین

آب خروجی از کندانسور یک نیروگاه بخار در 38C با نرخ جرمی $4.5 \times 10^7 \frac{kg}{h}$ وارد یک برج خنک کن می شود. جریان آب خنک با دمای 30C و با همان نرخ به کندانسور بر می گردد. بمنظور جبران نمودن آب مصرفی، آب با دمای

20C به برج خنک کن تزریق می شود. از طرف دیگر هوای اتمسفر در 25C و رطوبت نسبی 35% وارد برج می شود. هوای مرطوب، برج را در 35C و رطوبت نسبی 90% ترک می کند. نرخ جرمی هوای خشک ورودی و آب جبرانی را بر حسب کیلوگرم بر ساعت بدست آورید. تمام فرایندها را پایدار در نظر گرفته و انتقال حرارت بین برج و محیط اطراف ناچیز است. از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر کنید.

