درس:

طراحی سیستم های تبرید و سردخانه

موضوع:

سیکل تبرید تراکمی

نام دانشجو:

امیر محمد محمدی فرد

استاد:

جناب آقای سهیل پرخیال

بهار ۱۴۰۱

دانشکده مهندسی مکانیک

پروژه ees

بسم الله الرحمن الرحيم

چکیده:

تبرید عبارت است از گرفتن گرما از محیطی که می خواهیم سردش کنیم (محیط هدف) و انتقال آن به محیطی بزرگ تر که تغییر محسوسی در دمای آن ایجاد نمی شود. هدف از این تحقیق، آشنایی با اجزای اصلی یک سیکل تبرید تراکمی ، تعیین ضریب عملکرد و شناخت پارامترهای تاثیرگذار بر روی ضریب عملکرد ، بررسی سیکل بر روی نمودار های ترمودینامیکی و مقایسه سیکل واقعی و ایده آل می‌باشد.

مقدمه:

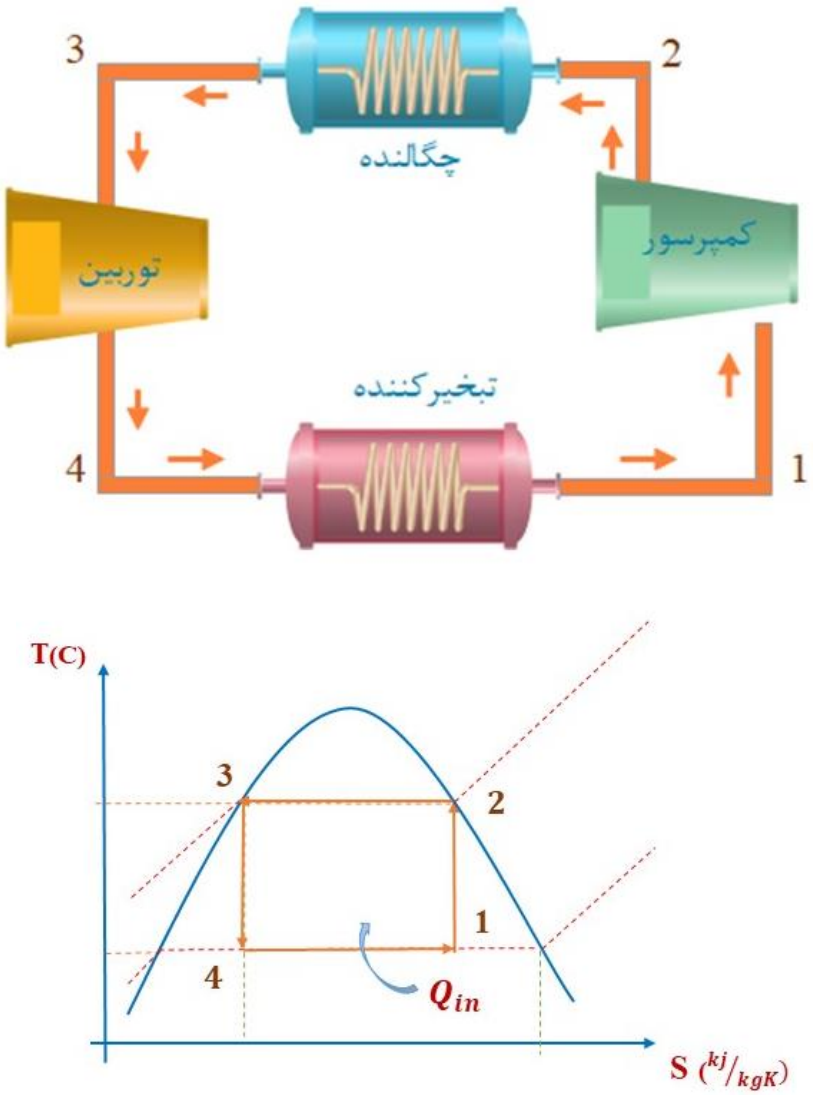
یکی از مهمترین کاربردهای علم ترمودینامیک تبرید می‌باشد. دستگاه های سردکن و پمپ‌های حرارتی عملیات تبرید را انجام می‌دهند و چرخه ای که این دستگاه‌ها بر مبنای آن کار می‌کنند، چرخه تبرید نام دارد. چرخه تبرید انواع مختلفی دارد. در چرخه تبرید تراکمی بخار، سیال به صورت متناوب تبخیر و تقطیر می‌شود و تراکم در فاز بخار صورت می‌گیرد. در چرخه تبرید گازی، مبرد در تمامی مراحل به صورت گاز باقی می‌ماند و در چرخه تبرید به روش جذبی، سیال پیش از تراکم در سیال دیگری حل می‌شود. در این مطالعه به شناخت پارامترهای مختلف تاثیرگذار بر روی سیکل تبرید تراکمی بخار پرداخته می‌شود. اساس کار سیکل تبرید تراکم، جذب گرما از یک منبع با درجه حرارت پایین در اوپراتور و تحویل گرما در حین تقطیر در کندانسور است. دسنگاه‌های سردکن و پمپ‌های حرارتی که طبق این چرخه عمل می‌کنند، عملا کار یکسانی انجام می‌دهند و تنها در هدف اختلاف دارند. هدف پمپ‌های حرارتی گرم کردن یک محیط گرم می‌باشد حال آنکه سردکن‌ها دمای محیط با دمای پایین‌تر را پایین‌تر می‌برند. همان طور که می‌دانیم انتقال حرارت از محیط گرم به محیط سرد امری طبیعی است. حال آنکه برای محقق کردن معکوس این فرآیند، یعنی انتقال گرما از محیط با دمای پایین‌تر به محیط با دمای بالاتر، طبق قانون دوم ترمودینامیک باید کار وارد سیستم شود.

آشنایی سیکل ها

الف) سیکل کارنوی معکوس

از ترمودینامیک می دانیم که سیکل کارنو یک سیکل برگشت پذیر کلی است و شامل دو فرآیند تک دمای برگشت‌پذیر و دو فرآیند تک آنتروپی است. بازده گرمایی آن، برای حدود دمای مشخص، مقدار ماکزیممی دارد و به عنوان استانداردی عمل می کند که بازده سیکل های قدرت واقعی را می‌توان با آن مقایسه کرد. چون سیکل کارنو یک سیکل برگشت‌پذیر است، تمام چهار فرآیند تشکیل‌دهنده آن را می‌توان معکوس کرد. معکوس کردن سیکل باعث معکوس شدن جهت بر هم کنش‌های کار و گرما می‌شود. در نتیجه، سیکلی به دست می آید که در جهت پادساعتگرد کار می‌کند و به آن سیکل کارنوی معکوس می‌گویند. یخچال یا پمپ گرمایی را که بر مبنای سیکل کارنوی معکوس کار می‌کند یخچال کارنو یا پمپ گرمای کارنو می‌گویند.

سیکل کارنوی معکوسی را در نظر بگیرید. مبرد گرمای Q_L را از منبع دما پایین T_L بصورت تک دما جذب می‌کند (فرآیند ۱-۲) تا حالت ۳ بصورت تک آنترپی متراکم می‌شود (دمای آن تا TH افزایش می یابد)، گرمای Q_H را بطور تک دما به منبع دما بالای T_H دفع می‌کند (فرآیند ۳-۴) و به‌طور تک آنتروپی تا حالت ۱ منبسط می شود (دمای آن تا T_L کاهش می‌یابد) مبرد در فرآیند ۳-۴ کندانسور در حالت اشباع به حالت مایع اشباع در می‌آید.



شکل ۱ ـ سیکل کارنوی معکوس

ضرایب عملکرد یخچال ها و پمپ های کارنو بصورت زیر تعیین می‌شود:

$$COP_{R,carnot} = \frac{۱}{\frac{T_H}{T_L} - ۱}$$

$$COP_{HP,carnot} = \frac{۱}{۱ - \frac{T_L}{T_H}}$$

توجه کنید که با افزایش اختلاف دماها، یعنی با افزایش T_L یا با کاهش T_H ، یا هر دو، COP ها افزایش می‌یابند.

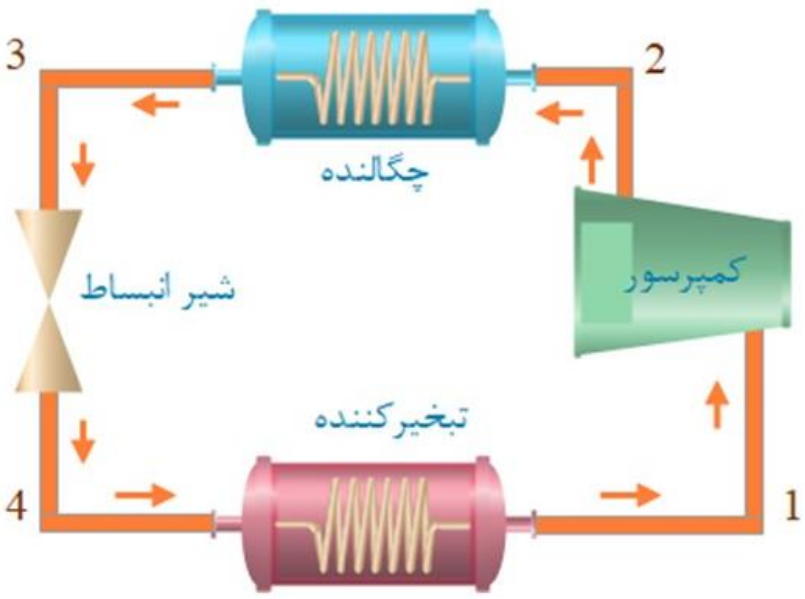
از میان تمام سیکل‌های تبریدی که بین حدود دمای یکسان کار می‌کنند سیکل تبرید کارنو کارآمدترین سیکل است. بنابراین، بدیهی است بخواهیم سیکل کارنو را به عنوان سیکل ایده آلی برای یخچال‌ها و پمپ گرما در نظر بگیریم. اما همانطور که در زیر توضیح داده شده است، سیکل کارنوی معکوس مدل مناسبی برای سیکل های تبرید نیست.

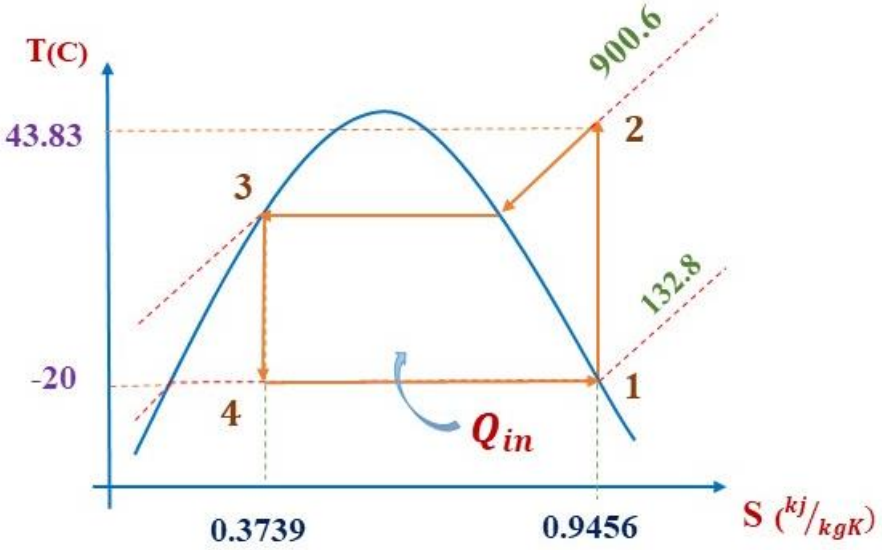
انجام دو فرآیند تک دما عملا کار مشکلی نیست زیرا، با ثابت نگه داشتن فشار، دمای مخلوط دو فازی در دمای اشباع ثابت می‌ماند، بنابراین در اواپراتورها و کندانسورهای واقعی می‌توان به فرآیندهای ۱-۲ و ۳-۴ نزدیک شد. اما فرآیندهای ۲-۳ و ۴-۱ را عملا نمی‌توان به وجود آورد. فرآیندهای ۲-۳ با تراکم مخلوط مایع - بخار سروکار دارند، و احتیاج به کمپرسوری دارد که با دو فاز کار کند، و فرایند ۴-۱ با انبساط مبردی سرو کار دارد که دارای رطوبت بالایی است.

به نظر می‌رسد که با انجام سیکل کارنوی معکوس در خارج از ناحیه‌ی اشباع می‌توان این مشکلات را رفع کرد. اما در این حالت برای حفظ شرایط تک دما در فرایندهای جذب و دفع گرما مشکل خواهیم داشت. بنابراین، نتیجه می‌گیریم که سیکل کارنوی معکوس را در وسایل واقعی نمی‌توان حتی بطور تقریبی اجرا کرد و این سیکل مدل مناسبی برای سیکل های تبرید نیست. ولی، از سیکل کارنوی معکوس به عنوان استانداردی که سیکل های تبرید واقعی با آن مقایسه می‌شوند می‌توان استفاده کرد.

ب) سیکل تبرید تراکمی ایده آل

با جایگزین کردن توربین توسط یک وسیله فشار شکن، مانند شیر انبساط یا لوله مویین و تبخیر کامل مبرد قبل از تراکم آن، می‌توان بسیاری از مشکلات عملی مربوط به سیکل کارنوی معکوس را حل کرد. سیکل حاصل را سیکل تبرید تراکمی ایده آل می گویند که نمودار T-S آن نشان داده شده است. سیکل تبرید تراکمی متداول‌ترین سیکلی است که در یخچال‌ها، سیستم‌های تهویه مطبوع، و پمپ های گرما بکار می‌رود.





شکل ۲_ طرحواره سیکل تبرید تراکمی

مطابق شکل فوق، سیکل تبرید تراکمی از چهار مؤلفه اصلی تشکیل می‌شود:

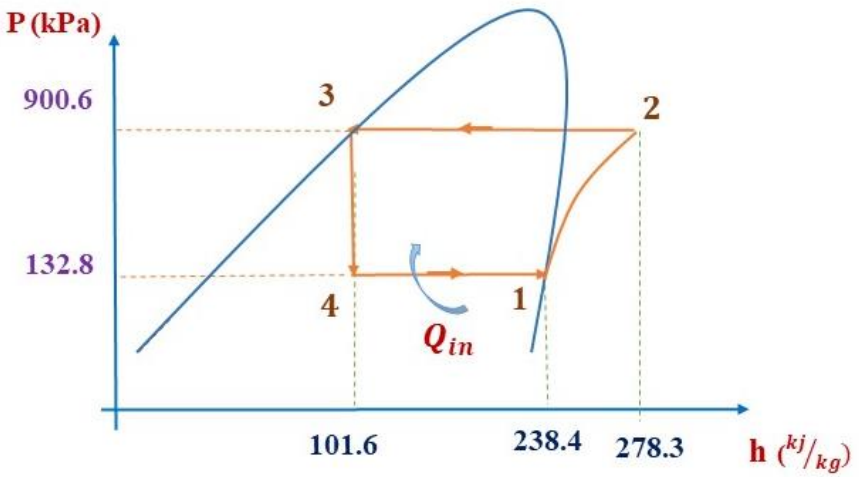
- کمپرسور (واحد تراکم)
- کندانسور (واحد چگالش)

- شیر انبساط (واحد اختناق)
- اواپراتور (واحد تبخیر)

در سیکل تبرید تراکمی ایده آل، مبرد در حالت ۱ بصورت بخار اشباع وارد کمپرسور می‌شود و بطور تک آنتروپی تا فشار کندانسور متراکم می‌شود. در این تراکم تک آنتروپی، دمای مبرد خیلی بیشتر از دمای محیط اطراف می‌شود. مبرد سپس در حالت ۲ بصورت بخار فوق گرم وارد کندانسور می‌شود و بر اثر دفع گرما به اطراف، در حالت ۳ بصورت مایع اشباع از کندانسور خارج می‌شود. دمای مبرد در این حالت هنوز بیشتر از دمای اطراف است. مبرد مایع اشباع در حالت ۳ با عبور از شیر انبساط یا لوله مویین تا فشار اواپراتور دستخوش فشارشکنی می‌شود. دمای مبرد در این فرایند به کمتر از دمای محیط سرد شده می‌رسد. مبرد در حالت ۴ بصورت مخلوط اشباع با کیفیت کم وارد اواپراتور می شود، و با جذب گرما از محیط تبرید شده کاملا تبخیر می‌شود. مبرد بصورت بخار اشباع از اواپراتور خارج و دوباره وارد کمپرسور شده، و سیکل تکمیل می‌شود.

در یخچال‌های خانگی، محفظه فریزر که در آن گرما توسط مبرد جذب می‌شود به عنوان اواپراتور عمل می‌کند. کویل‌های پشت یخچال، که در آن گرما به هوای آشپزخانه دفع می‌شود، به عنوان کندانسور عمل می‌کنند.

می‌دانیم که مساحت زیر منحنی فرایند در نمودار T-S انتقال گرما را برای فرآیندهای برگشت‌پذیر داخلی نشان می‌دهد. مساحت زیر منحنی فرایند ۱-۴، گرمای جذب شده توسط مبرد را در اواپراتور و مساحت زیر منحنی ۳-۲ گرمای دفع شده در کندانسور را نشان می‌دهند. یک قانون سر انگشتی این است که برای هر درجه سانتیگراد افزایش دمای تبخیر یا برای هر درجه سانتیگراد کاهش دمای چگالش COP به اندازه ۲ تا ۶ درصد افزایش می‌یابد. نمودار دیگری که اغلب در تحلیل سیکل های تبرید تراکمی به کار می‌رود نمودار P-h است. در این نمودار، سه تا از چهار فرایند بصورت خطوط راست هستند، و انتقال گرما در کندانسور و در اواپراتور با طول منحنی های متناظر متناسب است.



شکل ۱_ نمودار P_h سیکل تبرید تراکمی

توجه کنید که برخلاف سیکل‌های ایده آل موجود در کتاب ترمودینامیک، سیکل تبرید تراکمی ایده آل یک سیکل برگشت‌پذیر داخلی نیست. زیرا شامل فرایند برگشت‌ناپذیر فشارشکنی است. به همین دلیل، از این سیکل به عنوان مدل بهتری برای سیکل تبرید تراکمی واقعی استفاده می‌شود.

تمام چهار جزء مربوط به سیکل تبرید تراکمی وسایل با جریان پایا هستند، و از این رو تمام چهار فرایند تشکیل دهنده سیکل را بصورت فرایندهای پایا می‌توان بیان کرد. تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل مبرد در مقایسه با جمله‌های کار و انتقال گرما معمولا کوچک‌اند، و از آنها می‌توان صرفنظر کرد. بنابراین، معادله انرژی پایا بر مبنای جرم واحد به شکل زیر است

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_e - h_i$$

کندانسور و اواپراتور فاقد بر هم کنش کارهستند، و کمپرسور را می‌توان تقریبا آدیاباتیک گرفت. بنابراین، ضریب عملکرد (cop) یخچال‌ها و پمپ‌های گرما را که بر مبنای سیکل تبرید تراکمی کار می‌کنند را می‌توان بصورت زیر بیان کرد.

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{net,in}} = \frac{h_۱ - h_۴}{h_۲ - h_۱}$$

$$COP_{HP} = \frac{Q_H}{W_{net,in}} = \frac{h_۲ - h_۳}{h_۲ - h_۱}$$

که در آن، در حالت ایده آل ، $h_۲ = h_f$ در $P_۳$ و $h_۱ = h_g$ در $P_۱$ می‌باشد.

ج) سیکل های تبرید تراکمی واقعی

سیکل تبرید تراکم واقعی با سیکل ایده آل چند تفاوت دارد، و این تفاوت ها عمدتا ناشی از برگشت ناپذیری‌هایی است که در اجزاء مختلف روی می‌دهند . دو تا از عوامل برگشت‌ناپذیری، اصطکاک سیال (که باعث افت فشار می‌شود) و تبادل گرما با اطراف می‌باشد.

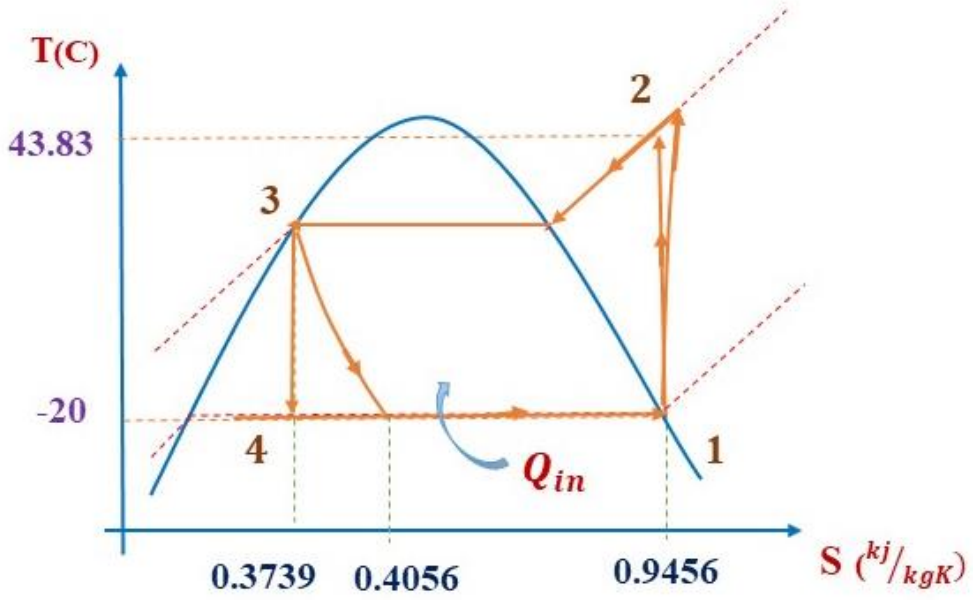
در سیکل ایده آل، مبرد به صورت بخار اشباع از اواپراتور خارج، و وارد کمپرسور می‌شود. ولی، در عمل، نمی‌توان حالت مبرد را دقیقا کنترل کرد. بلکه، بهتر است سیستمی طراحی شود که مبرد را در ورودی کمپرسور تا اندازه‌ای فوق گرم کند. مبرد قبلا از ورود به کمپرسور کاملا تبخیر می شود . همچنین، خط اتصال بین اواپراتور و کمپرسور معمولا خیلی بلند است؛ از این رو افت فشار حاصل از اصطکاک سیال در انتقال گرما از اطراف به مبرد می‌تواند خیلی بلند باشد. تاثیر فوق گرمایش، جذب گرما در خط اتصال، و افت‌های فشار در اواپراتور و خط اتصال این است که حجم مخصوص افزایش می‌یابد، و از این رو قدرت مورد نیاز کمپرسور افزایش می‌یابد زیرا کار جریان پایا متناسب با حجم مخصوص است.

فرآیند تراکم در سیکل ایده آل از نوع برگشت‌پذیر داخلی و آدیاباتیک، (تک انتروپی) است. ولی، فرایند تراکم واقعی شامل اثرات اصطکاکی است، که آنتروپی را افزایش می‌دهند، و همچنین باعث افزایش انتقال گرما می‌شوند، و این افزایش بر حسب این که در چه جهتی باشد، باعث افزایش یا کاهش آنتروپی می‌شود. بنابراین، در فرآیند

تراکم واقعی، آنتروپی مبرد، بر حسب این که کدام اثر غالب است، ممکن است افزایش ، (فرآیند ۱-۲)؛ یا کاهش (فرآیند ۲-۱) یابد. فرآیند تراکم ۲-۱ حتی می‌تواند مطلوب‌تر از فرایند تراکم تک آنتروپی باشد، زیرا حجم مخصوص مبرد، و از این‌رو کار ورودی مورد نیاز، در این حالت کوچکتر است. بنابراین، در صورتی‌که عملی و اقتصادی باشد، مبرد را باید در فرایند تراکم خنک کرد.

در حالت ایده آل، فرض می‌شود مبرد بصورت مایع اشباع در فشار خروجی کمپرسور از کندانسور خارج می‌شود. ولی در حالت‌های واقعی، مقداری افت فشار در کندانسور - کمپرسور - شیر انبساط وجود دارد. همچنین، نمی‌توان به سهولت فرایند چگالش را با آنچنان دقتی انجام داد که مبرد در انتهای فرایند بصورت مایع اشباع باشد، و فرستادن مبرد به شیر انبساط قبل از چگالش کامل آن کار مطلوبی نیست. بنابراین مبرد قبل ورود به شیر انبساط کمی فرسوده می‌شود. ولی، هیچ وقت اهمیتی به این موضوع نمی‌دهیم زیرا مبرد در این حالت با آنتالپی کمتری وارد اواپراتور می‌شود و می‌تواند گرمای بیشتری را از فضای تبرید شده جذب کند . شیر انبساط و اواپراتور معمولا خیلی نزدیک به هم قرار می‌گیرند، بنابراین افت فشار در خط اتصال کوچک است.

موارد ذکر شده بالا در حالت واقعی می‌باشد، اما ما در این مطالعه بخاطر بررسی اثر وسایل بکار رفته در سیکل تراکم، فقط تاثیر غیر آیزنتروپیک بودن کمپرسور را درنظر میگیریم و از اصطکاک سیال صرف‌نظر می‌کنیم. بنابراین نمودار T_s واقعی را بصورت زیر رسم می‌کنیم.



شکل ۱_ نمودار واقعی T_s سیکل تبرید تراکمی

انتخاب مبرد مناسب

برای طراحی سیستم تبرید، مبردهای مختلفی را می‌توان انتخاب کرد، از قبیل کلروفلوئورکربن‌ها (CFC) آمونیاک، هیدروکربن ها) پروپان، اتان، اتیلین و غیره (در اکسید کربن، هوا) در تهویه مطبوع هواپیما، و حتی آب (در کاربردهای بالای نقطه‌ی انجماد). انتخاب مناسب به شرایط موجود بستگی دارد. از بین این مبردها CFCهایی مانند R-502، R-134a، R-22، R-12، R- 11 متجاوز از ۹۰ درصد بازار را در ایالات متحده به خود اختصاص داده اند.

تهویه مطبوع پنجره ای، در پمپ های گرما، در سیستم‌های تهویه مطبوع تجاری، و در سیستم‌های تبرید بزرگ صنعتی به کار می‌رود و رقیب مهمی برای آمونیاک به شمار می‌آید. R502 (ترکیبی از R-15 و R22) مبردی کاربردی در سیستم‌های تبرید تجاری است و در سیستم‌هایی که با تراکم یک مرحله‌ای کار می‌کنند دماهای پایینی را در اواپراتورها به وجود می‌آورد. دو پارامتر مهمی که در انتخاب مبرد باید در نظر گرفته شود، عبارتند از،

دماهای دو محیط (فضای تبرید شده و اطراف) که مبرد با آنها تبادل گرما دارد. برای ایجاد انتقال گرما با آهنگ معقول بین مبرد و محیطی که مبرد با آن انتقال گرما دارد اختلاف دمای ۵ تا ۱۰ درجه ی سانتیگراد باید وجود داشته باشد مثلا اگر بخواهیم فضای تبرید شده در -۱۰ درجه سانتیگراد بماند، دمای مبرد در ضمن جذب گرما در اواپراتور باید تقریبا -۲۰ درجه سانتیگراد باشد. کمترین فشار در سیکل تبرید در اواپراتور روی می‌دهد، و این فشار باید بیشتر از فشار اتمسفر باشد تا از نشت هوا به داخل سیستم تبرید جلوگیری شود. بنابراین، در این حالت خاص، مبرد در ۲۰ - درجه سانتیگراد باید دارای فشار ۱ atm یا بالاتر باشد. آمونیاک و R-134 دو نمونه از این مواد هستند. دما (واز اینرو فشار) مبرد در کندانسور بستگی به محیطی دارد که گرما به آن دفع می‌شود. اگر مبرد توسط آب خنک کن، به جای هوا، در کندانسور خنک شود، دماهای پایین‌تری را در کندانسور (و از این رو cop های بالاتر) را می‌توان بدست آورد، ولی استفاده از آب خنک کن توجیه اقتصادی ندارد، مگر در سیستم‌های تبرید صنعتی. نمی‌توان دمای مبرد را در کندانسور به کمتر از دمای محیط خنک کن رساند، واگر بخواهیم فرایند دفع گرما تقریبا تک دما باشد، فشار اشباع مبرد در این دما باید خیلی کمتر از فشار بحرانی آن باشد . اگر هیچ مبردی نتواند به تنهایی شرایط دمایی را برقرار کند، از دو یا تعداد بیشتری سیکل تبرید یا مبردهای مختلف که بطور سری قرار گرفته‌اند می‌توان استفاده کرد. این نوع سیستم‌های تبرید را، سیستم زنجیره‌ای می‌گویند.

سایر مشخصاتی که یک مبرد باید دارا باشد عبارتند از:

غیر سمی، غیرخورنده، اشتعال ناپذیر، و بطور شیمیایی پایدار، داشتن آنتالپی تبخیر بالا (که آهنگ جریان جرمی را به حداقل می‌رساند، و البته قابل دسترسی با قیمت کم).

در پمپ‌های گرما، دما و فشار مینیمم مبرد می‌تواند خیلی بیشتر باشد زیرا معمولا از محیط‌هایی گرما می‌گیرند که دمایشان خیلی بالاتر از دماهایی هستند که در سیستم‌های تبرید با آنها مواجه می‌شویم.

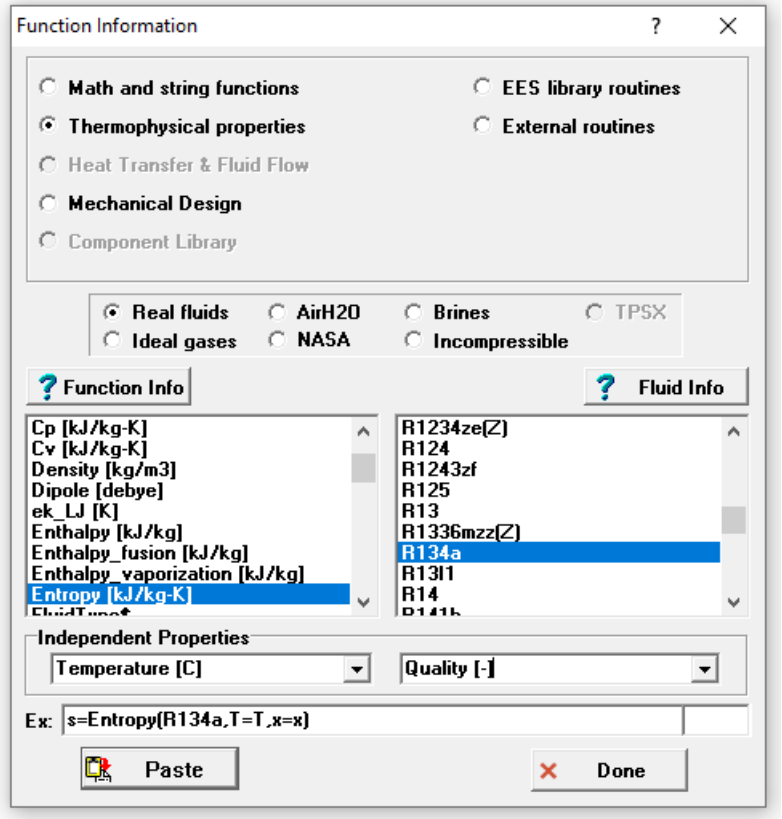
داده‌های مسئله :

برای خنک‌کاری یک اتاق با دمای منهای ۲۰ و محیط بیرون با دمای ۳۵,۵۳ لازم است ۱,۹۳ تن تبرید حرارت جذب شود.

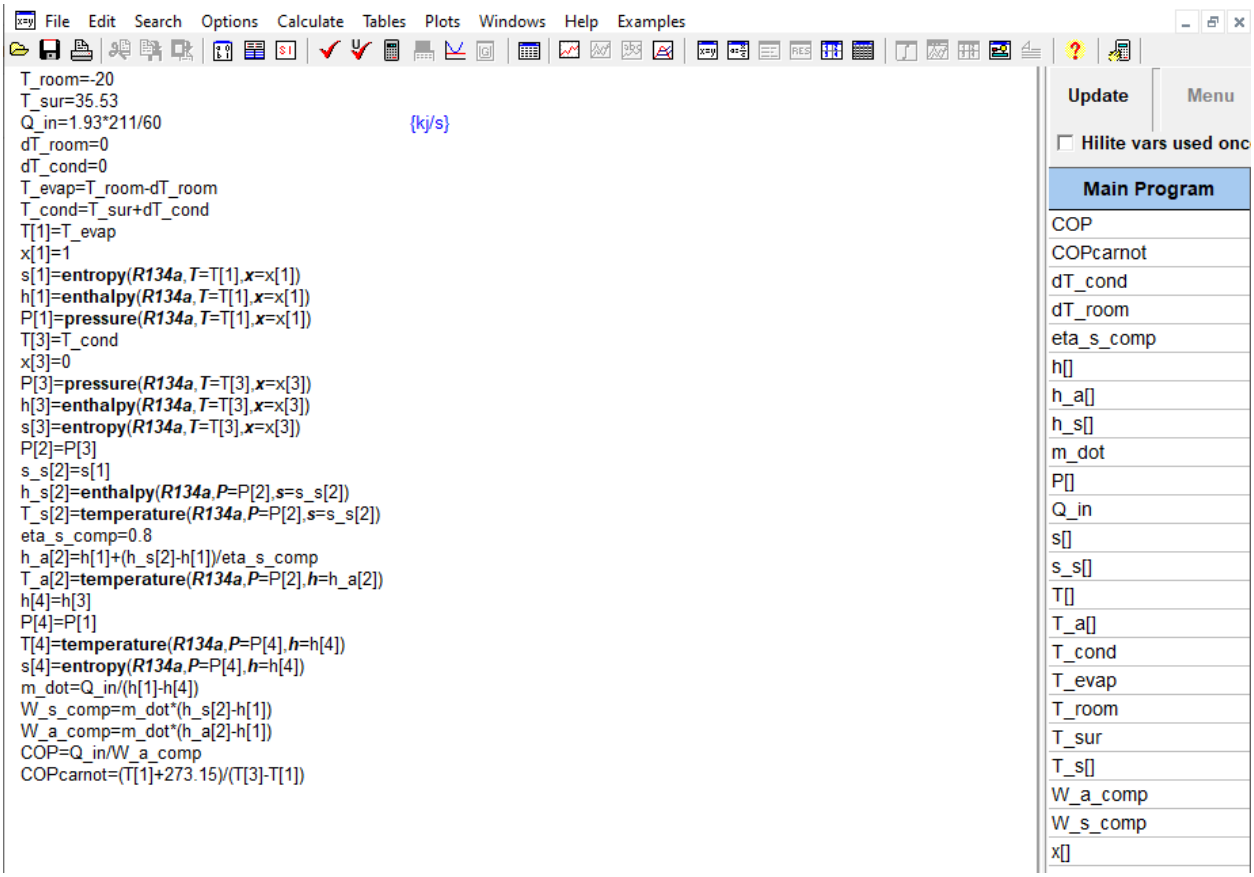
نرم افزار EES :

فراخوانی خواص سیال با استفاده از نرم‌افزار EES انجام شد که در شکل‌های پایین نحوه آن آورده شده است.

```
T_room=-20
T_sur=35.53
Q_in=1.93*211/60                    {kj/s}
dT_room=0
dT_cond=0
T_evap=T_room-dT_room
T_cond=T_sur+dT_cond
T[1]=T_evap
x[1]=1
```



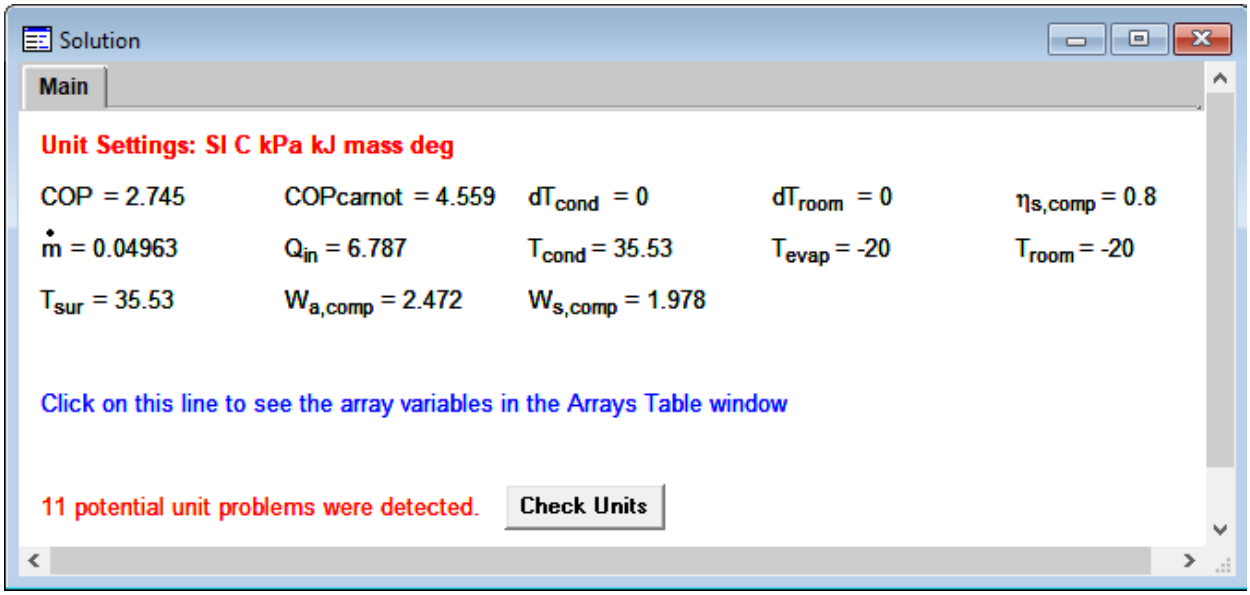
کد نوشته شده بصورت زیر می‌باشد



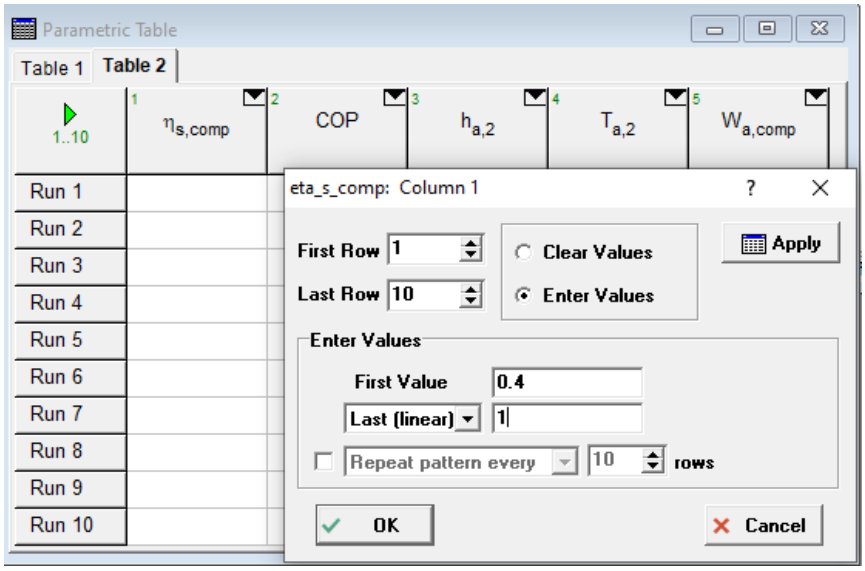
با حل معادلات بالا، خواص نقاط بصورت زیر بدست می‌آید.

Sort	1 x_i	2 T_i	3 h_i	4 P_i	5 $T_{a,i}$	6 $T_{s,i}$	7 $h_{a,i}$	8 $h_{s,i}$	9 s_i	10 $s_{a,i}$	11 $s_{s,i}$
[1]	1	-20	238.4	132.8					0.9456		
[2]				900.6	53.33	43.83	288.2	278.3		0.9766	0.9456
[3]	0	35.53	101.6	900.6					0.3739		
[4]		-20	101.6	132.8					0.4054		

نتایج دیگر بدست آمده نیز بصورت زیر می‌باشد



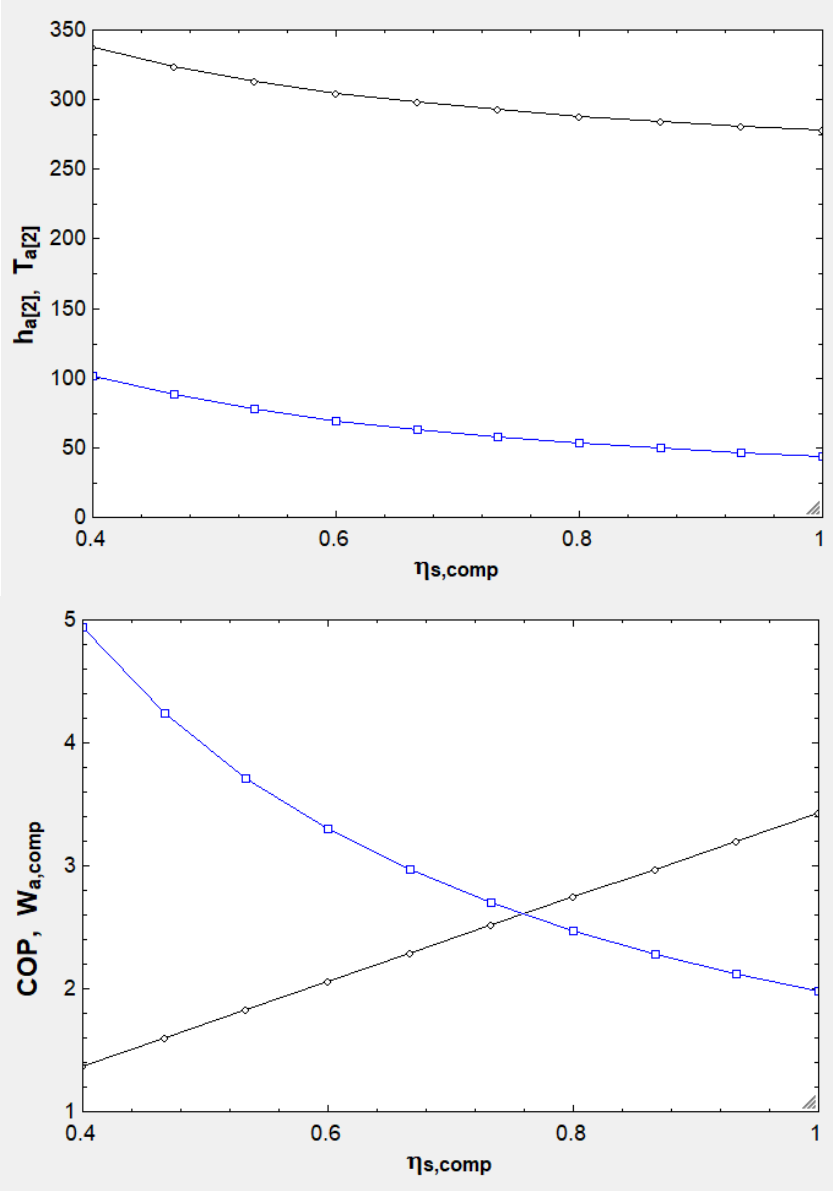
در معادلات نوشته شده در بالا برای بدست آوردن آنتالپی واقعی نقطه ۲ برای کمپرسور بازده ایزنتروپیک تعریف کردیم. حال برای بررسی تاثیر این بازده در نتایج کلی مسئه بصورت زیر عمل می‌کنیم.



با تعیین کمترین مقدار ۴ درصد و بیشترین مقدار ۱۰۰ درصد برای بازده ایزنتروپیک کمپرسور، مقدار خروجی‌های مهم را محاسبه می‌کنیم که بصورت زیر می‌باشد.

1..10	1 $\eta_{s,comp}$	2 COP	3 $h_{a,2}$	4 $T_{a,2}$	5 $W_{a,comp}$
Run 1	0.4	1.373	338	101.8	4.945
Run 2	0.4667	1.601	323.8	87.99	4.238
Run 3	0.5333	1.83	313.1	77.57	3.709
Run 4	0.6	2.059	304.8	69.46	3.296
Run 5	0.6667	2.288	298.2	62.98	2.967
Run 6	0.7333	2.516	292.8	57.7	2.697
Run 7	0.8	2.745	288.2	53.33	2.472
Run 8	0.8667	2.974	284.4	49.65	2.282
Run 9	0.9333	3.203	281.1	46.52	2.119
Run 10	1	3.432	278.3	43.83	1.978

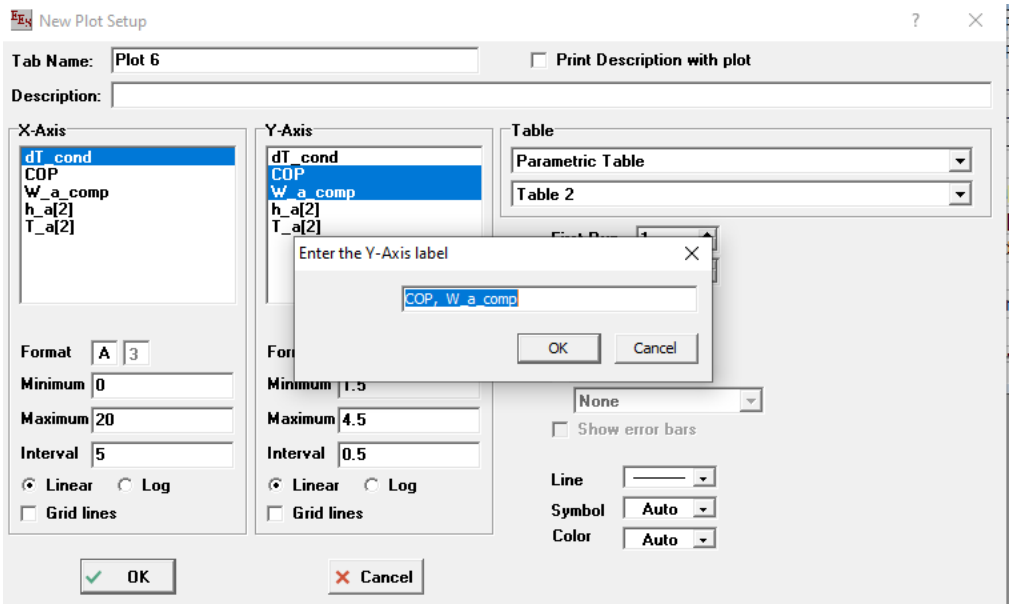
اگر بصورت نمودار بخواهیم مشاهده کنیم بصورت زیر درخواهد آمد.



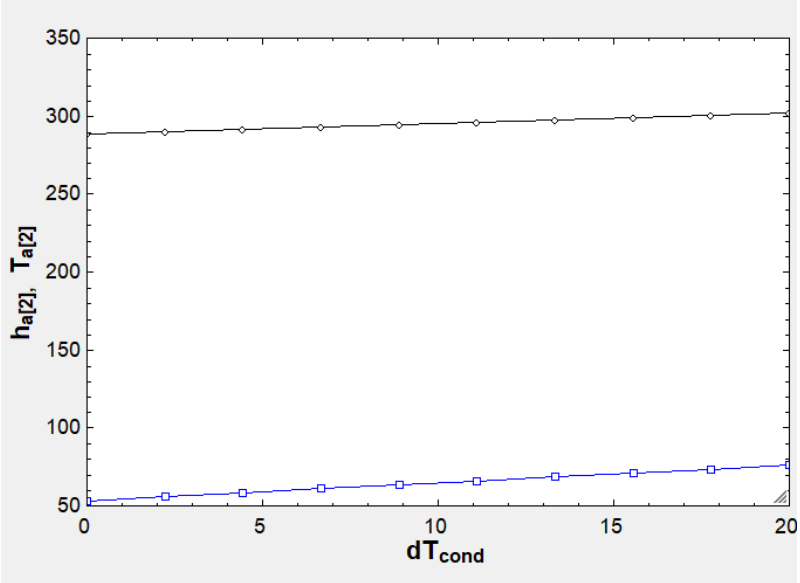
اکنون به بررسی تاثیر اختلاف دما در کندانسور می‌پردازیم. اختلاف دما را بین ۰ تا ۲۰ درجه درنظر می‌گیریم و تاثیر آن را بر پارامترهای دیگر مشاهده می‌کنیم.

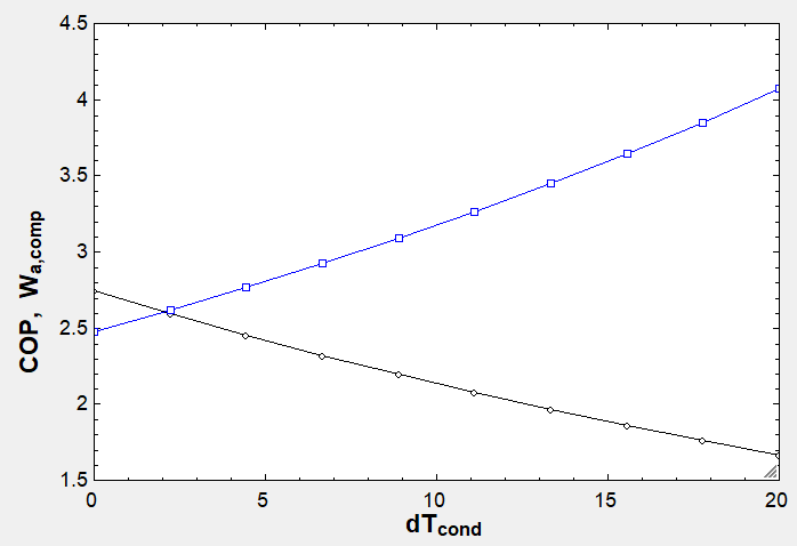
1..10	1 dT_{cond}	2 COP	3 $W_{a,comp}$	4 $h_{a,2}$	5 $T_{a,2}$
Run 1	0	2.745	2.472	288.2	53.33
Run 2	2.222	2.594	2.617	289.9	55.91
Run 3	4.444	2.453	2.767	291.5	58.48
Run 4	6.667	2.32	2.925	293.1	61.04
Run 5	8.889	2.196	3.091	294.6	63.58
Run 6	11.11	2.079	3.265	296.2	66.1
Run 7	13.33	1.968	3.449	297.7	68.62
Run 8	15.56	1.863	3.643	299.2	71.13
Run 9	17.78	1.763	3.849	300.7	73.62
Run 10	20	1.668	4.069	302.1	76.11

برای مشاهده نموداری تاثیر اختلاف دما بصورت زیر عمل می‌کنیم.



نمودارهای بدست آمده برای اختلاف دمای کندانسور در زیر آورده شده است.





نتیجه‌گیری:

سیکل کارنو یک سیکل برگشت‌پذیر است، که می‌توان تمام چهار فرآیند تشکیل‌دهنده آن را معکوس کرد. معکوس کردن سیکل باعث معکوس شدن جهت بر هم کنش های کار و گرما می‌شود. در نتیجه، سیکلی به دست می‌آید که در جهت پادساعتگرد کار می‌کند، اما سیکل کارنوی معکوس مدل مناسبی برای سیکل های تبرید نیست. بنابراین با جایگزین کردن توربین توسط یک وسیله فشارشکن، مانند شیر انبساط یا لوله مویین و تبخیر کامل مبرد قبل از تراکم آن، می‌توان بسیاری از مشکلات عملی مربوط به سیکل کارنوی معکوس را حل کرد. سیکل

تبرید تراکم واقعی با سیکل ایده آل تفاوت‌هایی دارد، و این تفاوت‌ها عمدتا ناشی از برگشت‌ناپذیری‌هایی که در کمپرسور و شیر فشارشکن وجود دارد، می‌باشد.

با درنظر گرفتن مقادیر مختلف برای بازده ایزنتروپیک کمپرسور مشاهده کردیم که با افزایش مقدار این بازده، توان واقعی کمپرسور کاهش پیدا می‌کند که این امر باعث افزایش COP می‌شود.

همچنین در ادامه با درنظر گرفتن اختلاف دما در کندانسور، تاثیر آن را بر روی پارامترهای مهم چرخه تبرید مورد بررسی قرار دادیم. مشاهده شد که با افزایش اختلاف دما تا ۲۰ درجه، مقدار توان کمپرسور ۶۴,۶ درصد افزایش پیدا می‌کند که باعث کاهش COP می‌شود.