

استفاده از سیکل تبرید جذبی در سیستم تهویه خودرو با استفاده از گازهای داغ خروجی موتور بنزینی

حامد ببری آموزشکده فنی و حرفه ای سما، دانشگاه آزاد اسلامی واحد اسلام آبادغرب، اسلام آباد غرب، ایران
 (hamed.babri@gmail.com)
 محمدعلی اشجاری اقدم استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد بین المللی جلفا
 (malishajari@iauj.ac.ir)

چکیده

طرح ارایه شده در این مقاله بر اساس چرخه تبرید جذبی آب-لیتیوم بروماید است. در این چرخه محلول رقیق آب و لیتیوم بروماید توسط یک پمپ مایع ابتدا وارد یک مبدل حرارتی می‌شود. این مبدل از گازهای داغ خروجی از موتور تغذیه می‌شود و با دریافت حرارت از آن، آب موجود در محلول تبخیر شده و در ادامه برای مایع شدن وارد کندانسور می‌شود. بقیه چرخه به صورت استاندارد پیش می‌رود تا آب مایع مجدداً در لوله‌های سرمایش اواپراتور تبخیر شده و سرمای تولید شده توسط یک فن به داخل اتاق خودرو انتقال یابد. طراحی این چرخه با توجه به این که بر روی خودرو نصب خواهد شد با محدودیت‌هایی همانند ایجاد کمترین افت فشار در گازهای داغ خروجی، محدودیت فضا، اتلاف حرارتی گازهای داغ در انتقال از خروجی موتور تا ورودی به مبدل و تغییرات دایمی در دما و نرخ جرمی گازهای داغ مواجه است. نوآوری طرح پیشنهادی این مقاله ارایه راهکارهای مناسب برای کلیه موارد ذکر شده به صورت یکپارچه می‌باشد. طراحی و شبیه‌سازی در نرم افزار SEE 9.430 انجام شده است. نتایج برای یک خودروی سواری با بار سرمایشی اتاق ۳ کیلووات آورده شده است. بر این اساس اجزای چرخه پیشنهادی طراحی شده و سطوح انتقال حرارت مورد نیاز بدست آمده است.

کلمات کلیدی: سیستم تهویه خودرو، تبرید جذبی، سرمایش، گازهای داغ

۱- مقدمه

امروزه بیش از یکصد و بیست سال از عمر صنعت خودرو سازی جهان می‌گذرد و ظرفیت تولیدی جهانی این صنعت به حدود شصت میلیون دستگاه در سال می‌رسد. روند صنعت خودرو سازی باعث رشد و توسعه بسیاری از صنایع دیگر گردیده و این صنعت به عنوان لوکوموتیو صنایع یا پیشبرنده صنایع نامگذاری شده است و درصد قابل توجهی از تولیدات سایر صنایع در صنعت خودروسازی مصرف می‌شود. بیش از هفتاد سال از نصب اولین کولرها بر روی اتومبیل می‌گذرد، و امروزه دیگر کولر اتومبیل به عنوان یک وسیله لوکس تلقی نمی‌گردد بلکه به عنوان ضرورتی مطرح می‌گردد که ضامن استفاده از اتومبیل توام با امنیت و آرامش خاطر است. بازیابی انرژی حاصل از گازهای خروجی از اتومبیل در این سال‌ها مورد توجه بسیاری از محققین قرار گرفته است. استفاده از سیکل تبرید جذبی آب و آمونیاک ابتدا توسط آقای بهمین پا کدل در آذر ماه ۱۳۸۸ در اداره ثبت اختراعات و

۲- سیستم کولر پیشنهادی در این مقاله

سیستم سرمایشی پیشنهادی در این مقاله بر خلاف سیستم‌های تراکمی رایج امروزی بار اضافی بر روی موتور وارد نمی‌کند و انرژی لازم خود را از حرارت خروجی منیفولد موتور می‌گیرد. در سیستم مورد نظر، سیکل مورد استفاده همان سیکل تبرید جذبی آب-لیتیوم بروماید است که در آن محلول رقیق آب و لیتیوم بروماید توسط یک پمپ ابتدا وارد یک کویل حرارتی که به منیفولد خروج چسبیده وارد می‌شود و با دریافت حرارت آب تبخیر شده و وارد کندانسور می‌شود، در واقع منیفولد به عنوان یک تولید کننده حرارت عمل کرده و لیتیوم بروماید غلیظ به ابرزبر باز میگردد. بخار آب در کندانسور با از دست دادن گرما دوباره مایع شده و وارد اواپراتور می‌گردد، که با تعبیه یک فن در پشت لوله‌ها می‌توان هوای سرد را وارد اتاق کرد. بخار آب خروجی از اواپراتور وارد ابرزبر می‌شود و در آنجا توسط لیتیوم بروماید جذب می‌گردد و دوباره محلول رقیق آب-لیتیوم بروماید تشکیل می‌شود.

۲- چرخه ترمودینامیک سیکل پیشنهادی برای سرمایش خودرو

T (فشار، دما و درصد جرمی نمک در آب) برای سیکل در شکل ۲ نمایش داده شده است.

شکل (۲) سیکل جذبی لیتیوم بروماید

در سیستم تبرید جذبی چندین سیال جریان دارند:

۱- مدار محلول لیتیوم بروماید،

۲- مدار مبرد (آب)،

۳- مدار بخار،

۴- آب خنک شده،

۵- مدار آب خنک شده.

نقاط ۱ تا ۷ در دیاگرام سیکل، مربوط به محلول لیتیوم بروماید می‌باشند و نقاط مبرد را با 1R تا 6R نشان می‌دهیم. در ادامه توضیح هر یک از نقاط ارائه می‌شود.

نقطه ۱: نشان دهنده محلول رقیق است که در حال خروج از جاذب و ورود به مبدل حرارتی پس از جذب بخار مبرد می‌باشد.

نقطه ۲: نشان دهنده محلول رقیق در حال خروج از مبدل حرارتی با غلظت مشابه در نقطه (۱)، و دمای بالاتر از نقطه (۱) است.

نقطه ۳: نشان دهنده محلول دقیق در ژنراتور، پس از گرمادهی اولیه برای رسیدن به نقطه جوش است.

نقطه ۴: نشان دهنده حداکثر غلظت محلول پس از تبخیر شدن مایع مبرد است.

نقطه ۵: نشان دهنده محلول غلیظ در حال خروج از مبدل حرارتی، پس از از دست دادن حرارت و انتقال آن به محلول رقیق است.

نقطه ۶: نشان دهنده محلول غلیظ خروجی و آماده عبور از افشانه‌هاست.

نقطه ۷: نشان دهنده محلول غلیظ خارج شده از افشانه‌ها و در آغاز جذب بخار آب در دستگاه جاذب است.

مدار جریان سیکل را در شکل ۵ نشان داده شده است. نقاط ۱ تا ۷ در این دیاگرام مشخص شده‌اند. نقطه ۸ خروجی پمپ محلول می‌باشند. نقاط مربوط به مبرد در شکل ۶ نشان داده شده است، که به شرح زیر می‌باشند:

نقطه 1R: مبرد خروجی کندانسور،

نقطه 2R: خروجی و ورودی اواپراتور،

نقطه 3R: مبرد خروجی اواپراتور و ورودی ایزوور،

نقطه 4R: مبدا ورودی به پمپ مبرد برای سیرکوله شدن،

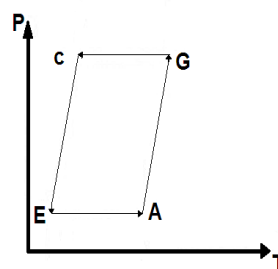
نقطه 5R: خروجی پمپ مبرد،

نقطه 6R: مبرد خروجی ژنراتور ورودی کندانسور.

با توجه به نمودار P-T-X در شکل ۲ می‌توان گفت که در سیکل جذبی: (۱) دمای محلول در هیچ فرایندی ثابت باقی نمی‌ماند مگر در پمپ که تغییرات بسیار کمی دارد،

نمودار دما-فشار سیکل تبرید پیشنهاد شده جهت سرمایه‌گذاری خودرو در شکل ۲ نشان داده شده است. جهت بردارها، ورودی یا خروج گرماها در بخش‌های مختلف چرخه را مشخص می‌کند. در این شکل دیده می‌شود که اواپراتور در فشار پایین و کمترین دما، ایزوور در همان فشار اواپراتور اما در دمای بالاتر، ژنراتور در بالاترین دما و فشار و کندانسور در دمای کمتر از ژنراتور و همان فشار عمل می‌کند.

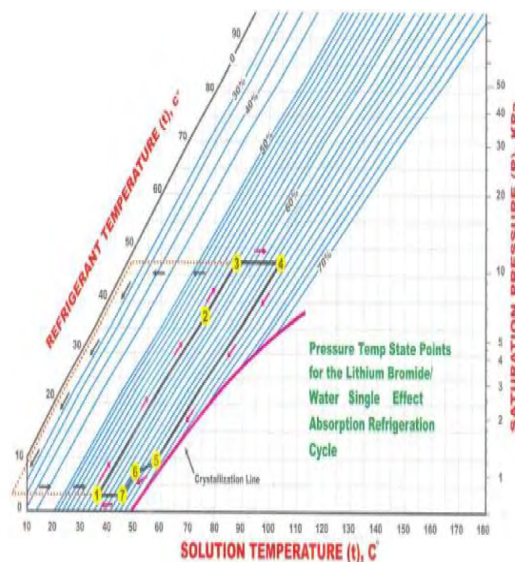
خط مایل که کندانسور را به اواپراتور متصل می‌کند خط فشار بخار ماده جاذب و خط مایل که ایزوور را به ژنراتور ارتباط می‌دهد خط جوش محلول ماده جاذب می‌باشد. البته، محلول رقیق خارج شده از ایزوور نسبت به محلولی که از منیفولد می‌آید خط جوش متفاوتی دارد. اندازه این گستره غلظت معمولاً بیش از چند درصد نبوده و در نمودار زیر از نمایش آن صرف‌نظر شده است



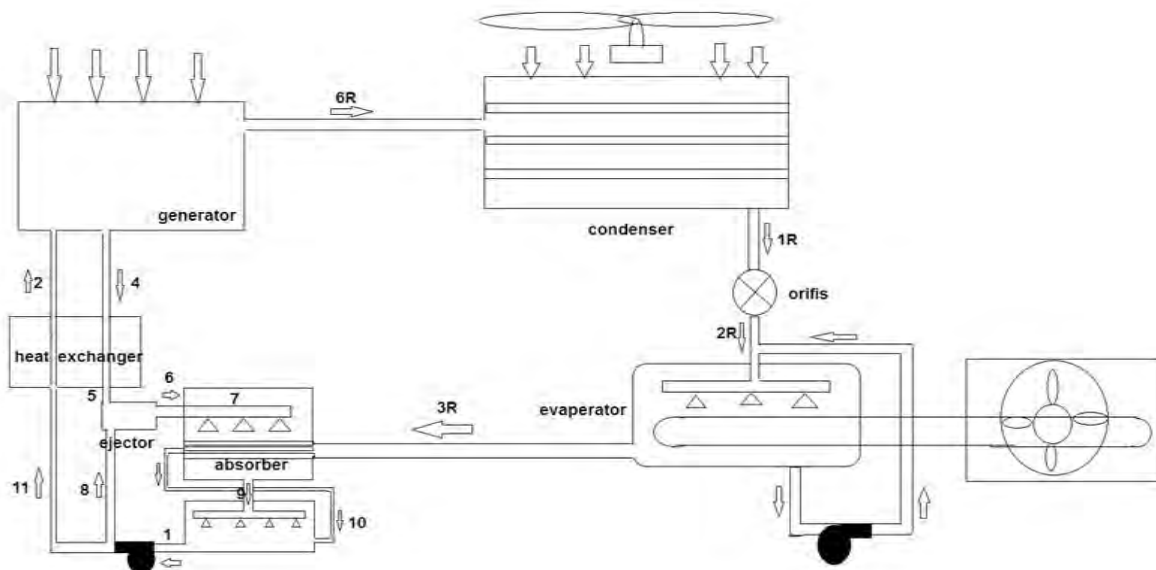
شکل (۱) نمودار دما-فشار سیستم تبرید پیشنهادی

۳- تحلیل ترمودینامیکی سیکل پیشنهادی

هدف از تحلیل ترمودینامیکی محاسبه خواص سیال عامل در نقاط مختلف سیکل، به دست آوردن دبی جرمی سیال عامل در نقاط مختلف سیکل و میزان انتقال انرژی (حرارت یا کار) در قسمت‌های مختلف دستگاه می‌باشد. برای این کار از دیاگرام‌های خواص سیال و معادلات بقای جرم انرژی استفاده می‌کنیم. تحلیل ترمودینامیکی مقدمه طراحی دستگاه می‌باشد و خروجی‌های آن در طراحی دستگاه مورد استفاده قرار می‌گیرد؛ زیرا از مهمترین پارامترهای مورد نیاز طراحی، دبی جرمی و بار حرارتی هر یک از اجزاء می‌باشد. در شکل ۳ سیکل پیشنهاد شده بصورت شماتیک نمایش داده شده است، نقاط مختلف در شکل نشان داده شده‌اند. همچنین نمودار P-X



(۲) و فشار محلول در قسمتی از ایزربر و قسمتی از ژنراتور ثابت است. در مبدل و پمپ غلظت محلول ثابت باقی می ماند.



شکل (۳) دیاگرام جریان سیستم جریانی سیکل

۴- روابط حاکم

$$Q_{eva} = \dot{m}_R(h_{3R} - h_{2R}) \rightarrow Q_{eva} = \dot{m}_R(h_{3R} - h_{1R}) \rightarrow \dot{m}_R = \frac{Q_{eva}}{h_{3R} - h_{1R}} \quad (۴-۴)$$

در ورودی اواپراتور (نقطه 2R) مبرد بصورت دو فاز می باشد، کیفیت آنرا می توانیم از رابطه زیر بدست آوریم:

$$h_{2R} - h_{fg}T_{cond} = X_{2R}h_{fg}T_{cond} \rightarrow X_{2R} = \frac{h_{2R} - h_{fg}T_{cond}}{h_{fg}T_{cond}} \quad (۴-۵)$$

حجم مخصوص مبرد در نقطه 2R از رابطه زیر به دست می آید:

$$v_{2R} = v_{fg}T_{cond} + Xv_{fg}T_{cond} \quad (۴-۷)$$

حجم مخصوص مبرد در نقطه 1R عبارتست از:

$$v_{1R} = v_{fg}T_{cond} \quad (۴-۷)$$

$$\text{۸) } v_{3R} = v_gT_{eva} \quad (۴-۹)$$

$$p_{high} = p_{sat}T_{cond} = p_{cond} \quad (۴-۱۰)$$

$$p_{min} = p_{sat}T_{eva} = p_{eva} \quad (۴-۱۱)$$

برای ژنراتور بخار دو معادله بقای جرم را می نویسیم. معادله بقای جرم کلی محلول عبارت است از:

$$\dot{m}_{6R} = \dot{m}_R \quad (۴-۱۲)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{6R} = \dot{m}_4 + \dot{m}_R \quad (۴-۱۳)$$

معادله بقای جرم لیتیوم بروماید در محلول عبارت است از:

$$\dot{m}_2x_2 = \dot{m}_4x_4 \quad (۴-۱۴)$$

$$(۴-۱۴)$$

و نیز میدانیم که غلظت محلول در مبدل حرارتی تغییر نمی کند.

معادلات حاکم بر مسئله مورد بررسی شامل معادلات بقای جرم و بقای انرژی می شود که به صورت صریح برای نقاط مختلف چرخه نوشته شده و حل می شوند. سیال عامل مخلوط آب و نمک لیتیوم برماید است که خواص ترمودینامیکی آن بر حسب درصد جرمی نمک در حلال آب مشخص می گردد. معادلات به کار رفته بر اساس مراجعی که در پایان ذکر شده اند می باشد و تغییرات خاصی در آنها اعمال نشده است. روش محاسبات با توجه به این که سیستم تبرید طراحی شده در خودرو به کار خواهد رفت، اندکی متفاوت است. مجموعه معادلات حاکم بر این اساس دسته بندی شده و برای شرایط کارکرد موتور خودرو، بار سرمایشی اتاق خودرو و سایر پارامترهای قابل محاسبه در نرم افزار EES برنامه نویسی شده و حل می شوند. بر اساس اعداد و نتایج بدست آمده می توان سیستم تبرید پیشنهادی را برای خودروی مورد نظر طراحی نمود.

برای حجم کنترل اواپراتور معادلات بقای جرم و انرژی به صورت زیر می باشد:

$$\dot{m}_R = \dot{m}_{2R} = \dot{m}_{3R} \quad (۴-۱۵)$$

$$Q_{eva} = \dot{m}_{3R}h_{3R} - \dot{m}_{2R}h_{2R} \quad (۴-۱۶)$$

فرایند خفکان در ارفیس را در یک فرایند آنتالپی ثابت در نظر می گیریم بنابراین داریم:

$$h_{2R} = h_{1R} \quad (۴-۱۷)$$

$$3\dot{m}_{1R}h_{1R} =$$

$$\dot{m}_{2R}h_{2R} \rightarrow \dot{m}_{1R} = \dot{m}_{2R} \quad (۴-۱۸)$$

با ترکیب سه معادله اخیر، دبی جرمی مبرد از رابطه زیر به دست می آید:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (۳۱-۴)$$

قانون بقای انرژی در حالی که تبادل حرارتی از سطح مبدل را صفر در نظر بگیریم:

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_2 h_{11} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_5 h_5 \rightarrow \dot{m}_4 (h_4 - h_5) = \dot{m}_2 (h_2 - h_{11}) \quad (۳۲-۴)$$

با نوشتن معادله بقای انرژی و بقای انرژی برای اداکتور، آنتالپی نقطه ۶ را بدست می آوریم:

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_8 = \dot{m}_6 \quad (۳۳-۴)$$

$$\dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_8 h_8 \quad (۳۴-۴)$$

با داشتن خواص مبرد در ورودی و خروجی کندانسور و استفاده از بقای انرژی بار کندانسور به ترتیب زیر محاسبه می شود:

$$\dot{m}_{6R} = \dot{m}_{1R} = \dot{m}_R \quad (۳۵-۴)$$

$$Q_{cond} = \dot{m}_R (h_{1R} - h_{6R}) \quad (۳۶-۴)$$

معادلات بدست آمده در این فصل دسته بندی شده و برای شرایط کارکرد موتور خودرو، بار سرمایشی اتاق خودرو و سایر پارامترهای قابل محاسبه در نرم افزار EES برنامه نویسی شده و حل می شوند، که بر اساس اعداد و نتایج بدست آمده می توان سیستم تبرید پیشنهادی را برای اتوموبیل ها ساخت.

۵- فرضیات مساله:

- به منظور حل ترمودینامیکی (بدست آوردن خواص ترمودینامیکی در تمامی نقاط سیکل) احتیاج به یک سری فرضهای اساسی می باشد، به طوریکه طراحی سیستم بر مبنای این فرضهای معقول که از تحقیق بروی منابع زیادی گردآوری شده اند، صورت گرفته است و به شرح زیر می باشند:
- ۱- سیکل، ایده آل فرض می شود، به این صورت که افت فشارهای موجود در لوله ها، بازگشت ناپذیری ها، وجود یا ایجاد گازهای غیرقابل تقطیر، نشست هوا به داخل سیستم و ... صفر فرض می شود.
 - ۲- سیکل در حالت پایدار مورد بررسی قرار می گیرد.
 - ۳- برای استفاده از روش خنک کردن هوایی محدودیت دمای محیطی در نظر گرفته می شود.
 - ۴- دمای ورود و خروج آب سرد شده از اواپراتور مقدار مشخص فرض می شود (در ورود و $12^\circ C$ در خروج اواپراتور)

۵- برای تعداد دیگری از نقاط سیکل نیاز به پیش فرض هایی از نظر شرایط ترمودینامیکی وجود دارد. پس از بررسی سیکل این نتیجه بدست آمد که حالت های ترمودینامیکی در نقاط مختلف سیکل به دما بیش از فشار حساس هستند بنابراین برای فرضهای اولیه و ورودی سیستم دماهای چند نقطه از سیکل را در نظر می گیریم.

۶- دو نقطه ورود به ژنراتور و خروجی از ژنراتور به مبدل حرارتی (نقاط ۲ و ۴) مخلوط مایع اشباع برومید لیتیم و آب در نظر گرفته شده اند. این فرض با توجه به رفتار ترمودینامیکی برومید لیتیم معقول به نظر می رسد و در ضمن غلظت های مناسبی را برای سیکل نتیجه می دهد.

$$x_2 = x_1 \quad (-۴)$$

$$۱۵) \rightarrow X_4 = \left(\frac{\dot{m}_4 + \dot{m}_R}{\dot{m}_4}\right) X_2 \quad (۱۶-۴)$$

با ترکیب معادلات بالا داریم:

$$\dot{m}_2 x_2 = \dot{m}_4 x_4 \rightarrow \dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_4 X_4}{x_1} \quad (۱۷-۴)$$

برای خروجی ژنراتور داریم:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_2 - \dot{m}_R \quad (-۴)$$

$$۱۸) \quad Q_{gen} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_R h_{6R} - \dot{m}_2 h_4 \quad (-۴)$$

$$۱۹) \quad h_{6R} = h_{g)T_{sat} gen} \quad (-۴)$$

$$۲۰)$$

برای واحد جاذب نیز معادلات بقای جرم کلی محلول و بقای جرم جزء لیتیم بروماید به ترتیب به صورت زیر می باشند:

$$\dot{m}_{3R} = \dot{m}_R = \dot{m}_{10} \quad (-۴)$$

$$۲۱) \dot{m}_6 = \dot{m}_9 \quad (۲۲-۴)$$

$$Q = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_R h_{3R} - \dot{m}_6 h_6 \rightarrow Q = \dot{m}_R (h_{10} - h_R) + \dot{m}_6 (h_9 - h_6) \quad (-۴)$$

$$۲۳)$$

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_1 \quad (-۴)$$

$$۲۴)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_R \quad (-۴)$$

$$۲۵)$$

$$\dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_1 x_1 \rightarrow \dot{m}_6 = \frac{\dot{m}_1 - \dot{m}_R}{x_1} \rightarrow (\dot{m}_1 - \dot{m}_R) X_6 = \dot{m}_1 X_1 \quad (-۴)$$

$$۲۶)$$

دبی جرمی خروجی واحد جاذب به صورت زیر بدست می آید:

$$\dot{m}_1 = \frac{(\dot{m}_1 - \dot{m}_R) X_6}{x_1} \quad (-۴)$$

$$۲۷)$$

با نوشتن معادله بقای جرم پمپ محلول، مقدار دبی جرمی ورودی به اداکتور (مقداری از محلول که سیرکوله میشود) را به دست می آوریم:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 - \dot{m}_{11} \quad (۲۸-۴)$$

مقدار کار انجام شده به واحد جرم پمپ محلول از رابطه زیر محاسبه می کنیم:

$$W_{pump} = v(P_{high} - P_{low}) \rightarrow W_{pump} = h_8 + h_{11} - h_1 \quad (-۴)$$

$$۲۹)$$

معادلات حاکم بر مبدل حرارتی:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_2 = \dot{m}_1 - \dot{m}_8 \rightarrow \dot{m}_8 = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad (۳۰-۴)$$

$40^{\circ}C$ می شود. با توجه به دمای تقطیر در کندانسور که در فشار یکسان با ژنراتور است می توان دمای حداقل ژنراتور را چنین در نظر گرفت:

$$T_{G,min}=69+36=105^{\circ}C$$

که با توجه به دمای منی فولد که به طور تجربی اندازه گیری شده این دما برای ما در دسترس می باشد.

البته هر چه دما از این مرز بالاتر باشد ضریب عملکرد برودتی

سیستم بالاتر خواهد بود ولی از یک حدی نیز بالاتر نرود (حدود $50^{\circ}F$) (با توجه به محدودیت کریستالیزاسیون و محدودیتهای متالورژیکی) برای سیستم مورد نظر بطور سعی و خطا این دما را حدود $220^{\circ}F$ بدست آوردیم:

$$T_G=220^{\circ}F=T_{6R}\approx T_4=105^{\circ}C$$

همچنین برای کاهش مقدار بازگشت ناپذیری باید دمای ورود به ژنراتور تا حد ممکن نزدیک به دمای ژنراتور باشد و برای این منظور از مبدل حرارتی کمک می گیریم که این دما با توجه به سعی و خطاهای فراوان حدود $185^{\circ}F$ انتخاب می شود.

$$T_2=180^{\circ}F=85^{\circ}C$$

برحسب ضرورت می توان این دو ما را تغییر داد.

۵-۶- دمای خروجی از محفظه جاذب: به علت شکل خاص محفظه جاذب و به این دلیل که قسمتی از گرمای جذب در قسمت خنک کن خارجی و قسمت دیگر در خود محفظه جاذب دفع می گردد دمای خروج از جاذب بالا خواهد بود. هر چه این دما به حد پایین خود (یعنی حدود $65^{\circ}C$) که حد کارکرد مطلوب جهت خنک کن هوایی است) نزدیکتر باشد، دبی محلول گردش کننده در بخش خنک کن خارجی بیشتر خواهد شد و این جرم در گردش با توجه وسایل مکانیکی بکار گرفته شده محدودیت دارد. با چندین سعی و خطا می توان دمای مناسبی برای این قسمت طراحی کرد که حدودا $65^{\circ}C$ می باشد.

انتخاب تمامی این دماها به بهینه سازی سیکل ارتباط دارد و در نهایت حالت مطلوب کارکرد بدست خواهد آمد.

و در نهایت دبی های جرمی یکسان در سیکل نیز عبارتند از :

$$\dot{m}_R = \dot{m}_{1R} = \dot{m}_{2R} = \dot{m}_{3R} = \dot{m}_{6R} = \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_9$$

۶- نتایج حاصل از شبیه سازی برای خودرو

با توجه به بار سرمایش اتاق خودرو که در قسمت قبل مقدار آن مشخص شد، دماهای مورد نیاز بصورت تجربی برای خودروی سمند مشخص شده اند و به کمک معادلات ۳-۱ تا ۳-۳۶ را به کمک نرم افزار EES حل می کنیم و به طراحی اجزای کولر پیشنهادی می پردازیم.

دمای سطح منی فولد خودروی سمند بصورت تجربی به شکل (۴) اندازه گیری شده است.

۷- دمای هر محفظه (ژنراتور، کندانسور، اواپراتور و جاذب) دمای نقاط خروجی از آنها فرض می شود. برای فرض کردن این دما به چند سعی و خطا نیاز می باشد که در حل مساله به آن اشاره خواهد شد. برای حل مساله با استفاده از این فرضها، دما، فشار، دبی، آنتالپی و غلظت در نقاط گوناگون سیکل بدست می آیند تا بتوان حل را از نظر تعادل جرم و انرژی کنترل کرد. که در صورت متعادل بودن تک تک اجزا سیکل قابل اجرا خواهد بود. همچنین داده های ورودی به شرح زیر می باشند:

۵-۱- ظرفیت برودتی ماشین: از اهداف این پروژه طراحی چیلر جذبی با ظرفیت $3kw.h$ معادل تقریباً $10000 btu$ در نظر گرفته شده است.
Refrigeratism effect= $3kw.h$

۵-۲- دمای محیط: با توجه به شرایط اقلیمی کشور این پارامتر نیز از اهداف اصلی این تحقیق است که برای اکثر شهرهای کشور که دمای خشک هوای آنها در گرمترین ساعت تابستان کمتر از $40^{\circ}C$ باشد قابل استفاده است.

$$Ambient\ Tem.(D.B)=40^{\circ}C$$

۵-۳- دمای تقطیر: واحدهای صنعتی هوا خنک که بطور معمول برای دماهای تقطیر حدود $30^{\circ}F$ الی $40^{\circ}F$ ($16^{\circ}C$) الی $22/24^{\circ}C$ بالاتر از دمای خشک هوای محیط طراحی می شوند و این یکی از بزرگترین معایب سیستمهای هوا خنک می باشد که برای دماهای بالا کاربرد مفیدی ندارند اما چون ما در اینجا کندانسور را برای خودرو طراحی کرده ایم و خودرو معمولاً در حال حرکت است و در ترافیک نیز فن خودرو در حال کار کردن است یک جریان همرفت اجباری در سیستم وجود دارد که دمای تقطیر را می توان تقریباً 10 درجه بالاتر در نظر گرفت پس داریم:

$$T_{cond}=T_{1R}=40+29=69^{\circ}C$$

۵-۴- دمای اواپراتور: با توجه به اینکه این سیستم برای استفاده در امر تهویه مطبوع بکار می رود باید دمای آب سرد مناسبی انتخاب کرد که با توجه به کارکرد اکثر سیستمهای تهویه مطبوع این دما ورودی و خروجی اواپراتور به ترتیب در نظر گرفته شده است، و بنابراین دمای اواپراتور با یک اختلاف دمای مناسب (T.D) طراحی می شود:

$$T_{Evap} = 40^{\circ}F = 4.45^{\circ}C$$

در طراحی دمای کندانسور و اواپراتور نیز در نظر گرفته شده است که هر چه اختلاف این دو دما کمتر باشد ضریب عملکرد برودتی سیستم بالاتر خواهد بود.

۵-۵- دمای ورودی و خروجی ژنراتور: انتخاب این دماها از نظر طراحی سیکل اهمیت دارد و برای این منظور از مراجع مختلفی کمک گرفته شده است.

البته برای یافتن دمای حداقل ژنراتور (در خروجی) می توان چنین استدلال کرد: همانطور که می دانیم تئوری سیستم جذبی از مفهوم افزایش نقطه جوش گرفته شده است. زمانی که یک مول از محلولی با یک لیتر آب مخلوط می شود نقطه جوش حدود $0.16^{\circ}C$ افزایش می یابد. آب خالص که در شرایط استاندارد $100^{\circ}C$ می جوشد با افزودن چند مول از محلول نقطه جوش آن چند درجه بالاتر می رود. افزایش غلظت محلول تا 63 مول (غلظت 63%) باعث افزایش نقطه جوش حدود $36^{\circ}C$ الی

جدول (۱) دمای منیفولد خروجی در دور موتورهای مختلف مختلف

ردیف	دور موتور (دور بر دقیقه)	دمای منیفولد (درجه سانتیگراد)
۱	۱۰۰۰	۱۴۰
۲	۲۰۰۰	۱۶۰
۳	۳۰۰۰	۲۱۵
۴	۴۰۰۰	۲۴۵

بیشینه دمای محلول را میانگین دو دمای خوانده شده قرار می دهیم:

$$T_4 = 105^{\circ}\text{C}$$

ظرفیت دستگاه 3kw
بیشینه دمای محلول



شکل (۴) دمای سطح منیفولد خودروی سمند

همانطور که ملاحظه می گردد شکل (۴) دمای ۱۴۰ درجه سانتیگراد را نشان می دهد.

دمای فضای اطراف منیفولد خروجی خودروی سمند بصورت تجربی به شکل (۵) اندازه گیری شده است.

۷- محاسبه ضریب کلی انتقال حرارت و افت فشار در مبدل های مورد استفاده:

برای پیش بینی ضریب کلی انتقال حرارت، باید ضرایب انتقال حرارت سمت پوسته و نیز سمت لوله را محاسبه کنیم. سمت پوسته به دلیل ویژگی های هندسی پیچیده ای که دارد، به همان نسبت دارای روابط پیچیده تری نسبت به سمت لوله می باشد. طراحی مبدل حرارتی، برای خصوصیات معلوم جریان های سرد و گرم، به محاسبه سطح حرارتی مورد نیاز برای انجام انتقال حرارت منتهی می شود. اثرات اصطکاک سیال در مبدل حرارتی مشابه محاسبات انتقال حرارت، دارای اهمیت است. زیرا افت فشار سیال های جاری از سیستم و در نتیجه مقادیر ضروری توان پمپ برای حفظ جریان را تعیین می کند.

از آنجا که در بخش های مختلف سیکل جذبی پیشنهادی پدیده غالب انتقال حرارت، جابجایی است، در اینجا به روش محاسبه ضرایب انتقال حرارت جابجایی سمت پوسته و لوله می پردازیم.



شکل (۵) دمای فضای اطراف منیفولد خروجی خودروی سمند

همانطور که ملاحظه می گردد شکل (۵) دمای ۷۰ درجه سانتیگراد را نشان می دهد.

دمای بدست آمده بالا، دمای حاصل از کار کردن در جای موتور می باشد، مطمئنا در این وضعیت موتور پایین ترین دما را داشته و بدترین شرایط ممکن برای طراحی کولر پیشنهادی است که مطمئنا باید این شرایط بحرانی مبنای طراحی باشد که در محاسبات آتی نیز چنین است، اما برای اطلاع از دمای منیفولد این دماها بصورت تجربی اندازه گیری شده و در جدول زیر نمایش داده شده است.

جدول ۲) خروجی حاصل از نرم افزار EES

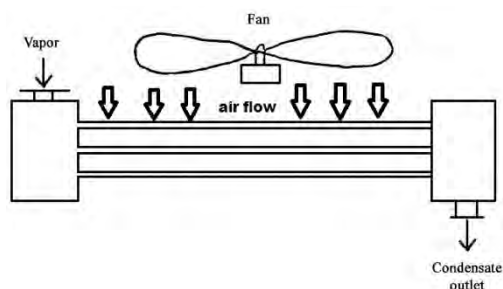
$T_1 = 65^\circ\text{C}$	$P_1 = 0.81\text{kpa}$	$m_1 = 30.9\text{ kg/hr}$	$h_1 = -100\text{ kJ/kg}$	$x_1 = 52\%$	$T_2 = 85^\circ\text{C}$	$P_2 = 17.22\text{kpa}$	$m_2 = 32.47\text{ kg/hr}$	$h_2 = -60\text{ kJ/kg}$
$x_2 = 52$	$T_4 = 105^\circ\text{C}$	$P_4 = 17.22\text{kpa}$	$m_4 = 28.14\text{ kg/hr}$	$h_4 = -38\text{ kJ/kg}$	$x_4 = 60\%$	$T_5 = 85^\circ\text{C}$	$P_5 = 17.22\text{kpa}$	$m_5 = 28.14\text{ kg/hr}$
$h_5 = -84.16\text{ kJ/kg}$	$x_5 = 60\%$	$T_6 = 75^\circ\text{C}$	$P_6 = 17.22\text{kpa}$	$m_6 = 26.6\text{ kg/hr}$	$h_6 = -84.16\text{ kJ/kg}$	$x_6 = 55\%$	$T_7 = 75^\circ\text{C}$	$P_7 = 0.81\text{kpa}$
$m_7 = 26.6\text{ kg/hr}$	$h_7 = -84.16\text{ kJ/kg}$	$x_7 = 55\%$	$T_8 = 65^\circ\text{C}$	$P_8 = 17.22\text{kpa}$	$m_8 = 1.57\text{ kg/hr}$	$h_8 = 82.6\text{ kJ/kg}$	$x_8 = 52\%$	$T_9 = 55^\circ\text{C}$
$P_9 = 0.81\text{kpa}$	$m_9 = 4.33\text{ kg/hr}$	$h_9 = -130\text{ kJ/kg}$	$x_9 = 55\%$	$T_{10} = 5.87^\circ\text{C}$	$P_{10} = 0.81\text{kpa}$	$m_{10} = 26.6\text{ kg/hr}$	$h_{10} = 2508\text{ kJ/kg}$	$T_{11} = 65^\circ\text{C}$
$P_{11} = 17.22\text{kpa}$	$m_{11} = 32.47\text{ kg/hr}$	$h_{11} = -100\text{ kJ/kg}$	$x_{11} = 52\%$	$T_{1R} = 59^\circ\text{C}$	$P_{1R} = 17.22\text{kpa}$	$m_{1R} = 4.33\text{ kg/hr}$	$h_{1R} = 250\text{ kJ/kg}$	$T_{2R} = 59^\circ\text{C}$
$P_{2R} = 0.81\text{kpa}$	$m_{2R} = 4.33\text{ kg/hr}$	$h_{2R} = 250\text{ kJ/kg}$	$T_{3R} = 4.45^\circ\text{C}$	$P_{3R} = 0.81\text{kpa}$	$m_{3R} = 4.33\text{ kg/hr}$	$h_{3R} = 2508\text{ kJ/kg}$	$T_{4R} = 105^\circ\text{C}$	$h_{4R} = 2692\text{ kJ/kg}$

$$N = \frac{0.11}{2 \times 0.6 \times .04} = 2.3 \sim 3$$

۸- طراحی کندانسور بصورت هوا خنک

بر اساس محاسبات فوق استفاده از یک کندانسور با ۳ پره به ابعاد ۶۰ سانتیمتر در ۴ سانتیمتر کافی خواهد بود.

نمای کلی کندانسور هوا خنک مورد طراحی و محل نصب آن، در این پروژه به شکل زیر میباشد که با توجه به ابعاد بدست آمده دقیقاً میتوان به جای کندانسور قبلی آن را جاگذاری نمود:



شکل (۶) شماتیک کندانسور هواخنک

کندانسور را می توان بصورت هواخنک در نظر گرفت، با توجه به ضریب انتقال حرارت همرفت اجباری بالای جریان هوا بر روی کندانسور استفاده از یک کندانسور هوا خنک انتخاب مناسبتری است.

برای بدست آوردن ضریب انتقال حرارت هوا بر روی پره ها از روابط تجربی بدست آمده در مراجع [1-10] استفاده می شود.

روابط بدست آمده به شرح زیر هستند:

$$\text{Turbulent } 10^8 < Gr.Pr < 10^{12} \Rightarrow Nu = 0.13(Gr.Pr)^{0.33}$$

که برای هوا داریم:

$$h_a = 0.18(\Delta t)^{0.33}$$

با توجه به دمای متوسط ۸۲ درجه ای کندانسور، اگر دمای هوای محیط در گرمترین روز سال را ۴۰ درجه سانتیگراد در نظر بگیریم،

$$h_a = 0.62 :$$

$$Q_{cond} = hA\Delta T$$

$$A = 0.11$$

با توجه به فضای موجود پره هایی با ابعاد ۴ سانتیمتر در ۶۰ سانتیمتر در نظر میگیریم. بنابراین تعداد پره ها بصورت زیر بدست می آید:

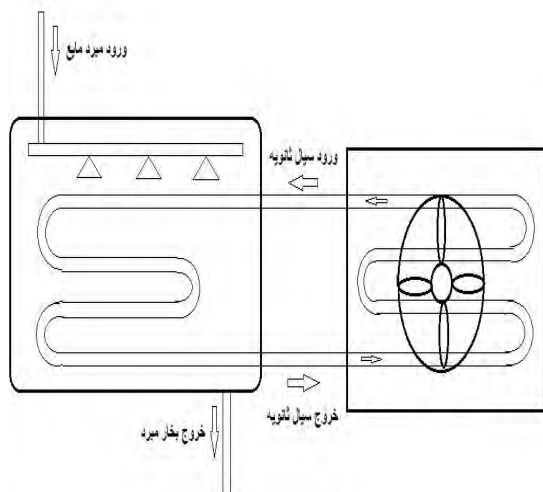
با فرض اینکه نصف سطح مقطع توسط لوله‌ها اشغال شود، سطح مقطع کلی مبدل به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$A_m = 0.00706m^2$$

و قطر مبدل به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$D_m = 9.4cm \quad A_m = \frac{\pi D_m^2}{4}$$

توجه به محاسبات انجام شده برای اواپراتور یک مبدل پوسته و لوله با قطر ۹،۴ سانتیمتر و طول ۳۸ سانتیمتر در نظر گرفته می‌شود، بدیهی است که محاسبات فوق قصد دارد به طراح یک دید کلی درباره ابعاد تجهیزات مورد استفاده در کولر پیشنهادی را بدهند و با تغییر جنس، شکل و نوع مبدل در هنگام ساخت کولر می‌توان به مبدل‌ها و ابعاد بهینه‌تری نیز دست یافت. در مورد طراحی سایر اجزا سیکل نیز مطلب فوق‌الذکر صادق است. شماتیک اواپراتور مورد نظر ما به صورت شکل زیر می‌باشد و محل قرار گیری آن فضای پشت منیفولد دود و بین هر دو شاسی می‌باشد که فضای خالی مورد نظر ما را به راحتی تامین می‌کند و همچنین لوله‌های آب سرد ثانویه دقیقا جای لوله‌های گاز کولر قدیمی در داخل داشبورد خودرو را می‌گیرند و فن مورد نیاز همان فن کولر قدیم می‌باشد



شکل (۷) شماتیک کلی اواپراتور

۱۰- طراحی واحد جاذب:

محلول غلیظ خروجی از اداکتور، به علت عبور از افشانک‌ها دچار افت فشار شده و قسمتی از آن به صورت بخار در می‌آید. این فرایند با کاهش دما و افزایش نسبی غلظت محلول همراه می‌باشد. بدیهی است که افشانک‌ها، باید از یک طراحی ضد انسداد برخوردار باشند. محلول پس از آنکه بر روی لوله‌های افقی واحد جاذب (ایزبر) پاشیده شد، به صورت یک فیلم ریزشی بر روی سطوح سرد لوله در می‌آید. این فیلم ریزشی اقدام به جذب بخار آب موجود در محیط اطراف خود کرده و گرمای حاصل از این فرایند به آب داخل لوله‌های افقی جاذب منتقل می‌شود.

با توجه به تحلیل ترمودینامیکی داریم:

$$Q_{abs} = 2.37kw$$

ضریب انتقال حرارت را $1.3 \frac{kw}{m^2k}$ در نظر گرفته و دمای متوسط لگاریتمی ایزبر را نیز محاسبه می‌کنیم:

۹- طراحی اواپراتور:

در تبخیر کننده چیلرهای جذبی مایع اشباع خروجی از روزنه، در پائین تبخیر کننده جمع شده و از آنجا توسط پمپ مبرد و از طریق افشانک‌ها بر روی دسته لوله‌ها اسپری می‌شود. با توجه به اهمیت بالای تبادل حرارتی در تبخیر کننده، از لوله‌های مسی با فین کوتاه در این بخش از چیلر استفاده می‌شود.

در داخل لوله‌های اپراتور آبی که سرد می‌شود جاری است و روی پوسته آن مبرد (آب) تبخیر می‌شود. با توجه به تحلیل ترمودینامیکی داریم:

$$Q_{eva} = 3kw$$

محاسبه سطح انتقال حرارت لازم:

در نظر گرفته و دمای متوسط لگاریتمی $1 \frac{kw}{m^2k}$ ضریب انتقال حرارت را اواپراتور را نیز محاسبه می‌کنیم:

$$LMTD = \frac{(T_{sat} - T_i) - (T_{sat} - T_o)}{\ln\left(\frac{T_{sat} - T_i}{T_{sat} - T_o}\right)}$$

$$LMTD = \frac{9.1 - 3.05}{\ln\left(\frac{9.1}{3.05}\right)} = 5.5^\circ C$$

بدین ترتیب می‌توان سطح انتقال حرارت لازم در اواپراتور را بدست آورد:

$$A = \frac{Q_{eva}}{U \cdot LMTD} = 0.545m^2$$

با توجه به سطح انتقال حرارت بدست آمده پس از انتخاب لوله و مشخص شدن قطر لوله براحتی می‌توان طول لوله‌های مورد نیاز در اواپراتور را مشخص نمود.

بعنوان مثال اگر قطر لوله‌ها را یک سانتیمتر در نظر بگیریم، با توجه به سطح بدست آمده برای لوله‌ها داریم:

$$A = \pi D L \quad L =$$

با فرض اینکه از سطح مقطع مبدل ۴۵ لوله $17.3m$ عبور کند، طول مبدل به شکل زیر بدست می‌آید:

$$L_m = \frac{L}{45} = 38cm$$

برای محاسبه قطر مبدل به شرح زیر عمل می‌کنیم:

فرض کردیم ۴۵ لوله با قطر ۱ سانتیمتر از سطح مقطع مبدل عبور می‌کند، بنابراین سطح مقطع کلی لوله به شرح زیر است:

$$A_p = 45 \times \pi \times \frac{0.01^2}{4} = 0.003532m^2$$

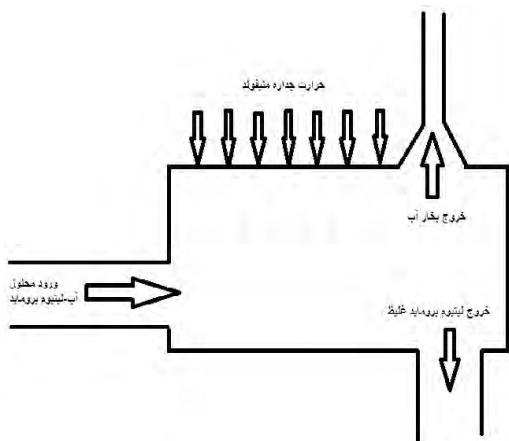
جهت استحصال حرارت از منیفولد خروجی نیاز به طراحی یک مبدل با شکلی جدید است، بدینصورت که پوسته خارجی از جنس مس با ضریب هدایت بالا بوده و به منیفولد خروجی بچسبند. این مبدل بصورت یک ظرف طراحی می‌شود که در قسمت بالایی آن یک ونت به منظور جداسازی بخار و مایع از همدیگر وجود داشته باشد. فضای خالی اطراف منیفولد جهت قرار گرفتن این ظرف اندازه گیری شده که فضایی طول ۳۰ ارتفاع ۸ عرض ۱۰ می باشد. از آنجایی که دمای وجه چسبیده به منیفولد طبق اندازه گیری انجام شده ۱۰۵ درجه سانتیگراد است، انتقال حرارت رسانش از این وجه بصورت زیر قابل محاسبه است

$$Q_{gen} = KA \frac{\partial T}{\partial x}$$

فولد ($K_{Cu} = 401$) و در نظر گرفتن ضخامت ۲ میلیمتر جهت ورق مسی داریم:

$$A = 0.009m^2$$

با توجه به محاسبه انجام شده در نظر گرفتن محفظه‌ای با قاعده ۲۰ سانتیمتر و عرض ۷ سانتیمتر به ارتفاع ۷ سانتیمتر مناسب خواهد بود. که شماتیک آن در شکل زیر مشخص شده اند:



شکل (۹) شماتیک کلی ژنراتور

۱۲- ضریب عملکرد کولر مورد استفاده

ضریب عملکرد از مهمترین مشخصه های چرخه چیلر های جذبی می باشد، ضریب عملکرد سرمایه‌ی بصورت زیر قابل محاسبه است:

$$COP = \frac{10800}{12535} = 0.86$$

$$COP = \frac{Q_{eva}}{Q_{gen}}$$

نتیجه گیری:

- ✓ استفاده از سیستم تهویه پیشنهادی بار حرارتی مورد نیاز را از گازهای خروجی از منیفولد گرفته و بار اضافی به موتور خودرو وارد نمی‌کند.
- ✓ استفاده از محلول لیتیوم بروماید در سیکل جذبی پیشنهادی دارای مزایای زیادی است.
- ✓ سیکل مورد استفاده برای یک وسیله نقلیه عمومی با بار سرمایه‌ی ۲۰kw، حدود ۸۶kw صرفه جویی در مصرف انرژی به همراه دارد.

اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی

$$LMTD = \frac{(T_{sat} - T_i) - (T_{sat} - T_o)}{\ln\left(\frac{T_{sat} - T_i}{T_{sat} - T_o}\right)}$$

$$LMTD = 4.8^\circ C$$

بدین ترتیب می‌توان سطح انتقال حرارت لازم در ابزربر را بدست آورد:

$$A = \frac{Q_{abs}}{U \cdot LMTD} = 0.38m^2$$

بعنوان مثال اگر قطر لوله‌ها را یک سانتیمتر در نظر بگیریم، با توجه به سطح بدست آمده برای لوله‌ها داریم:

$$A = \pi DL \quad L =$$

با فرض اینکه از سطح مقطع مبدل ۳۰ لوله عبور ۱۲.۱m

کند، طول مبدل به شکل زیر بدست می‌آید:

$$L_m = \frac{L}{30} = 40cm$$

برای محاسبه قطر مبدل به شرح زیر عمل می‌کنیم:

فرض کردیم ۳۰ لوله با قطر ۱ سانتیمتر از سطح مقطع مبدل عبور می‌کند، بنابراین سطح مقطع کلی لوله به شرح زیر است:

$$A_p = 30 \times \pi \times \frac{0.01^2}{4} = 0.002355m^2$$

با فرض اینکه نصف سطح مقطع توسط لوله‌ها اشغال شود، سطح مقطع

کلی مبدل به صورت زیر قابل محاسبه است

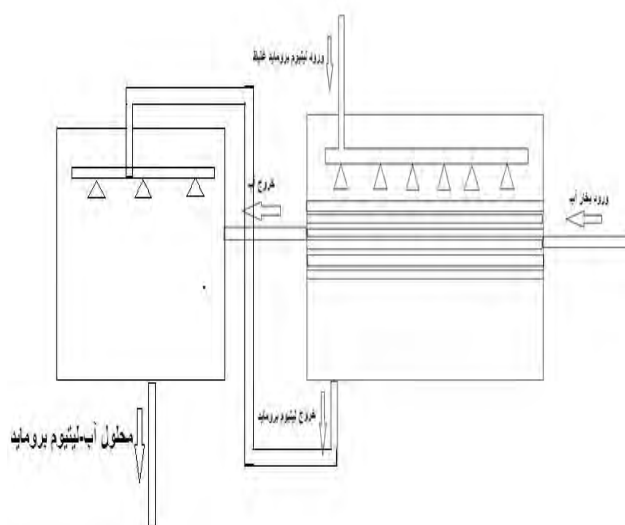
$$A_m = 0.00471m^2$$

و قطر مبدل به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$A_m = \frac{\pi D_m^2}{4} \quad D_m =$$

با توجه به محاسبات انجام شده برای ابزربر یک 7.7cm

مبدل پوسته و لوله با قطر ۷.۷ سانتیمتر و طول ۴۰ سانتیمتر در نظر گرفته می‌شود. شماتیک کلی واحد ابزربر در شکل زیر نمایش داده شده است و محل قرار گیری آن در فضای خالی پشت کندانسور تعیین شده است.



شکل (۸) شماتیک کلی ابزربر

۱۱- طراحی ژنراتور:

مراجع:

6. H.G. Zhang, E.H. Wang, B.Y. Fan, Heat transfer analysis of a finned-tube evaporator for engine exhaust heat recovery, *Energy Convers. Manag.* 65 (2013) 438–447.

7. A.D. Desai, P.V. Bannur, Design, fabrication and testing of heat recovery system from diesel engine exhaust, *J. Inst. Engrs.* 82 (2001) 111–118.

8. M. Talbi, B. Agnew, Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning, *Appl. Therm. Eng.* 22 (2002) 693–702.

9. L.Z. Anderson, H. Robert Nation, Waste heat recovery system for an internal combustion engine, United States patent. 155 (1982) 4351.

10. P. Diehl, F. Haubner, S. Klopstein, F. Koch, Exhaust heat recovery system for modern cars, SAE Technical Paper 2001-01-1020.

1. V. Pandiyarajan, M. Chinna Pandian, E. Malan, R. Velraj, R.V. Seeniraj, Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system, *Applied Energy* 88 (2011) 77–87.

2. L.Z. Zhang, Design and testing of an automobile waste heat adsorption cooling system, *Applied Thermal Engineering* 20 (2000) 103-114.

3. R.Q. Zhu, B.Q. Han, M.Z. Lin, Y.Z. Yu, Experimental investigation on an adsorption system for producing chilled water, *Int. J. Refrig.* 15 (1992) 31-34.

4. M. Suzuki, Application of adsorption cooling systems to automobiles, *Heat Recovery Systems CHP* 13 (1993) 335-340.

5. L.Z. Zhang, L. Wang, Performance estimation of an adsorption cooling system for automobile waste heat recovery, *Appl. Therm. Engng* 17 (1997) 1127-1139.