

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

بسمه تعالی



فرهنگ قطعه پیشتاز

شرکت فرهنگ قطعه پیشتاز

عنوان

مطالعه سیستم های تهویه مطبوع در خودروها و طراحی یک
سیستم جایگزین

توسط

مهران شاهمرادی

(واحد مهندسی کیفیت)

فهرست مطالب

صفحه	عنوان
	چکیده فارسی
	فصل اول : مقدمه
۲	۱-۱ مقدمه
۲	۲-۱ بیان مساله
۳	۱-۲-۱ مشکل سیستم های موجود
۳	۱-۲-۱-۱ آلودگی محیط زیست
۴	۲-۱-۲-۱ وزن
۴	۳-۱-۲-۱ پیچیدگی سیستم
۵	۳-۱ اهمیت و ضرورت تحقیق
	فصل دوم : مروری بر تحقیقات
۷	۱-۲ مقدمه
۸	۲-۲ تعریف تهویه مطبوع
۸	۱-۲-۲ تاریخچه تهویه مطبوع خودرو
۱۰	۳-۲ تهویه مطبوع در خودرو
۱۴	۴-۲ قطعات سیستم تهویه تراکمی
۱۴	۱-۴-۲ اواپراتور
۱۵	۲-۴-۲ رسیور - درایر
۱۵	۳-۴-۲ اکومولاتور
۱۶	۵-۲ پیشینه تحقیق
۱۶	۱-۵-۲ مقدمه
۱۶	۱-۱-۵-۲ مطالعات تجربی
۱۷	۲-۱-۵-۲ مطالعات تحلیلی
۲۲	۶-۲ اصول کار سیستم ترموالکتریک (TE)
۲۳	۷-۲ کاربرد سرمایی و گرمایی سیستم ترموالکتریک
۲۳	۸-۲ عملکرد تولید توان در سیستم ترموالکتریک
۲۳	۹-۲ مقایسه فن آوری های مختلف سرمایشی

- ۲-۱۱ مزایا و معایب سیستم ترمو الکتریک ۲۴
- ۱۲-۲ بار غیر فعال ۲۵
- ۱۳-۲ نصب سیستم ۲۶

فصل سوم: معادلات و روش حل

- ۱-۳ مقدمه ۲۷
- ۲-۳ سیستم تهویه ۲۷
- ۳-۳ گرمایش ۲۷
- ۴-۳ سرمایش ۲۸
- ۵-۳ محاسبات ترمودینامیکی سیکل تبرید ۳۰
- ۱-۵-۳ مدل سازی کمپرسور ۳۰
- ۲-۵-۳ مدل سازی کندانسور ۳۰
- ۳-۵-۳ مدل سازی اواپراتور ۳۲
- ۶-۳ مدلسازی ماژول ترموالکتریک ۳۳
- ۷-۳ نگاهی گذرا به مدل‌های ترموالکتریک ۳۴
- ۸-۳ معادلات شبیه سازی و شرایط مرزی ۳۴
- ۹-۳ روش حجم محدود ۳۵
- ۱-۹-۳ معادلات گرما بر روی دامنه های I و III ۳۵
- ۲-۹-۳ معادلات گرما بر روی دامنه های II ۳۶
- ۳-۹-۳ معادله حرارت بر روی مرز A ۳۷
- ۴-۹-۳ معادله حرارت بر روی مرز D ۳۸
- ۵-۹-۳ معادلات حرارت و ترموالکتریک بر روی مرز B و C ۳۹
- ۶-۹-۳ سمت چپ المان مرز B ۴۴
- ۷-۹-۳ سمت راست المان مرز B ۴۵
- ۸-۹-۳ شرایط اولیه ۴۵
- ۹-۹-۳ استخراج جریان معادل ۴۶
- ۱۰-۳ نحوه عملکرد ۴۹
- ۱۱-۳ ساختار سیستم های خنک کننده ۵۰
- ۱۲-۳ عملکرد سیستم های خنک کننده ترموالکتریک ۵۰
- ۱۳-۳ روش های تحلیل مهندسی ۵۱
- ۱-۱۳-۳ محاسبات عددی ۵۲
- ۲-۱۳-۳ برآورد خطاها ۵۲
- ۳-۱۳-۳ کاربردها ۵۳

۵۳ نرم افزارها ۴-۱۳-۳
۵۴ انتخاب مازول ۱۴-۳
۵۵ انتخاب فن ۱۵-۳
۵۷ مدلسازی ۱۶-۳
۵۷ مدل سازی سیستم تهویه ترموالکتریک ۱-۱۶-۳
۵۸ محاسبه خصوصیات موثر مواد ۲-۱۶-۳
 استفاده از روش تحلیل ابعادی برای یافتن جریان بهینه ترموالکتریک و نسبت هندسی برای سلول واحد ۳-۱۶-۳
۵۹
۶۲ استفاده از روش تفکیک حرارتی برای محاسبه دماهای محیطی محلی ۱۷-۳
۶۷ بهینه سازی پارامترهای سینک حرارتی برای سلول واحد ۱۸-۳
۶۷ بارهای وارد بر بدنه خودرو ۱۹-۳
۶۸ مقدار بار سوخت و ساز بدن سرنشینان ۱-۱۹-۳
۶۸ مقدار بار تابشی ۲-۱۹-۳
۶۹ مقدار بار تابشی پراکنده ۳-۱۹-۳
۶۹ مقدار بار منعکس شده از سطح زمین وارد بر بدنه خودرو از رابطه زیر بدست می آید: ۴-۱۹-۳
۷۰ مقدار بار هوای محیط ۵-۱۹-۳
۷۰ مقدار بار وارد از آگزوز ۶-۱۹-۳
۷۱ مقدار بار موتور ۷-۱۹-۳
۷۱ مقدار بار تولید شده ناشی از تهویه ۸-۱۹-۳

فصل چهارم : نتایج و جمع بندی

۷۲ مقدمه ۱-۴
۷۲ ارزیابی کد حاضر ۲-۴
۷۲ طراحی سیکل تبرید تراکمی ۱-۲-۴
۷۴ طراحی سیکل تبرید ترموالکتریک ۳-۴
۷۶ طراحی سیستم تبرید ترموالکتریک برای کاربرد حاضر ۲-۴
۷۶ محاسبه بارهای وارد شده بر خودرو مورد نظر ۲-۲-۴
۷۷ طراحی سیستم تبرید ترموالکتریک هوا به مایع ۳-۲-۴
۷۷ مطالعات شرکت جنترم ۱-۳-۲-۴
۸۰ طراحی بهینه هوا به مایع ۲-۳-۲-۴
۸۱ طراحی TEAC هوا به هوا ۴-۲-۴
۸۱ بهینه سازی پارامترهای سینک گرمایی ۱-۴-۲-۴
۸۳ طراحی بهینه سلول واحد سیستم تهویه ترموالکتریک هوا به هوا ۲-۴-۲-۴

۳-۴ مطالعات پارامتری.....	۸۵
۱-۳-۴ مقایسه ضریب عملکرد سیستم فعلی با سیستم جایگزین.....	۸۵
۲-۳-۴ تحلیل تعداد سرنشین بر میزان بار وارد شده بر خودرو.....	۸۶
۳-۳-۴ تحلیل دمای محیط بر میزان بار وارد شده بر خودرو.....	۸۶
۴-۳-۴ تحلیل دمای قسمت سرد ماژول نسبت به جریان عبوری.....	۸۷
۵-۳-۴ تحلیل ضریب عملکرد نسبت به توان ورودی.....	۸۸
۴-۴ نتایج و بحث.....	۸۹
۶-۴ پیشنهادات.....	۹۰

منابع و ماخذ

پیوست : کدهای مورد استفاده شده

فهرست جداول

عنوان	صفحه
جدول (۳-۱): مقادیر دبی بر حسب آمپر های مختلف	۵۷
جدول ۲-۳ : مقادیر اولیه محاسبه بارهای وارد بر خودرو	۷۱
جدول ۱-۴ بارهای وارد بر کابین خودرو	۷۶
جدول (۴-۲) : مقایسه میان طراحی جنترم و پیش بینی حاضر	۷۹
جدول (۴-۳) : مقایسه ای بین پیش بینی مبتنی بر داده های جنترم و طراحی بهینه	۸۱
جدول (۴-۴) : مقایسه بین سه ماژول تست شده	۸۴
جدول (۴-۵) : مقایسه نتایج	۸۹

فهرست شکل ها

عنوان	صفحه
شکل (۱-۱): نمونه ای خنک کننده ترموالکتریک.....	۶
شکل (۲-۱): نمونه ای از کاربرد سیکل ها در نیروگاه ها.....	۷
شکل (۲-۲): سیستم تهویه پاکراد [۴].....	۹
شکل (۲-۳): اجزای سیستم تهویه خودرو [۴].....	۱۱
شکل (۲-۴): چرخه سیستم تهویه خودرو [۴].....	۱۱
شکل (۲-۵): توزیع دما در یک خودروی پارک شده زیر آفتاب مستقیم [۴].....	۱۳
شکل (۳-۱): مسیرهای شار الکتریکی و حرارتی.....	۳۹
شکل (۳-۲): مدار الکتریکی.....	۴۸
شکل (۳-۳): مدار حرارتی ۱.....	۴۸
شکل (۳-۴): مدار حرارتی ۲.....	۴۹
شکل (۳-۵): ساختار و جزئیات سیستم خنک کننده ترموالکتریک [۴۶].....	۵۰
شکل (۳-۶): فلوجارت انتخاب ماژول.....	۵۴
شکل (۳-۷): تصویری از ماژول مورد بررسی.....	۵۵
شکل (۳-۸): فلوجارت انتخاب فن.....	۵۵
شکل (۳-۹): تصویری از مدل فن انتخابی.....	۵۶
شکل (۳-۱۰): شماتیک سیستم تهویه ترموالکتریک هوا به هوا [۴۶].....	۵۸
شکل (۳-۱۱): الف) مدول کوار ترموالکتریک با دو سینک حرارتی . ب) شماتیک کوپل ترموالکتریک [۴۶].....	۶۰
شکل (۳-۱۲): شماتیک چهار سلول واحد سیستم تهویه ترموالکتریک [۴۶].....	۶۲
شکل (۴-۱): کار مصرفی کمپرسور بر حسب دمای محیط.....	۷۳
شکل (۴-۲): ضریب عملکرد بر حسب دمای محیط.....	۷۳
شکل (۴-۳): نمودار دمای خنک کننده بر حسب جریان الکتریکی.....	۷۴

- شکل (۴-۴): نمودار جریان الکتریکی بر حسب دمای محیط..... ۷۴
- شکل (۴-۵): شکل های بالا مقایسه بین دماهای اتصال تحلیلی و تجربی در مقابل جریان ورودی برای : الف) مدول ۱ . ب) مدول ۲..... ۷۶
- شکل (۴-۶): الف) دیاگرام شماتیک سیستم تهویه ترموالکتریک هوا به مایع جنترم . ب) شماتیک سلول واحد..... ۷۹
- شکل (۴-۷): ضریب عملکرد نسبت به نیروی ورودی برای کار جنترم و پیش بینی حاضر..... ۸۰
- شکل (۴-۸): انتقال کلی گرمای سلول واحد از سینک گرمایی در مقابل ضخامت پره برای : الف) سینک گرمایی بخش سرد و ب) سینک گرمایی بخش گرم..... ۸۲
- شکل (۴-۹): شماتیک سلول واحد سیستم تهویه ترموالکتریک هوا به هوا..... ۸۳
- شکل (۴-۱۰): بازده بر حسب عدد بی بعد هدایت..... ۸۴
- شکل (۴-۱۱) : مقایسه ضریب عملکرد روش فعلی و روش جایگزین..... ۸۵
- شکل (۴-۱۲): نمودار میزان بار وارده بر حسب تعداد سر نشین..... ۸۶
- شکل (۴-۱۳): میزان بار وارده بر حسب دمای محیط..... ۸۷
- شکل (۴-۱۴) : دمای قسمت سرد ماژول نسبت به جریان عبوری..... ۸۸
- شکل (۴-۱۵) : مقایسه COP..... ۸۹

فهرست علائم

A_c	مساحت قسمت سطح سرد سینک حرارتی
A_e	مساحت مقطع عرضی ترموالکتریک
A_h	مساحت قسمت سطح گرم سینک حرارتی
COP	ضریب عملکرد
c_p	ظرفیت گرمایی
G_e	نسبت هندسی ترموکوپل
H	ارتفاع ترموالکتریک
h	ضریب انتقال حرارت سیال
I	جریان الکتریکی
L	طول ترموالکتریک
k	ضریب هدایت حرارتی ترموالکتریک
K	ضریب هدایت حرارتی
n	تعداد ترموکوپل
N_k	هدایت حرارتی بدون بعد
N_h	جابجایی بدون بعد
N_I	جریان بدون بعد
P_{in}	توان ورودی
Q_c	نرخ انتقال حرارت
Q_c	ظرفیت خنک کنندگی
R	مقاومت حرارتی
t	ضخامت
T_c	دمای اتصال قسمت سرد
T_h	دمای اتصال قسمت گرم
$T_{\infty h}$	دمای مایع سرد
$T_{\infty c}$	دمای مایع گرم
V_c	سرعت جریان سرد
V_h	سرعت جریان گرم

W	عرض ترموالکتریک
W_0	توان الکتریک
Z	عدد شایستگی
α	ضریب سیبک
ρ	مقاومت الکتریکی
φ	مقاومت حرارتی بلوک آلومینیومی
η	راندمان سینک حرارتی
γ	نسبت مقاومت حرارتی بین سینک حرارتی و بلوک آلومینیومی

چکیده فارسی

یکی از ضرورت‌هایی که در خودروها دارای اهمیت می‌باشد سیستم تهویه و مطبوع برای سرنشینان خودرو می‌باشد. هدف از انجام این تحقیق، مطالعه سیستم‌های تهویه خودرو و طراحی سیستم جایگزین می‌باشد. ابتدا به کلیات تحقیق از جمله: بیان مساله، پیشینه تحقیق، مطالعات تجربی، مطالعات تحلیلی و ... پرداخته می‌شود. در ادامه مدل سازی ماژول ترموالکتریک و اعتبارسنجی مدل بیان شده است. این پروژه بارهای وارد بر خودرو در بدترین شرایط محیطی ایران محاسبه گردیده که تقریباً معادل ۱۳۱۸۹ وات می‌باشد. طبق ماژول انتخابی برای این خودرو ما نیاز به ۵۵ عدد ماژول داریم. در این پروژه دو نوع سیستم ترموالکتریک هوا به هوا و هوا به مایع مورد بحث و طراحی قرار می‌گیرد. راندمان سیستم ترموالکتریک طراحی شده ۱,۳ می‌باشد که پس از بهینه کردن جریان الکتریکی و فاکتور هندسی به ۱,۶ تغییر می‌یابد.

کلیدواژه‌ها: خودرو، سیستم تهویه و مطبوع، سیکل تبرید، شبیه سازی، ترموالکتریک

فصل اول : مقدمه

۱-۱ مقدمه

آسایش حرارتی یکی از مهمترین خواسته‌های افراد حاضر در یک محیط بسته مانند کابین خودرو می‌باشد. هر چند تمایل به استفاده از شیشه‌های بیشتر در طرح خودرو، محدودیتهای زیاد در زمینه مصرف سوخت، استفاده از مبردهای منطبق با محیط زیست و سایر موارد مشابه، مانع از به انجام رسیدن آسان شرایط راحتی سرنشینان می‌شود. با توجه به پیشرفتهای روزافزون در صنعت خودرو در شاخه‌ای مختلف، یکی از بزرگترین توقعاتی که استفاده کنندگان از خودرو دارند، داشتن سیستم تهویه مناسب به منظور راحتی و آسایش می‌باشد. با توجه به این موضوع، این نیاز احساس می‌شد که یک منبع مدرن برای طراحی سیستم تهویه خودرو با توجه به استانداردهای جهانی، گردآوری شود تا صنعت خودروسازی از این دانش فنی برخوردار شده و خود را با فناوری روز جهانی در این زمینه هماهنگ کند. با توجه به این که سیستم تهویه مطبوع خودرو نیروی محرکه خود را (که میزان آن نیز قابل توجه است) مستقیماً از موتور می‌گیرد، هرگونه بهینه سازی در عملکرد آن تأثیر مستقیم بر کارایی خودرو و مصرف سوخت آن می‌گذارد [۱]. در این فصل به کلیات تحقیق شامل؛ بیان مساله، ضرورت و اهمیت موضوع، اهداف و فرضیات و جنبه های نو بودن موضوع پرداخته می شود.

۱-۲ بیان مساله

تمامی سیستم های معمول خنک کننده با تکیه بر سیال عامل کار می کنند و معمولاً از مبردهای شیمیایی، گازها یا آب برای گرمایش یا سرمایش محیط بهره می برند. چرخه های ترمودینامیکی سیستم های خنک کننده معمول عبارت اند از چرخه تراکمی که در آن ماده مبرد به تناوب تبخیر و چگالیده می شود؛ چرخه گازی که در آن ماده مبرد در تمام مراحل در فاز گاز باقی می ماند؛ چرخه تبرید جذبی که در آن ماده مبرد

قبل از تراکم در مایعی حل می شود و نهایتاً چهارمین نوع سیستم خنک کننده نوع ترموالکتریکی است که ماده مبرد در آن استفاده نمی شود، بلکه عبور جریان الکتریکی از دو ماده غیرهمجنس گرما و سرما تولید می کند. سیستم های تنظیم کننده دما و شرایط محیطی نظیر خنک کننده ها یا تهویه مطبوع به طور معمول از سیستم های کنترل مکانیکی، الکترومکانیکی، الکتریکی و سیالی مانند کمپرسورها، تبخیرکننده ها، کندانسورها و فن ها برای تأمین گرمایش و سرمایش استفاده می کنند. این سیستم ها علاوه بر سنگینی و پیچیدگی اجزاء، نیازمند فضای زیاد و تعمیر و نگه داری منظم می باشند. المان های ترموالکتریکی توانایی تأمین قابلیت های مشابه را بدون نیاز به قطعات و فضای زیاد دارند. به طور کلی آثار ترموالکتریک به تبدیل مستقیم اختلاف دما به ولتاژ الکتریکی و بالعکس آن برمی گردد. وقتی اختلاف دمایی مابین سطوح المان ترموالکتریکی به وجود آید، ولتاژی تولید می کند. وقتی ولتاژی به ترمینال های المان ترموالکتریکی اعمال شود، میان سطوح آن اختلاف دما ایجاد می شود. در مقیاس اتمی، اعمال گرادیان دمایی سبب حمل شارژ در ماده برای نفوذ از طرف داغ به طرف سرد می شود. [۱].

۱-۲-۱ مشکل سیستم های موجود

هر وسیله نقلیه (فرض ۲۴۹ ساعت رانندگی در سال) به طور میانگین سالانه حدود ۲۳۵ لیتر (۶۲ گالن) بنزین برای کار با سیستم تهویه مطبوع استفاده می کند. فیشر تخمین زده که سوخت سالانه مورد نیاز برای حمل وزن اضافی سیستم تهویه مطبوع حدوداً ۱۲/۷ لیتر (۳/۴ گالن) در هر وسیله نقلیه است. با توجه به مفروضات فوق، برآورد کل سوخت سالانه برای استفاده از سیستم تهویه مطبوع، اگر ۸۰٪ خودروها از سیستم تهویه مطبوع استفاده کنند حدود ۴۰ میلیون لیتر (۱۰/۶ گالن) بنزین است [۱].

۱-۲-۱-۱ آلودگی محیط زیست

این یک واقعیت است که مبردها به خصوص کلروفلوروکربن ها (R-۱۲ و خانواده) که در چرخه فشرده سازی بخار استفاده می شود برای لایه بالایی جو زمین زیان آور است. ایالت متحده و کشورهای صنعتی رسماً برای کاهش و منع تولید این مواد شیمیایی توافق کردند. صنعت تهویه مطبوع تا حد زیادی تحت تاثیر این تغییر قرار گرفته است. هشتاد درصد از کارخانه های تولید اتومبیل ها که امروزه به فروش میرسند دارای هیئت مدیره سیستم های تهویه مطبوع هستند که خیلی سخت و دشوار این سیستم ها را به خاطر نشت مبرد تایید میکنند. امروزه صنعت خودروسازی بسیار بر روی موضوع شکل هایی از کلروفلوروکربن که برای محیط زیست کمتر خطر دارند تمرکز دارد، باید این را در نظر گرفت که این یک راه حل موقت است. یافته های اخیر EPA نشان میدهد که ۵٪ از لایه ازن

کاهش پیدا کرده است. اگر روند افزایش کلروفلوروکربن ها در جو ادامه پیدا کند می تواند منجر به ۱۲ میلیون مورد ابتلا به سرطان و مرگ ۲۰۰۰۰۰ در طول پنجاه سال بعدی باشد.

به این دلیل روش های مختلفی برای جایگزین تکنولوژی تهویه مطبوع خودرو در نظر گرفته شده است. به طور متوسط، وقتی ما از سیستم تهویه مطبوع استفاده می کنیم CO حدود ۰/۴۲ g/Km و Nox حدود ۰/۰۵۳ g/km افزایش می یابد. اگر ما فرض کنیم که سالانه ۱۹۳۰۰ کیلومتر رانندگی می کنیم و ۴۵٪ آن از تهویه مطبوع استفاده می کنیم (۸۷۰۰ کیلومتر) و ۸۰٪ از اتومبیل ها دارای تهویه مطبوع باشند، استفاده از سیستم تهویه مطبوع باعث می شود تا CO ۶۶۵۰۰۰ تن و Nox، ۸۲۰۰۰ تن افزایش پیدا کند [۱].

۲-۱-۲-۱ وزن

بهترین سیستم از نظر وزنی، کولر ترمودینامیکی است. اندازه کوچک این سیستم باعث می شود بسیار سبک تر از بقیه سیستم ها باشد. مصرف سوخت خودرو رابطه مستقیم با وزن خودرو دارد. البته افزایش وزن سیستم های جایگزین به میزان قابل توجهی بر روی مصرف سوخت اثر نمی گذارد. تخمین زده شده است که سیستم های جایگزین حدود ۲۲ پوند افزایش وزن دارند، که این افزایش وزن باعث اثرگذاری کاهش ۰/۴ mpg می شود که در مقایسه با ۲۸mpg که مصرف سوخت پایه خیلی قابل قیاس نیست. می توان نتیجه گرفت وزن برای سیستم های جایگزین امتیاز مهمی نیست.

۳-۱-۲-۱ پیچیدگی سیستم

یکی از ملاک های پیچیدگی سیستم، تعداد قطعات استفاده شده در آن است. در سیستم هایی که با سیال کار میکنند، تعداد آب بندها نیز یکی از ملاک های پیچیدگی است. سیستمی دارای کمترین پیچیدگی است که هیچ بخش متحرکی نداشته باشد، با سیال کار نکند و هیچ شلنگی نداشته باشد. دو سیستم در این دسته قرار می گیرند و پیچیدگی کمتری دارند، کولرهای ترموالکتریک و پمپ حرارتی شیمیایی. این دو سیستم به دلیل نداشتن قطعات متحرک نیاز به تعمیر و نگهداری پایینی دارند. سیکل خشک کن نسبتاً تنها سیستم پیچیده می باشد. این سیستم شامل کانال های هوا، قطعه های خشک کن ثابت، دمنده و مبدل حرارتی. که انتظار می رود نیاز به تعمیر و نگهداری بالایی داشته باشند. سیستم های باقی مانده پیچیده تر هستند. سیکل استرلینگ و سیکل جذبی با سیال کار می کنند و دارای آب بند هستند که خود باعث پیچیدگی است. سیکل استرلینگ و سیکل هوا دارای موتور الکتریکی هستند که نیاز به محافظت دارد. پیچیده ترین سیستم سیکل جذبی است که دارای چندین اتاقک، شیلنگ، مبدل حرارتی و پمپ می باشد [۱-۳].

۳-۱ اهمیت و ضرورت تحقیق

درسالهای اخیر به دلیل افزایش هزینه های انرژی و گرم شدن کره زمین در ارتباط با منابع سوخت فسیلی دانشمندان به دنبال منابع انرژی پایدارتر و پاکتر برای جایگزین کردن آن بودند که یکی از آنها سیستم یخچالهای ترموالکتریک است [۱]. دستگاههای خنک کننده ترموالکتریک دارای مزایای بیش از سایر خنک کننده های موجود می باشند که عبارت اند از: عدم وجود قطعات متحرک، وزن کم و حجم کوچک، توانایی سرمایه گذاری تا زیر دمای محیط اطراف، توانایی ایجاد برودت یا گرما توسط یک واحد ترموالکتریک، تنظیم دقیق دما، ضریب اطمینان بالا، ادامه کار بدون سر و صدا و نویز اضافی، توانایی کاردرخلاً و جاذبه صفر، تغذیه ساده، توانایی تولید الکتریسیته، عدم رساندن آسیب به محیط زیست، عدم حضور سیال [۲]. علاوه بر این قابلیت کارکرد با جریان برق مستقیم، قابلیت اتصال به سلولهای فتوولتائیک، جریان برق اتومبیل و سلول خورشیدی را دارا میباشد. معایب اصلی خنک کننده ترموالکتریک، هزینه بالا و بهره وری کم است. ترموالکتریک در دستگاههای الکترونیکی، ابزار پزشکی، تهویه مطبوع خودرو و یخچال و فریزر میتواند مورد استفاده قرار بگیرد. از کاربردهای ترموالکتریک می توان به جایگزینی کولرها و خنک سازی موضعی در کامپیوترها و آشکارسازهای مادون قرمز اشاره کرد [۳].

ضرورت انجام این پژوهش کاهش آلودگی زیست محیطی، کاهش مصرف انرژی، افزایش توان موتور و... می باشد و از آن جا که خودرو های تاکتیکی در هنگام بروز حوادثی نظیر جنگ و .. از اهمیت ویژه ای برخوردار است، لذا برای اینکه سرنشینان آن خودرو در آسایش کامل از نظر تهویه و مطبوع داخل خودرو به سر ببرند، این پژوهش از این لحاظ دارای اهمیت و ضرورت می باشند.

خنک کننده ترموالکتریک از اثر پلتیر^۲ برای ایجاد یک شار حرارتی بین محل اتصال دو نوع مختلف از مواد استفاده می کند. یک خنک کننده پلتیر، بخاری، یا پمپ حرارتی ترموالکتریک یک پمپ حرارتی فعال حالت جامد است که گرما را با مصرف انرژی الکتریکی، بسته به جهت جریان از یک طرف دستگاه به طرف دیگر انتقال می دهد. چنین ابزاری همچنین دستگاه پلتیر، پمپ گرما پلتیر، یخچال حالت جامد یا کولرهای حرارتی TEC نامیده می شود. می توان آن را هم برای گرم کردن یا خنک کردن استفاده کرد. در شکل (۱-۱) نمونه ای از این سیستم نشان داده شده است.

^۲ Peltier



شکل (۱-۱): نمونه ای خنک کننده ترموالکتریک

مزایای اصلی یک خنک کننده پلتیر در مقایسه با یخچال های فعلی، عدم حرکت قطعات آن یا مایع در گردش، عمر بسیار طولانی، آسیب ناپذیری به نشت، اندازه کوچک، و شکل انعطاف پذیر آن است. معایب اصلی آن عبارتند از هزینه بالا و بهره‌وری پایین است. بسیاری از محققان و شرکت‌ها در حال تلاش برای توسعه خنک‌کننده‌های پلتیر ارزان و کارآمد هستند. یک خنک‌کننده پلتیر همچنین می‌تواند به عنوان یک ژنراتور ترموالکتریک استفاده شود. هنگامی که به عنوان یک خنک‌کننده عمل می‌کند، یک ولتاژ در سراسر دستگاه اعمال می‌شود، و یک تفاوتی در درجه حرارت بین دو طرف ایجاد خواهد شد. هنگامی که به عنوان یک ژنراتور عمل می‌کند، یک سمت از دستگاه با دمای بالاتر از دمای سمت دیگر گرم می‌شود، و یک تفاوت در ولتاژ دو طرف دستگاه ایجاد خواهد شد (اثر سیبک).

این پایان نامه شامل ۴ فصل می باشد که در ابتدا مقدمه ای از پایان نامه بیان گردید. در فصل دوم نیز به انواع سیکل های ترمودینامیکی ، تعریف تهویه مطبوع ، توضیح در مورد قطعات سیستم تراکمی ، پیشینه تحقیق و سیستم ترموالکتریک پرداخته می شود. در فصل سوم به معادلات و روش حل از جمله محاسبات ترمودینامیکی سیکل تبرید، معادلات شبیه سازی و شرایط مرزی ، روش حجم محدود ، روش های تحلیل مهندسی ، انتخاب ماژول ، انتخاب فن و مدل سازی ترموالکتریک می پردازیم. در فصل چهارم (نتایج و جمع بندی) گزارشاتی از جمله ارزیابی کد حاضر با نتایج تجربی ، طراحی سیکل تبرید ، طراحی سیکل ترمودینامیک ، مطالعات پارامتری و میزان جریان الکتریکی در شرایط مختلف ارائه می گردد.

فصل دوم : مروری بر تحقیقات

۱-۲ مقدمه

یک سیکل ترمودینامیکی به مجموعه فرآیندهایی اطلاق می‌شود که با یکدیگر در ارتباط هستند. در این فرآیندها دما، فشار، آنترופی و دیگر متغیرهای حالت، تغییر می‌کنند و نهایتاً سیستم به حالت اولیه خود باز می‌گردد. مهم‌ترین مشخصه چنین سیکلی، تبادل حرارت و کار با محیط اطرافش است.



شکل (۱-۲): نمونه ای از کاربرد سیکل ها در نیروگاه ها

در چنین فرآیندی، جریان مورد استفاده شده (سیستم) می‌تواند از انرژی حرارتی برای ایجاد کار استفاده کند و مقدار باقیمانده آن را به منبع سرد بدهد؛ به این سیستم، موتور حرارتی^۳ گفته می‌شود. برعکس موتور حرارتی، یک سیکل می‌تواند از کار به منظور انتقال انرژی از منبع سرد به گرم استفاده کند. به سیستم‌های مبتنی بر این فرآیندها، پمپ حرارتی^۴ می‌گویند. توجه داشته باشید که در هر نقطه از سیکل، سیستم در حالت تعادل ترمودینامیکی خود است؛ بنابراین سیکل مذکور بازگشت‌پذیر خواهد بود [منظور حالت ایده‌آل است].

در عمل، یک سیکل ترمودینامیکی ایده‌آل از چهار فرآیند تشکیل شده. هم‌چنین در اکثر این سیکل‌ها و در تعدادی از فرآیندهای آن، بعضی از خواص حالت، ثابت هستند. مثلاً در سیکل برایتون در دو فرآیند، خاصیت فشار ثابت در نظر گرفته می‌شود. در ادامه تعدادی سیکل شاخص به همراه فرآیندهای آن‌ها بیان شده‌اند.

۲-۲ تعریف تهویه مطبوع

قبل از پرداختن به تاریخچه تهویه مطبوع و کاربردهای آن در خودرو، باید تعریفی از تهویه مطبوع ارائه شود. تهویه مطبوع فرایندی است که توسط آن هوا گرم یا سرد، تمیز یا تصفیه و سیرکوله می‌شود. علاوه بر این، کمیت و کیفیت هوای تهویه شده نیز کنترل می‌شود. یعنی دما، رطوبت و حجم هوا را در هر زمان و هر حالت می‌توان کنترل نمود. تحت شرایط ایده‌آل می‌توان انتظار داشت که تهویه مطبوع تمام اعمال فوق را انجام دهد. همچنین باید یادآوری شود که فرایند تهویه مطبوع، فرایند تبرید را نیز شامل می‌شود.

۲-۲-۱ تاریخچه تهویه مطبوع خودرو

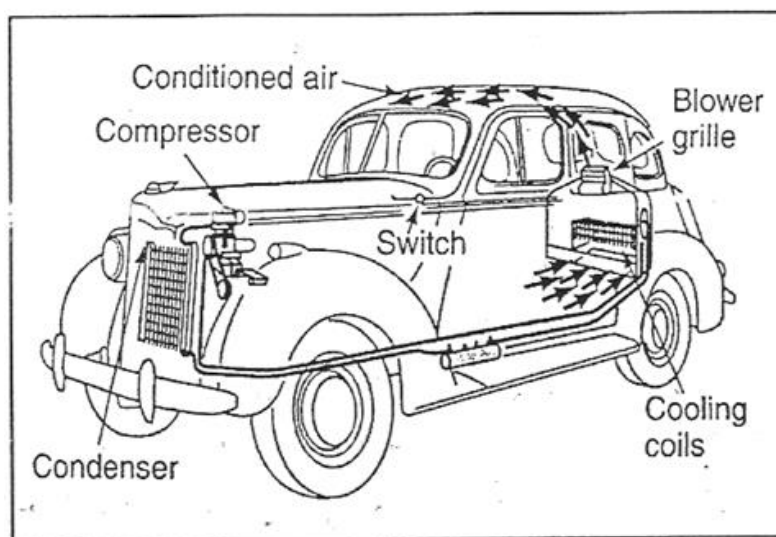
در خودروهای اولیه به علت سازه خشک و غیرقابل انعطاف، تعلیق ضعیف و تایرهای معمولی، شرایط رانندگی بسیار ناراحت‌کننده بود. علاوه بر این، راننده و سرنشینان مجبور بودند در فصول سرد و زمستان خود را به خوبی بپوشانند تا گرم شوند. در ماههای تابستانتها تهویه موجود وزش باد در هنگام رانندگی در سرعت‌های بالاتر از 24 Km/h بود. دریچه‌های ورود هوای تازه‌ای که در کف نصب شده بود بیشتر موجب ورود گرد و خاک می‌شد تا ورود هوای خنک. در سال ۱۸۸۴ ویلیام وایتلی قالب‌هایی از یخ را درون یک محفظه قرار داده و بر روی کالسکه‌ها نصب کرد. هوای خنک توسط یک دمنده که به محور چرخ وصل شده بود به داخل می‌وزید [۴].

^۳ Heat Engine
^۴ Heat Pump

در سال ۱۹۲۷ بعضی از خودروها در تبلیغات خود، تهویه مطبوع را به عنوان یک انتخاب ارائه کردند. این تهویه مطبوع شامل یک گرمکن، یک سیستم هوارسانی و یک روش برای تصفیه هوا بود. در سال ۱۹۳۸ معدودی از اتوبوسهای سفری، از سیستمهای تهویه مطبوع تجاری با کمپرسورهای تسمه‌ای استفاده می‌کردند. اولین خودروی سواری که مجهز به یک سیستم تبرید مکانیکی بود در سال ۱۹۳۹ توسط پاکارد ساخته شد (شکل ۱-۱). اوپراتور این سیستم یک واحد تبرید تجاری بود که در صندوق عقب نصب می‌شد. کمپرسور که با استفاده از تسمه می‌چرخید و کندانسور، در زیر کاپوت جاسازی شده بودند. تنها کنترل موجود یک سوئیچ برای روشن و خاموش کردن فن بود. پاکارد با این جمله این خودرو را تبلیغ کرد، "در این تابستان گرما را در تنها خودروی مجهز به تهویه مطبوع جهان فراموش کنید" [۴].

در سال ۱۹۴۰ گرم کن ها و دیفراسترها جزء تجهیزات استاندارد بسیاری از مدلها بودند. همچنین یک سیستم سرمایش تبخیری نیز موجود بود که با اصل عبور هوا از روی آب و کاهش دمای آن کار می‌کرد. کاربرد اصلی آن بیشتر در نواحی خشک بود [۴].

در سال ۱۹۴۱، ۳۰۰ دستگاه کادیلک مجهز به یک سیستم تهویه مطبوع ساخته شد. همچنین کرایسلر نیز در آن سال بعضی از خودروهای خود را به یک سیستم تهویه مطبوع مجهز کرد. اما نه سیستمهای کادیلک و نه کرایسلر، همانند سیستم پاکارد، فاقد یک کلاچ کمپرسور بودند. بدین معنی که کمپرسور تا زمانی که موتور در حال حرکت بود عمل می‌کرد. برای توقف کمپرسور می‌بایست تسمه را از آن جدا کرد. در نتیجه در صورت نیاز به تهویه مطبوع می‌بایست دوباره آن را نصب کرد [۴].



شکل (۲-۲): سیستم تهویه پاکارد [۴]

در سال ۱۹۵۵ شورت برای اولین بار تمام تجهیزات سیستم تهویه مطبوع را به زیر کاپوت و داشبورد منتقل کرد. در همان سال نش برای اولین بار کلاچ الکتریکی را ارائه کرد. همچنین در سال ۱۹۵۵، پونتیاک یک سیستم کانال مجزا عرضه کرد که اجازه عبور هوای خارج از روی اواپراتور و در نتیجه کنترل بهتری بر کیفیت و دمای هوا را می داد.

اولین سیستمهای تهویه مطبوع مدرن امروزی را کادیلاک در سال ۱۹۶۰ عرضه کرد. سیستم دو سطحی آنها می-توانست سطح بالایی داخل خودرو را خنک کرده در حالیکه سطح پایین را گرم می کرد و در نتیجه روشی برای کنترل رطوبت فراهم می شد [۴].

خودروهای امروزی دارای سیستمهای تهویه مطبوع پیشرفته‌ای می باشند. سیستمهای تهویه مطبوع با کنترل دمای اتوماتیک (ATC) به کمک کامپیوتر، موجب فراهم آوردن شرایط آسایش برای راننده و سرنشینان می شود. سیستمهای آینده مجهز به کمپرسورهایی با طراحی بهتر و الکترونیک پیشرفته‌تری خواهند بود. همچنین مبردهای جدید تطابق با محیط زیست و عدم آسیب رساندن به آن را تضمین می کنند [۴].

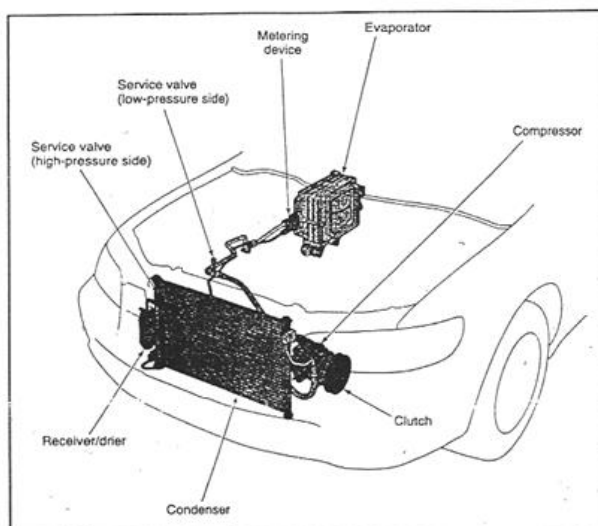
۲-۳ تهویه مطبوع در خودرو

یک اتومبیل، با وجود کوچکی اندازه آن (در مقایسه با ساختمانهای مسکونی و تجاری و ...) وقتی در یک روز گرم تابستان با سرعت زیاد حرکت می کند نیازمند قدرت سردکنندگی قابل توجهی است که بتواند دما و رطوبت داخلی را در حد مطبوع نگه دارد. در حالت عکس نیز موضوع مشابه است. یعنی وقتی اتومبیل در یک روز سرد زمستان در جاده‌ای حرکت می کند، نیازمند قدرت گرم‌کنندگی نسبتاً زیادی است که بتواند گرمای داخل اتومبیل را تأمین کند. در تهویه مطبوع اتومبیل یک سیستم سردکننده بکار می رود که با موتور اتومبیل کار کرده و خنکی لازم را ایجاد می کند و در بیشتر موارد گردش آب خنک کننده موتور در داخل یک کلاف حرارتی گرمای اتومبیل را تأمین می کند.

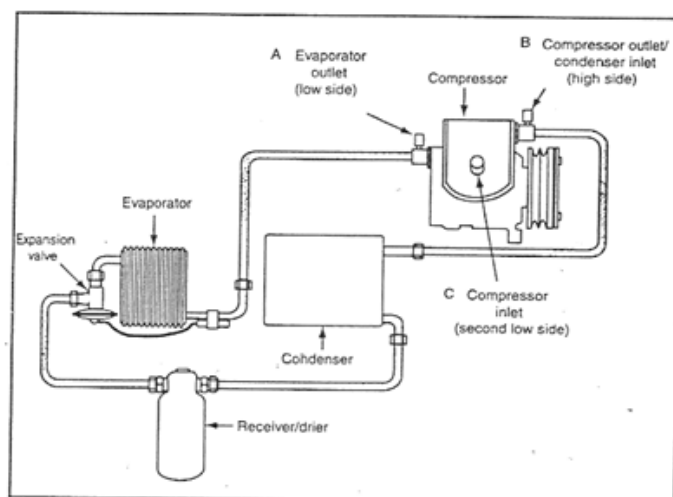
سیستم تهویه مطبوع استاندارد اتومبیل و کنترل‌های مربوط که در کارخانه نصب می شود طوری طرح و ترتیب داده شده است که کاربرد آن برای سرنشینان اتومبیل بسیار آسان است. در شکل (۱۰-۲) شماتیک یک سیستم تبرید نمونه مخصوص تهویه اتومبیل دیده می شود.

طرز کار سیستمهای تبرید اتومبیل، عیناً شبیه کار سیستمهای تبرید خانگی و تجاری است. در موقع کار دستگاه، بخار کم فشار ماده سرمازا از طریق سوپاپ مکش وارد کمپرسور شده و در سیلندر کمپرسور فشرده می شود و از طریق سوپاپ تخلیه به کندانسور می رود. گرمای ناشی از تراکم و گرمای نهان تبخیر موجود در ماده سرمازا به هوای سرد مقابل که از لابلای کندانسور می گذرد پس داده شده و ماده سرمازا مجدداً به

صورت مایع در می‌آید و به مخزن تجمع مایع رفته، تحت فشار زیاد قرار می‌گیرد. این مخزن یک درپوش اطمینان ذوب شونده دارد که در صورت تجاوز دمای داخلی آن از ۳۵۰ درجه فارنهایت و یا در صورت بروز آتش سوزی ذوب شده و اضافه فشار خود را رها می‌کند.



شکل (۳-۲): اجزای سیستم تهویه خودرو [۴]



شکل (۴-۲): چرخه سیستم تهویه خودرو [۴]

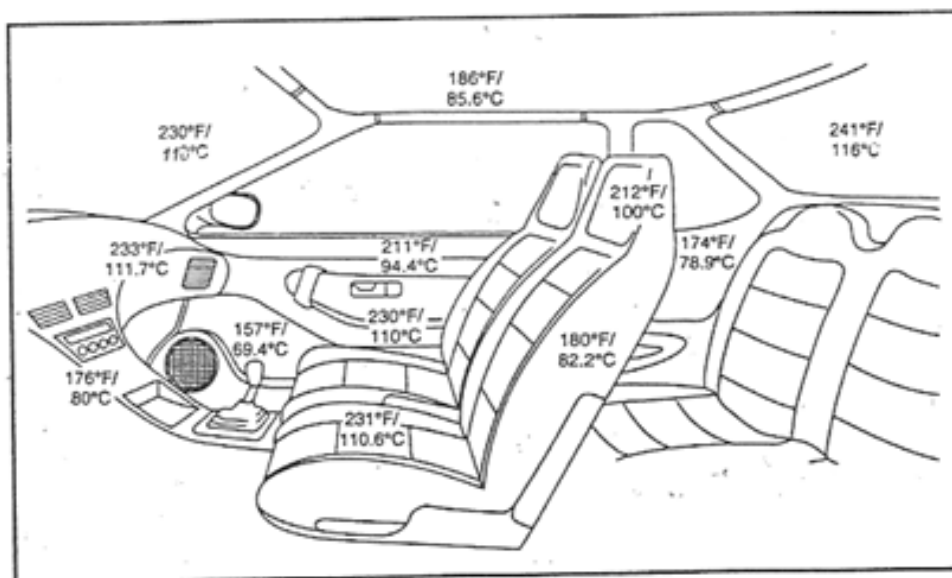
ماده سرمازای مایع، از مخزن یاد شده در بالا پس از عبور از یک صافی و یک شیشه رؤیت به طرف شیر انبساط حرارتی کنترل ماده سرمازا می‌رود. (شیشه رؤیت وسیله مناسب و سریعی است برای آزمایش وضعیت شارژ سیستم، زیرا در صوت کمبود شارژ، مایع سرمازابه صورت کف حباب آلود درمی‌آید). حباب حساس شیر انبساط حرارتی به ابتدای لوله مکش (بلافاصله پس از کلاف تبخیر) وصل شده است. هنگامی که سیکل سرد کنندگی برقرار است، شیر انبساط حرارتی با باز و بسته شدن متناوب و متناسب، مقدار لازم ماده سرمازا را از خود عبور می‌دهد و به کلاف تبخیر می‌فرستد و با این کار سبب می‌شود که کلیه ماده سرمازای عبور کرده تحت فشار کم اوپراتور تبخیر شود و هیچگونه مایعی باقی نماند که به کمپرسور رفته و به آن صدمه بزند. ماده سرمازا در حین تبخیر گرمای لازم برای این کار را از هوایی که از روی سطوح کلاف تبخیر می‌گذرد جذب می‌کند. دمنده‌های برقی نصب شده در زیر جلو داشبورد، هوای داخلی کابین را گرفته، در اطراف کلاف تبخیر به گردش در آورده مجدداً به کابین برمی‌گرداند. ماده سرمازای تبخیر شده از طریق لوله مکش و سوپاپ سرویس مکش به کمپرسور برگشته و سیکل تکرار می‌شود. اگر سیکل کار پیوسته تکرار شود، دمای داخلی اتومبیل به حد زیر آسایش تنزل کرده و احياناً کلاف تبخیر همبرفک می‌زند. برای جلوگیری از چنین پیشامدی، بیشتر سیستمها به مکانیزمی به نام کلاچ مغناطیسی مجهزند. این کلاچ به وسیله ترموستات کنترل می‌شود و متعاقب دریافت پیام از آن تحریک شده و پولی کمپرسور را از درگیری با محور آن خلاص می‌کند. در این حالت که به آن هرزگردی می‌گویند، پولی کمپرسور همراه تسمه می‌گردد اما میل لنگ کمپرسور ثابت می‌ماند. در زمستان و موارد دیگری که سیستم تهویه روشن نیست مکانیزم سرد کننده آن نیز خاموش است. در این حالت کلاچ مغناطیسی کمپرسور فعال نیست. در نتیجه پولی کمپرسور آزاد است که هرز بگردد. در عوض بخاری روشن است و یا بهتر است بگوییم که آب گرم موتور در کلاف حرارتی جریان دارد و پنکه و کانال کشی و شبکه هوای سرد کولر، اینبار هوای گرم را به کابین می‌آورند.

در تهویه مطبوع اتومبیل علاوه بر خنک شدن هوای داخلی، تا زمانی که کولر در حال کار باشد رطوبت هوا نیز کاهش می‌یابد. رطوبت (تقطیر) حاصله بر روی کلاف تبخیر، گرد و خاک و گرده‌های گیاهی هوای ورودی به اتاق را جذب کرده و با چکیدن قطرات آب از کلاف تبخیر، این گرد و خاک و ناخالصیها نیز همراه آب چکه‌ها خارج می‌شود. یعنی سیستم تهویه در عین حال که اتومبیل را خنک می‌کند، هوا را پاک و تمیز نیز می‌نماید.

سیستم تهویه مطبوع اتومبیل باید در هوای معتدل یا مرطوب، گرم و سرد، هوای مطبوع مورد نیاز سرنشینان را کنترل و تأمین نموده، کارهایی از قبیل مه زدایی شیشه‌ها و تصفیه هوا (گرفتن گرد و خاک، دود و بوهای بد) را نیز انجام دهد. اما کمپرسور سیستم تهویه مطبوع اتومبیل چون با تسمه و از موتور نیروی چرخش می‌گیرد، سرعت آن تابع سرعت موتور اتومبیل خواهد بود. کمپرسور و کندانسور سیستم باید ظرفیت کافی داشته باشند که در گرمترین روز و همراه با وزش باد در آفتاب و با دور کم موتور بتوانند نیاز خنک شوندگی

را برآورند. اما ظرفیتی به این بزرگی در سرعت‌های عادی و شرایط جوی بهتر، بیش از حد نیاز هوا را خنک خواهد کرد.

اضافه ظرفیت واحد تراکم مشکلاتی از قبیل مشکل کنترل دما و کنترل جریان ماده سرمازا (مایع و بخار) در سیستم را موجب می‌شود. اگر کمپرسور سریعتر از حد لازم بچرخد و سرمای کمی مورد نیاز باشد، یا اصلاً تقاضایی برای سرما نباشد، در آنصورت فشار بخش فشار قوی کمپرسور بالا رفته و فشار سمت مکش (بخش فشار ضعیف) خیلی افت می‌کند. افت فشار بخش فشار ضعیف سبب پائین رفتن دمای عملیاتی کلاف تبخیر می‌شود. از طرفی نباید گذاشت دمای عملیاتی کلاف تبخیر به کمتر از ۲۰ درجه سانتی‌گراد نزول کند، چرا که اگر برای مدتی هر چند کوتاه هم در این دما یا کمتر از آن کار کند، یخبندان شدید کلاف پیش می‌آید که سبب قطع جریان هوا می‌شود. همچنین کار کردن دستگاه تحت فشارهای خیلی کم بخش فشار ضعیف، سبب پمپ کردن روغن توسط کمپرسور و احیاناً صدمه دیدن سوپاپ‌های آن و در صورت تکرار و ادامه باعث سوختن کمپرسور می‌شود.



شکل (۵-۲): توزیع دما در یک خودروی پارک شده زیر آفتاب مستقیم [۴]

برای غلبه بر این مشکل، سیستم‌ها و وسایل متعددی طرح و عرضه شده است. این موضوع باید به خاطر سپرده شود که در هواهای بسیار گرم، حتماً دریچه هوای آزاد بسته باشد، تا فقط هوای مطبوع شده کولر وارد کابین شود و بهتر خنک کند. هنگام شستشوی اتومبیل و یا حرکت در باران‌های شدید هم دریچه‌های هوای آزاد باید بسته باشند. یک سیستم تهویه نمونه و معمولی اتومبیل می‌تواند خودرویی را که در آفتاب توقف کرده و دمای آن ۴۳ درجه سانتی‌گراد است، در عرض ۱۰ دقیقه تا ۳۰ درجه سانتی‌گراد خنک کند. اگر اتومبیل با پنجره‌های بسته در آفتاب پارک شده باشد، ممکن است دمای داخلی آن به ۶۵ درجه سانتی

گرماد هم برسد. بزرگترین بار حرارتی و بهره گرمایی در خودرو، همان بار حرارتی خورشید و گرمایی است که از پنجره‌ها منتقل می‌شود. بعضی از سیستمهای تهویه اتومبیل از ۱۰۰ درصد هوای تازه استفاده می‌کنند در حالیکه بعضی دیگر چیزی بین صفر درصد هوای آزاد (کلاً هوای در گردش و تناوب) تا ۲۵ درصد هوای تازه استفاده می‌کنند. شکل (۲-۱۲) توزیع دما را در داخل کابین یک خودروی پارک شده در آفتاب مستقیم نشان می‌دهد.

دمنده‌ها تقریباً ۲۰۰ وات مصرف دارند و در هر دقیقه بین ۲۵ تا ۲۷۵ فوت مکعب هوا جابه جا می‌کنند. برای افزایش جریان هوا می‌توان دریچه‌های بناگوش اتومبیل را باز کرد. ظرفیت سردکنندگی سیستمهای تهویه اتومبیل بین ۲۴۰۰۰-۱۲۰۰۰ Btu/hr متغیر است که معادل قدرت سردکنندگی یک سیستم دو تنی است. ظرفیت دستگاه باید متناسب با نیازمندی اتومبیل باشد (اندازه اتاق). کولر کم ظرفیت و کوچک، نمی‌تواند خوب خنک کند در حالیکه دستگاه بزرگتر از حد لازم، غیراقتصادی است و دستگاه سرد کننده آن خیلی زود به زود روشن و خاموش می‌شود.

کولرهای اتومبیل، طوری طراحی می‌شوند که اتومبیل در سرعت ۵۰ کیلومتر بر ساعت، هوای داخلی را بین ۱۵ تا ۲۰ درجه فارنهایت خنکتر از هوای بیرون نگاه دارند. با کند شدن سرعت خودرو، ظرفیت سردکنندگی کولر پایین آمده و با افزایش سرعت بیشتر می‌شود. این تغییر ظرفیت تقریباً در کلیه موارد متناسب با نیاز سرد شونده اتومبیل است. غیر از موقعیکه اتومبیل ایستاده و یا سرعت آن خیلی کم باشد (در ترافیک سنگین و پشت چراغ قرمز). در اینگونه مواد، ظرفیت کمپرسور کمتر از حد مورد انتظار است. راه چاره در این شرایط، گاز دادن بیشتر و حرکت با دنده‌های متوسط است. در سرعتهای زیاد اتومبیل، کولر تا ۸ اسب بخار از قدرت موتور را جذب می‌کند و با این قدرت ظرفیت سردکنندگی آن ۳۶۰۰۰ Btu/hr یا ۳ تن می‌رسد.

۲-۴ قطعات سیستم تهویه تراکمی

۲-۴-۱ اواپراتور

اواپراتور بخشی از سیستم تهویه است که در آن مبرد تبخیر شده و گرما جذب می‌کند. هوای گرم از میان پره‌ها و لوله‌های اواپراتور عبور کرده و حرارت توسط مبرد جوشان جذب می‌شود. سپس این حرارت به کندانسور منتقل می‌شود.

مواد و ساختار اواپراتورها عبارتند از:

لوله مسی یا آلومینیومی و پره آلومینیومی

صفحه و پره لحیم شده آلومینیومی

لوله و پره لحیم شده به صورت مارپیچ

پارامترهای طراحی عبارتند از افت فشار هوا، ظرفیت، انتقال رطوبت تقطیر شده، سایز لوله‌ها، تعداد و سایز پره‌ها و میزان هوای عبوری از میان پره‌ها. همچنین بار حرارتی یکی از عوامل مهم است. بار حرارتی در واقع مقدار حرارتی است که باید از خودرو دفع شود. رطوبت تقطیر شده بر روی سطح اواپراتور باید جمع‌آوری شده و به خارج از خودرو تخلیه شود. در اواپراتور باید در تمام شرایط عملکرد جریان پایداری از مبرد برقرار باشد. همچنین اواپراتور باید دارای ظرفیت کافی باشد تا بتوان مطمئن بود در شرایطی که خودرو در زیر تابش آفتاب قرار داشته می‌توان آن را سریع خنک کرد.

اگر جریان زیادی از مبرد وارد اواپراتور شود، خنک کاری صورت نمی‌گیرد زیرا فشار مبرد در اواپراتور بالا بوده و تبخیر به خوبی صورت نمی‌گیرد. علاوه بر این، در این حالت ممکن است مبرد مایع اضافی اواپراتور را ترک کند که موجب صدمات جدی کمپرسور می‌گردد. اگر مقدار بسیار کمی مبرد وارد اواپراتور شود نیز خنک کاری صورت نمی‌گیرد زیرا مبرد قبل از این که از میان اواپراتور عبور کند تبخیر می‌شود. شرایطی که بر سایز و طراحی اواپراتور اثر می‌گذارند با انواع مسکونی - تجاری متفاوتند زیرا زمان عملکرد متوسط از شرایط اولیه کمتر از ۲۰ دقیقه است. دمای هوای ورودی در هنگام شروع عملکرد می‌تواند تا ۱۵۰ درجه فارنهایت باشد که به تدریج با عبور جریان هوا از میان کانال کاهش می‌یابد. [۵]

۲-۴-۲ رسیور - درایر

رسیور - درایر در سیستمهایی مورد استفاده قرار می‌گیرد که با شیر انبساط حرارتی کار می‌کنند. این وسیله مبرد اضافی را تا زمانی که به آن احتیاج باشد در خود ذخیره می‌کند. شکل آن به صورت استوانه‌ای فلزی با دو فیتینگ و یک شیشه جهت رؤیت وضعیت مبرد می‌باشد. درایر در قسمت فشار بالای سیستم تهویه مطبوع بین خروجی کندانسور و ورودی اواپراتور نصب می‌شود. به طور کلی ساختمان رسیور - درایر به گونه‌ای است که بخار و مایع مبرد از هم جدا می‌شوند تا بتوان مطمئن بود که مبرد در شرایط ۱۰۰٪ مایع به شیر انبساط تغذیه می‌شود. دستگاه را می‌توان به دو بخش تقسیم کرد: رسیور و درایر. بخش رسیور در واقع یک مخزن ذخیره سازی است که مقدار کافی از مبرد اضافی را در خود ذخیره می‌کند تا سیستم به طور مناسب عمل کند. رسیور موجب می‌شود که یک جریان پایدار به شیر انبساط برقرار باشد. بخش درایر یک کیسه است که درون آن از ماده جاذب رطوبت شیمیایی پر شده و مقداری از رطوبت را در خود نگه می‌دارد. [۵]

۲-۴-۳ اکومولاتور

اکومولاتور یک مخزن استوانه‌ای شکل است که در خروجی اوپراتور نصب شده و برای سیستم تهویه با لوله اریفیس یک عضو ضروری است. لوله اریفیس در شرایط معین مقداری بیش از آنکه در اوپراتور بتواند تبخیر شود، مبرد مایع هدایت می‌کند. مبرد مایع اضافی که اوپراتور را ترک می‌نماید ممکن است وارد کمپرسور شده و به آن آسیب برساند.

برای جلوگیری از این مسأله، همه مبرد مایع و بخار و روغنی که اوپراتور را ترک می‌کند وارد اکومولاتور می‌شود. اکومولاتور به بخار مبرد اجازه می‌دهد که وارد کمپرسور شده ولی روغن و مبرد مایع را در خود نگه می‌دارد.

علاوه بر این، اکومولاتور شامل یک جاذب رطوبت نیز می‌باشد. همچنین یک صفحه با منافذ بسیار ریز نیز در آن تعبیه شده تا از ورود هرگونه اجرام و ذرات به داخل سیستم جلوگیری کند. در صورتی که نیاز به تعویض ماده جاذب رطوبت یا این فیلتر باشد باید اکومولاتور را کاملاً تعویض نمود. [۵]

۲-۵ پیشینه تحقیق

۲-۵-۱ مقدمه

پیشینه تحقیق به دو بخش مطالعات تجربی و مطالعات تحلیلی تقسیم شده است. در بخش مطالعات تجربی به گزارش‌هایی پرداخته شده است که به صورت آزمایشگاهی تست شده‌اند. در بخش مطالعات تحلیلی نیز به گزارش‌هایی پرداخته شده است که نتایج با استفاده از روابط ترمودینامیکی به دست آمده‌اند.

۲-۵-۱-۱ مطالعات تجربی

هانگ و همکاران در سال ۲۰۰۶ به پژوهشی تحت عنوان سیستم تهویه مطبوع یک وسیله نقلیه هوشمند پرداخته‌اند [۶]. در این پژوهش نشان دادند که وسایل نقلیه می‌توانند راحت‌تر و ایمن باشند. این مطالعه تکنیک "مدیریت" airflow را برای کنترل جریان هوا در کابین خودرو به منظور دستیابی به دمای حالت پایدار منطقه‌ای معرفی می‌کند. با این مفهوم جدید، هر مسافر در یک ناحیه متفاوت از محفظه با توجه به نیاز به دمای منحصر به فرد خود راضی می‌شود. جریان هوا توسط دریچه‌های هوا و خروجی‌های هوا کنترل می‌شود. دما در هر ناحیه می‌تواند با تعدیل جریان هوا کنترل شود. مفاهیم این مطالعه مربوط به انواع تهویه مطبوع در هر فضای سرپوشیده می‌باشند.

میر و همکاران در سال ۲۰۱۸ به پژوهشی تحت عنوان سیستم تهویه و مطبوع برای وسایل نقلیه با سوخت هیدروژنی پرداخته اند [۷]. در این پژوهش نشان دادند که وسایل الکتریکی با مخزن هیدروژن نه تنها انرژی شیمیایی مشابه هیدروژن، بلکه مقدار قابل توجهی انرژی بالقوه در گاز نیز تحت فشار می باشد. این انرژی توسط کمپرسور در پمپ سوخت فراهم می شود و تا کنون، به وسیله محدود کردن هیدروژن به فشار سلول سوخت هدر می رود. سیستم خنک کننده فلز باز می تواند بخشی از این انرژی بالقوه را به قدرت خنک کننده تبدیل کند. در این مقاله، نتایج یک راه اندازی آزمایشگاه آزمایشگاهی از چنین سیستم خنک کننده ای ارایه شده و در بافت خودرو مورد بحث قرار می گیرد. سیستم مقیاس آزمایشگاهی متشکل از دو راکتور مبدل حرارتی است که با ۳۳۵ گرم و ۳۵۳ گرم از ماده هیبرید C5 پر شده است. در دمای ۱۰ درجه سانتی گراد، متوسط برق خنک کننده یا ۵۸۶ وات به ترتیب می تواند برای زمان دوچرخه سواری ۱۰۰ یا ۷۵ ثانیه تعیین شود. به دلیل راکتورهای مقیاس کوچک آزمایشگاهی که در این مطالعه استفاده می شود، این مقدار به ۷۶ وات کاهش می یابد که توان خنک کننده کارآمد بین ۳۰ درجه سانتی گراد و ۱۰ درجه سانتی گراد تعیین می شود. برای نتیجه گیری نتایج، اثرات مقیاس بالا و رابطه جریان هیدروژنی و قدرت خنک کننده به خوبی در یک وسیله مورد بحث قرار می گیرد.

چون سن و همکاران در سال ۲۰۱۸ به پژوهشی تحت عنوان تحقیقات تجربی در مورد استفاده از سیستم تهویه مطبوع وسیله نقلیه الکتریکی برای مدیریت گرمایی باتری لیتیوم یونی پرداخته اند [۸]. در این پژوهش این روش با استفاده از سیستم الکتریکی باتری لیتیوم - یونیا استفاده از خودروی الکتریکی (EV) برای خنک کردن بسته باتری به طور مستقیم مورد بررسی قرار گرفته است. در این سیستم، ساختار مبدل حرارتی پایه - لوله و یک قاب آلومینیومی ویژه برای طراحی ماژول مدیریت حرارتی بسته باتری با باتری های لیتیوم - یونی از شکل استوانه ای استفاده می شود. سپس ماژول با استفاده از دو شیر انبساط الکترونیکی برای کنترل اتوماتیک درجه حرارت با نرم افزار کنترل از پیش برنامه ریزی شده، به سیستم تهویه مطبوع وسیله نقلیه الکتریکی تبدیل می شود. نتایج تجربی نشان می دهد که سیستم یونی می تواند دمای باتری را در یک مقدار از پیش تعیین شده مناسب تحت دمای محیط محدود، تا ۴۰ درجه سانتیگراد کنترل کند. علاوه بر این، از طریق بهینه سازی مدار مبرد، می تواند کاهش دما در بسته باتری را کاهش دهد. اختلاف دما در گروه کم تر از ۴ درجه سانتی گراد در نرخ تخلیه ثابت نیم، یک و یک و نیم درجه سانتی گراد، تست های آزمایشگاهی و ۱،۵ درجه سانتیگراد در تست های رانندگی جاده ای است.

۲-۱-۵-۲ مطالعات تحلیلی

در سال ۱۹۷۷ مدل کین توسط ماندی کامل تر شد. این تئوری بر پایه این فرض استوار بود که جریان سیال اولیه و جریان سیال ثانویه از هم مجزا هستند و در ناحیه قبل از اختلاط قابل تشخیص از هم می

باشند . و از خواص واقعی سیال به جای فرض گاز ایده ال استفاده می شود . طول ناحیه اختلاط تا خود اختلاط برای اولین بار توسط کینان و همکارانش [۹] ارائه شد . آنها فشار را در محفظه اختلاط تا بخش سطح مقطع ثابت یکسان در نظر گرفتند . بر اساس تئوری فشار ثابت رگدایکس و الکسیس [۱۰] یک مدل دو فازی با در نظر گرفتن خواص واقعی ارائه دادند .

همچنین کاپروآنی و همکاران [۱۱] نیز با اعمال تأثیر اصطکاک و بازده انرژی مدل کاملی ارائه کردند . یاپکی و راسوی [۱۲] بهترین شرایط کاری را برای سیستم اجکتوری با مساحت محفظه اختلاط ثابت اجکتور و استفاده از سیال R123 تعیین کردند . به این نتیجه رسیدند وقتی که دمای قسمت های دیگر و بازده نازل اولیه و پخش کننده ثابت باشد ، با افزایش راندمان دمای ژنراتور نیز همراه با مساحت اجکتور باید افزایش یابد .

کرافت [۱۳] در مطالعه عملکرد داخلی اجکتور خصوصاً ناحیه اختلاط از کانتورهای انرژی در جریان داخلی متوجه شده است که در محل اختلاط به دلیل وجود اسکیل های طول بزرگ توربولانی میزان تولید انرژی حرارتی زیاد می باشد . یعنی انتقال انرژی به سرعت از سیال محرک به سیال ثانویه منتقل می شود . ناکاگاوا و تاکوچی [۱۴] تحلیل تجربی عملکرد اجکتور دو فازی را با استفاده از سیال عامل R134a انجام دادند . به این نتیجه رسیدند که ضریب عملکرد سیستم ده درصد نسبت به حالت عادی افزایش یافته است . ژنگ و ونگ [۱۵] از یک سیکل توان ترکیبی توان و تبرید اجکتور برای منابع گرمایی یا دمای پایین استفاده نمودند . هونگ و همکاران [۱۶] یک سیکل تبرید جذبی را ارائه دادند . الخیدی [۱۷] مطالعه تجربی در مورد سیکل اجکتور با سیال R134a انجام داد و به این نتیجه رسید که گستره عظیمی از مبردها را می توان در سیکل تبرید اجکتور استفاده نمود .

سان [۱۸] به این نتیجه رسید که ضریب عملکرد مستقل از مبرد است . یو و همکاران [۱۹] افزایش چشمگیری در راندمان انرژی سیکل تبرید انبساطی ژول تامسون مشاهده کردند . تحقیقات یاپیچی [۲۰] توانست با طراحی دقیق سیکل تبرید بخار را بهبود ببخشد . چن ویان [۲۱] رابطه برای ضریب عملکرد بهینه و نرخ تبرید ارائه نمودند .

پالیوا [۲۲] بازده انرژی را برای انتخاب بهترین مبرد برای سیستم انرژی تبرید ارائه کرد و اندازه بهینه را نتایج آزمایشگاهی ارائه داد . مجتبی باغبانی و همکاران [۲۳] با مقایسه عملکرد انواع مبردها به کمک دینامیک سیالات محاسباتی به این نتیجه رسیدند که R152a دارای بالاترین بازده است . دی فریت [۲۴] و کیم [۲۵] با توجه به تلفات توربولانی شدید در اثر گرادیان زیاد فشار در اجکتور سطح ثابت ، عملکرد اجکتور فشار ثابت را بهتر می دانند .

در سیکل های تراکمی به دلیل وجود کمپرسور نیاز به کار محوری است . این کار مکانیکی از محور موتور گرفته می شود و باعث کاهش توان ورودی به چرخها گردیده موجب کاهش سرعت اتومبیلها در سربالاییها

می گردد [۲۶]. بار روی موتور را تا ده درصد افزایش می دهد و نیز باعث بالا رفتن مصرف سوخت و تولید آلاینده ها می شود [۲۷]. به همین دلیل محققان تلاش های زیادی برای یافتن جایگزین مناسبی که بار روی موتور را افزایش ندهد انجام داده اند. یکی از این راهکارها تعبیه سیستم تبرید جذب سطحی به جای تبرید تراکمی در خودرو ها است. اما یکی از چالش های اصلی سیستم های جذب سطحی پایین بودن ضریب انتقال حرارت هدایت مواد جاذب است که نرخ انتقال حرارت در بستر جاذب را به شدت کند می کند. از این رو یکی از راهکارهایی که موجب بهبود انتقال حرارت می شود استفاده از فین و سطوح گسترش یافته است.

لیونگ و لئو [۲۸] با یک مدل دو بعدی و گذرا بستر جاذبی به شکل یک لوله بدون فین که حول آن ذرات جاذب قرار دارند را بررسی کردند و در پژوهش عددی خود فشار کندانسور را غیر ثابت در نظر گرفتند. چوا و همکاران [۲۹] از یک مدل انتقال حرارت برای بستر مواد جاذب در مختصات استوانه ای بر روی لوله های با فین دایره ای استفاده کردند و توزیع دمای بستر را فقط در جهت شعاعی در نظر گرفتند. نیازمند و داب زاده [۳۰] به روش عددی چیلر جذب سطحی با بستر دارای فین های حلقوی را با در نظر گرفتن هر دو مقاومت انتقال جرم درون و برون ذره ای به صورت دو بعدی در جهت شعاعی و محوری مدلسازی کردند. توسط ژانگ [۳۱] برای چیلر جذب سطحی با بستر جاذب لوله با فین های طولی مدلی ارائه شده است که در آن لوله به صورت یک بعدی در جهت طول در نظر گرفته شده است و معادلات به روش تفاضل محدود حل شده است.

موستا و همکارانش [۳۲] مطالعاتی درباره شرایط آسایش در وسایل نقلیه به وسیله اندازه گیری پارمترهای زیر انجام دادند: دما و رطوبت هوا، دمای میانگین تابشی، سرعت هوا، فعالیت های انسانی و لباس های سرنشینان. این مقاله شرایط بهینه را ارزیابی کرده است. الاحمر و همکارانش [۳۳] شرایط آسایش را در تابستان و زمستان بررسی کرده اند. این مدل سازی ها بر اساس مدل های فنر و برکلی صورت گرفته است. بر اساس این مدل ها محدوده بیشترین و کمترین دمای شرایط آسایش در تابستان و زمستان برای هر دو مدل برکلی و فنر اندازه گیری گردیده است. هم چنین با تغییر نرخ متابولیسم افراد، سرعت هوای درون کابین و نوع لباس های سرنشینان تحلیل های گوناگونی ارائه گردیده است.

فرانسیس دیسوالو [۳۴] در سال ۱۹۹۹ به معرفی ترموالکتریک و نحوه کارکرد آن و اساس کار آن پرداخته است. ایشان با بهبود مواد ترموالکتریک اثر آن را در افزایش بهره‌وری ترموالکتریک بررسی کرده است. بهبود مواد نه تنها به خنک-کنندگی الکتریکی پیشرفته کمک میکند بلکه بر روی ارائه مزایای انرژی در یخچال و حتی تولید انرژی برق با هدر رفت گرما تأثیر میگذارد.

ریفات و ژائولی [۳۵] در سال ۲۰۰۱ یک یخچال ترموالکتریک طراحی و تست کردند. سیستم در ابتدا به صورت یک سینک حرارتی بر روی سطح سرد و یک چاه حرارتی به همراه فن بر روی سطح گرم مورد بررسی

قرار داده شد. همچنین برای حالت دوم سطح سرد ترموالکتریک خنک کننده با ماده تغییر فاز محصور شد و مورد بررسی قرار گرفت. تعویض سیستم سینک حرارتی معمولی با ماده تغییر فاز، بهبود در عملکرد سیستم تبرید ترموالکتریک را به همراه داشت. همچنین جریان گرما معکوس در ترموالکتریک را میتوان با استفاده از لوله های حرارتی بین ترموالکتریک خنک کننده و ماده تغییر فاز از بین برد.

چین و هانگ [۳۶] در سال ۲۰۰۴ به بررسی عملکرد خنک کننده ترموالکتریک در خنک کننده های الکترونیکی پرداختند. آنها با معلوم بودن دمای سطح مقادیر ظرفیت خنک کنندگی سرد و اختلاف دمای دو سر ترموالکتریک و دمای اتصال به چیپ و ضریب عملکرد ترموالکتریک و مقاومت چاه حرارتی سطح گرم ترموالکتریک را محاسبه کردند. نتایج نشان داد زمانی که دمای سطح سرد افزایش و اختلاف دمای دو سطح کاهش پیدا میکند، ضریب عملکرد خنک کنندگی افزایش پیدا می کند. بنابراین ضریب عملکرد ترموالکتریک بستگی به دمای سطح سرد و مقاومت چاه حرارتی سطح گرم دارد. آنها چاه حرارتی با کانال میکرو را با استفاده از آب یا هوا خنک کردند تا کاهش مقاومت حرارتی برای چاه حرارتی گرم را در پی داشته باشد. کاهش مقاومت حرارتی چاه حرارتی گرم باعث افزایش ضریب عملکرد ترموالکتریک می شود. مینیچ و همکارانش [۳۷] در سال ۲۰۰۹ پیشنهاد کردند که خواص برخی از مواد ترموالکتریک به شدت وابسته به دما است. از این رو به منظور ساخت یک مدل کلی خنک کننده ترموالکتریک، خواص متغیر باید در نظر گرفته شود. بعد از بررسی تحقیقات صورت گرفته در زمینه بهبود مواد ترموالکتریک به بررسی طراحی سیستم خنک کننده ترموالکتریک و بهینه سازی مجموعه میپردازیم. تحقیقات صورت گرفته با توجه به استفاده خنک کننده ترموالکتریک در فناوریهای متفاوت مانند یخچالهای ترموالکتریک و خنک کننده های الکترونیکی و خنک کننده اتومبیل و خنک کننده تهویه مطبوع و ... کارهای تئوری و تجربی زیادی صورت گرفته است. چنگ و همکارانش عملکرد یک خنک کننده هوای ترموالکتریک برای دستگاههای الکترونیکی را مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق نشان داده شد، که در یکبار حرارتی خاص، مدول خنک کننده ترموالکتریک در جریان ورودی مطلوب، بهترین عملکرد خنک کنندگی را دارا است.

لیو و همکارانش [۳۸] در سال ۲۰۱۲ به بررسی رفتار شبه مایع مس که منجر به هدایت حرارتی se در بلور se در اطراف زیر شبکه بلوری بسیار کم در شبکه و بالا رفتن میزان ضریب مزیت ۵ در این نیمه هادی میشود پرداخته اند.

هارمن و همکارانش در سال ۲۰۰۵ بالاترین میزان ضریب مزیت را در تحقیقات سه به دست آورد، در حالیکه در حال حاضر بابر یک می ZT - بهترین ترموالکتریکهای تجاری دارای ارزش ضریب مزیت به دو برسد، ZT بیان کرد اگر میزان متوسط باشند.

حمید خیام [۳۹] در سال ۲۰۱۳ به پژوهشی تحت عنوان کنترل هوشمند سیستم تهویه مطبوع اتومبیل پرداخته اند. که در آن عملکرد موثر یک دستگاه تهویه مطبوع (AC) می تواند تحت تاثیر عوامل نامشخص

مانند شرایط جاده‌ای، شرایط محیطی و رفتار راننده باشد. مطالعه اخیر نشان می‌دهد که پیش‌بینی تقاضاهای قدرت جاده‌ای برای سیستم AC می‌تواند دمای بهینه راحتی را با کیفیت هوا و همچنین کاهش مصرف انرژی فراهم کند. سیستم مدیریت انرژی جدید شامل تحقیقات اخیر بر سر و بالا ساختن کنترلر AC هوشمند برای اطمینان از عملکرد مناسب تحت شرایط بار جاده‌ای مختلف است. برای یک کنترل‌کننده فازی انطباقی، مسایل مهم زیر باید در نظر گرفته شوند: اندازه توابع عضویت مجموعه‌های فازی، موقعیت توابع عضویت، قاعده و / یا مقادیر لینک. سیستم تهویه هوای هوشمند انعطاف‌پذیر قادر به کنترل عملکرد جریان متناوب، دمنده هوای تازه و گردش چرخش برای تامین دمای راحت و کیفیت هوای داخلی تحت شرایط مختلف محیط‌زیست بود. نتایج شبیه‌سازی سیستم تهویه مطبوع هوشمند در حدود ۱٪ بیشتر صرفه‌جویی انرژی در مقایسه با تهویه هوای فازی با سیستم پیشرفته افزایش می‌یابد.

چرکز [۴۰] در سال ۲۰۱۲ به شرح امکان بهبود ضریب عملکرد خنک‌کنندگی برای خنک‌کننده برای ترموالکتریک با ترکیب دو اثر پلتیر و اثر ژول-تامسون پرداخت و نتایج به دست آمده نشان دادند که مقدار ضریب عملکرد خنک‌کنندگی ۶۰ تا ۷۰ درصد افزایش را در مقایسه با دستگاههای ترموالکتریک همرفتی و ۵ تا ۸ درصد افزایش در مقایسه با ترموالمنتهای با اثر جزئی ژول داشته است.

گوس و ایلر [۴۱] در سال ۲۰۱۳ به بررسی و نصب و راه‌اندازی فاز طراحی مدول های ترموالکتریک خنک‌کننده همراه با عوامل مؤثر بر فاز پرداختند. بررسیها بر روی محاسبات سطح گرم و سرد، محاسبات توان الکتریکی و محاسبات هیت-سینک بوده است. عملکرد مدولهای ترموالکتریک خنک‌کننده توسط اثر گرمایش ژول، اختلاف دمای دو سر ترموالکتریک و ضریب هدایت حرارتی تحت تأثیر قرار می‌گیرد. همچنین نشان داده شد که تأثیر PN بین اتصالات عوامل تأثیرگذار را نمیتوان نادیده گرفت و باید در طول محاسبات منظور شود.

مینگ ما و یو [۴۲] در سال ۲۰۱۴ یک مدل تحلیلی جدید از ترموالکتریک خنک‌کننده دوطبقه ارائه دادند. براساس مطالعه آنها زمانی حداکثر ضریب عملکرد خنک‌کنندگی را خواهیم داشت که دمای سطح سرد زیاد و نسبت طول پایه ترموالکتریک طبقه اول به طول پایه کل مقداری کوچک باشد؛ بنابراین ترموالکتریک دوطبقه اختلاف دما را بهبود بخشیده و مؤثرتر از ترموالکتریک تک طبقه است.

چن یو و همکاران [۴۳] در سال ۲۰۱۶ به پژوهشی تحت عنوان تجزیه و تحلیل حرارتی و اقتصادی یک سیستم انرژی کوپل شده با ORC با سیستم تهویه مطبوع وسیله نقلیه پرداخته‌اند. در این پژوهش نشان دادند که یک سیستم جدید انرژی خودرو (ves) را پیشنهاد می‌کنیم که در آن ادغام چرخه رانکین آلی (ORC) و سیستم تهویه مطبوع خودرو در نظر گرفته می‌شوند. عملکرد حرارتی و اقتصادی این سیستم از طریق مقایسه با یک ves معمولی و یک ves با بازیابی حرارت اگزوز ORC مستقل بررسی می‌شود.

محمد حسن شجاعی فرد و همکاران [۴۴] در سال ۱۳۹۶ به پژوهشی تحت عنوان ارائه یک مدل حرارتی کوپل شده برای چرخه تبرید و کابین اولین محصول مبتنی بر پلتفرم ملی خودرو پرداخته اند. در این پژوهش نشان دادند که امروزه عملکرد سیستم تهویه مطبوع خودرو به عنوان یکی از مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار بر آسایش و راحتی سرنشینان خودرو، بیش از پیش مورد توجه می‌باشد. در این مطالعه، یک مدل عددی حرارتی گذرا برای چرخه تبرید و کابین اولین محصول مبتنی بر پلتفرم ملی خودرو توسعه داده شده و ارائه گردیده است. بدین منظور، هر یک از اجزای چرخه تبرید مدل‌سازی شده است. در گام بعدی، بارهای حرارتی وارد بر کابین خودرو محاسبه شده و همچنین بار حرارتی ناشی از تابش خورشید برای تمامی نقاط کشتور و تمامی ساعات روز در نظر گرفته شده است. مدل پیشنهادی برای بررسی خنک‌کنندگی سیستم تهویه مطبوع اولین محصول مبتنی بر پلتفرم ملی خودرو استفاده شده است. همچنین، برای تحلیل ترمودینامیکی مبدل‌های حرارتی به کار رفته در مدل، از روش ϵ -NTU استفاده شده است. مدل ارائه شده در این مقاله می‌تواند به عنوان یک ابزار مؤثر در زمینه مهندسی به کمک رایانه جهت تجزیه و تحلیل عملکرد سیستم‌های تهویه مطبوع سایر خودروها استفاده گردد. در انتها، مقدار $5/239$ کیلووات بار حرارتی وارد شده به کابین خودرو به دست آمد. همچنین مشخص گردید که سیستم تهویه مطبوع توانایی رساندن دمای کابین خودرو را از 60 درجه سانتی‌گراد به 25 درجه سانتی‌گراد ظرف مدت 25 دقیقه داراست.

رهاب نور و محمد الکبی [۴۵] در سال 2018 به بررسی تئوری انتقال حرارت به روش تفاضل محدود برای پارامترهای متفاوت داخلی ترموالکتریک پرداخته اند. همچنین به بررسی تأثیرات توان ورودی و بر روی و پرداختند و بهینه ترین مقدار ضریب عملکرد زمانی اتفاق می‌افتد که توان ورودی کمترین مقدار را دارد و افزایش توان ورودی ضریب عملکرد کاهش پیدا میکند.

۲-۶ اصول کار سیستم ترموالکتریک (TE)

یک سیستم ترموالکتریک معمولی از یک رشته قرص نیمه هادی تلوراید بیسموت تشکیل گردیده است و به گونه ای تعبیه شده اند که یک نوع از حامل‌های بار (مثبت یا منفی) بخش زیادی از جریان را حمل نماید. زوج‌های قرص P/N به گونه ای شکل داده شده اند که از نظر الکتریکی با هم سری ولی از نظر گرمایی با هم موازی می باشند. لایه های بیرونی سرامیکی آنها فلزی شده تا بتواند سطح پوششی برای قرص ها ایجاد نموده و آنها را از نظر الکتریکی به یکدیگر متصل نماید. به این ترتیب قرص ها و لایه های بیرونی یک ساختار لایه ای را تشکیل می دهند. اندازه هر طرح ترموالکتریکی بین $0,25 * 0,25$ اینچ مربع تا تقریباً 2×2 اینچ

مربع تغییر می کند. طرحهای ترموالکتریک می توانند به صورت منفرد یا به صورت گروهی با اتصالات سری، موازی و یا سری - موازی بکار روند. در بعضی از کاربردها از طرحهای چند حالت استفاده می کنند.

۷-۲ کاربرد سرمایی و گرمایی سیستم ترمو الکتریک

وقتی ولتاژ DC به سیستم ترموالکتریک اعمال می شود حاملهای بار منفی و مثبت در رشته قرص ها، انرژی گرمایی را از یک سطح لایه خروجی دریافت و آن را در سطح طرف دیگر آزاد می کنند. سطحی که انرژی گرمایی از آن جذب می شود سرد می گردد و سطح مخالف که انرژی گرمایی را دریافت می کند گرم می شود. با استفاده از این روش ساده، "تلمبه گرمایی"، فن آوری ترمو الکتریک در کاربردهای گسترده ای از قبیل خنک کننده های لیزر دیودی کوچک، یخچالهای قابل حمل، خنک کننده های مایع و غیره استفاده می شود.

۸-۲ عملکرد تولید توان در سیستم ترمو الکتریک

سیبک کشف کرد مولدهای ترموالکتریک انرژی گرمایی را به انرژی الکتریکی تبدیل می کنند. وقتی که اختلاف دما در اطراف یک وسیله ترمو الکتریک تولید می شود یک ولتاژ DC دو سر ترمینال آن ایجاد می گردد و چنانچه یک بار بطور مناسب وصل شود جریان الکتریکی برقرار می گردد. کاربردهای این فن آوری شامل تأمین انرژی برای سیستم های مخابرات راه دور، دریانوردی و تأسیسات نفتی می باشد.

۹-۲ مقایسه فن آوری های مختلف سرمایشی

انتقال گرما توسط حاملهای بار در یک وسیله ترموالکتریک خیلی شبیه به روشی است که خنک کننده های کمپرسی، گرما را در یک سیستم مکانیکی انتقال می دهند. در سیستم خنک کننده کمپرسی، مایعات گردش گرما را از بار گرمایی به تبخیر کننده ای که در آن گرما می تواند پخش شود انتقال می دهد. از طرف دیگر با استفاده از فن آوری ترموالکتریک جریان مستقیم گردشگرما را از بار گرمایی به گرماگیرهائی که گرما را به محیط بیرون انتقال می دهند حمل می کند. هر طرح سیستم ترمو الکتریک به تنهایی ظرفیت منحصر به فردی برای انتقال گرما بر حسب وات و یا BTU/H دارد این ظرفیت می تواند تحت

تاثیر عوامل بسیاری قرار گیرد. مهمترین متغیرها دمای محدوده، مشخصه های الکتریکی و فیزیکی طرح ترموالکتریکی به کار برده شده و بازده سیستم پخش گرما هستند. از کاربردهای معمول ترموالکتریک، پمپ بارهای گرمایی در محدوده ای از چندین میلی وات تا صدها وات می باشد.

۲-۱۰ مزایا و معایب سیستم ترموالکتریک

انتخاب فن آوری سرمایشی به نیازهای خاص هر کاربرد بستگی دارد، اما خنک کننده های ترموالکتریک فوائد متفاوتی در مقایسه با سایر فن آوریها دارند [۴۶]

خنک کننده های ترموالکتریک هیچ قسمت متحرکی ندارند و بنابراین مراقبت کمتری لازم دارند. آزمایش طول عمر نشان داده که طول عمر وسایل ترموالکتریک بیش از صد هزار ساعت در شرایط کار پایدار است.

خنک کننده های ترموالکتریک محتوی کلروفلوروئید کربن یا مواد دیگری نیستند که نیاز به پرکردن مداوم داشته باشد.

کنترل دما تا جزئی ترین بخشهای یک درجه به راحتی با سیستم ترموالکتریک ممکن است.

- خنک کننده های ترموالکتریک در محیط هایی که خیلی مهم، خیلی حساس یا خیلی کوچک هستند جهت خنک کننده گی استفاده می شوند.
 - عملکرد خنک کننده های ترموالکتریک بستگی به محل و موقعیت هندسی ندارند.
 - جهت تخلیه گرما در یک سیستم ترموالکتریک کاملاً قابل برگشت است. تغییر پلاریته منبع DC باعث می شود که گرما در جهت دیگری تخلیه شود. به این ترتیب یک خنک کننده نیز می تواند مانند یک گرمازا عمل کند.
 - بدون کلروفلوروئید و کربن (CFC)
 - شکل انعطاف پذیر (فاکتور فرم)؛ به طور خاص، آنها می توانند اندازه بسیار کوچکی داشته باشند
 - عمر طولانی، با میانگین زمان بین خرابی (MTBF) بیش از ۱۰۰۰/۰۰۰ ساعت
 - کنترل از طریق تغییر ولتاژ ورودی / جاری
- برخی از معایب استفاده از سیستم ترموالکتریک عبارتند از:
- فقط یک مقدار محدود از شار حرارتی قادر به پراکنده شدن است
 - طبقه بندی شده به کاربردهایی با شار حرارتی کم
 - ناکارآمد از نظر ضریب عملکرد، به عنوان سیستم های بخار فشرده

۲-۱۱ بار غیر فعال

برای طراحی یک سیستم ترمو الکتریک یکی از مهمترین مراحل ، تشخیص بار گرمایی است. بدون این اطلاعات مهم نمی توان مناسبترین وسیله ترموالکتریک یا مبدل گرما را برای بار مورد نیاز انتخاب کرد. هر سیستم ترمو الکتریک یک قابلیت منحصر به فردی برای انتقال گرما دارد. تا زمانیکه این امکان وجود دارد که به سادگی یک سیستم را بسازیم و توانایی کاری آنرا مورد آزمایش قرار دهیم می توانیم سیستم را برای شرایط مورد نظر بهینه کنیم . اولین قدم اینستکه مشخص نمائید چه مقدار گرما باید از بار گرمایی شما انتقال داده شود.

در یک سیستم ترموالکتریک دونوع بار گرمایی فعال و غیر فعال وجود دارد. بار فعال باری است که بخشی از آن واقعا تولید گرما می کند. بعنوان مثال یک مدار الکترونیکی پوشش دار که با توجه به ولتاژ و جریان مورد نیازش تلفات توانی را ایجاد می کند، یک بار فعال است. در بسیاری از کاربردهای ترموالکتریک بار فعال وجود ندارد (به عنوان مثال یک خنک کننده مواد غذایی). تقریبا همه سیستمهای ترموالکتریک باید منطبق با قسمت غیر فعال باشند . برای حفظ کردن اختلاف دمای بین یک بار گرمایی و محیط ، مقدار معینی از انرژی به طور پیوسته به داخل (برای گرم کردن) و یا خارج (برای سرد کردن) از بار انتقال داده می شود. سرعت این انرژی جابجا شده (بر حسب وات) بار غیر فعال است. یک سیستم ترموالکتریک تلاش می کند که بار گرمایی را سردتر یا گرمتر از محدوده دما نگه دارد. متاسفانه شما هر چقدر هم که سیستم را خوب طراحی کرده باشید باز هم نشت هایی در آن وجود دارد. هیچ نوع عایق بندی با مقاومت گرمایی بینهایت وجود ندارد. بنابراین باز هم مقداری گرما از میان خطوط دفاعی شما می گذرد. در یک کاربرد سرمایشی، مقداری گرما از محیط به بار گرمایی نفوذ می کند. در اینجا فقط جلوی گرما را می گیرید و از یک سطل یا یک تلمبه آب استفاده نمی کنید، بلکه از یک سیستم ترمو الکتریک استفاده می کنید که به طور پایدار گرما را به خارج از بار گرمایی یا به درون بار گرمایی برای گرم کردن، تلمبه می کند. پس بار غیر فعالتان را چطور بشکل کمی مشخص می کنید در ابتدا باید بیشترین اختلاف دما (بین بار گرمایی و محیط) را تشخیص دهید . برای مثال اگر سرد می کنید بالاترین دما چقدر است و بار شما چقدر باید خنک شود . این معمولا بدترین حالت است . اگر سیستم را طوری طراحی کنید که در بدترین حالت گنجایش سرما را داشته باشد ، در حالت های دیگر مشکل خواهید داشت .

۲-۱۲ نصب سیستم

روشهای مختلفی که برای نصب طرح های ترموالکتریک ارتقا یافته است شامل گیره مکانیکی ، پیوند اپوکسی^۷ و پیوند مستقیم لحیم است . موارد مورد نیاز در کاربرد ها معین می کند که چه روشی مطلوب است ولی گیره مکانیکی معمول تر است . در هر یک از روشهای نصب نکته مهم این است که از بارگذاری اضافه مکانیکی بر ترموالکتریک جلوگیری شود. مقاومت حرارتی در هر یک از روشهای نصب وجود داشته و بر عملکرد کلی سیستم تاثیر می گذارد.

^۷ epoxy

فصل سوم: معادلات و روش حل

۳-۱ مقدمه

در این فصل به شرح روش شناسی تحقیق و روش گردآوری اطلاعات پرداخته می شود و با به کارگیری سیستم تهویه مطبوع در خودروی تاکتیکی مورد نظر و محاسبات ترمودینامیکی، به کارگیری معادلات سرمایش، گرمایش و معادلات شبیه سازی و شرایط مرزی در این پژوهش به هدف مورد نظر می توان رسید. سپس مدل مورد نظر با روش حجم محدود مدل سازی و تحلیل می گردد، سپس در قالب نتایج ذکر می گردد.

۳-۲ سیستم تهویه

تهویه مطبوع خودرو که شامل گرمایش، سرمایش و رطوبت زدایی است از دو سیستم مجزا تشکیل شده است که در فرآیند گرمایش همراه با رطوبت زدایی بطور هم زمان فعال می شوند

۳-۳ گرمایش

برای گرمایش فضای داخلی خودرو از شیوه انتقال حرارت جابجایی اجباری^۸ استفاده می شود. منبع حرارتی یک مبدل حرارتی از نوع فشرده^۹ است که با عبور جریان آب گرم موتور (در موتورهای آب خنک برای کنترل دمای موتور از جریان آب استفاده می شود) از آن گرم می شود. بخشی از گرمای حاصل از احتراق که به کار مکانیکی تبدیل نمی شود (تلفات حرارتی) سبب افزایش دما در قطعات موتور می شود. جریان آب از راهگاه های مشخص شده که بیشترین دمای موتور در آن نقاط (سیلندر و سرسیلندر) وجود دارد، گرم شده و به مبدل حرارتی که در داخل خودرو تعبیه شده است منتقل می شود. با دمش هوا از روی تیغه های مبدل

^۸ Force Convection
^۹ Compact Heat Exchanger

حرارتی که توسط فن الکتریکی ایجاد می‌شود، در زمان کوتاهی دمای درون خودرو نسبت به دمای محیط افزایش خواهد یافت. مبدل حرارتی فشرده مبدلی است که از تعداد زیادی لوله و آرایشی از تیغه‌های حرارتی متصل به آنها تشکیل شده است که سبب افزایش سطح تماس جریان هوا با سطوح گرم (تیغه‌های حرارتی) مبدل حرارتی شده و گرما به شکل جابجایی اجباری از تیغه‌ها به هوای عبوری از مبدل انتقال می‌یابد و سبب گرمایش فضای داخلی خودرو می‌شود. معادله انتقال حرارت جابجایی عبارتست از [۳]:

$$Q = h \cdot A \cdot (T_2 - T_1) \quad (1-3)$$

در معادله فوق Q مقداری گرمای منتقل شده، h ضریب انتقال حرارت جابجایی، T_1 و T_2 به ترتیب دمای سطح تیغ‌های مبدل حرارتی و دمای جریان هوای ورودی به مبدل حرارتی یا دمای داخلی خودرو می‌باشد. با توجه به معادله، میزان انتقال حرارت با سطح تماس حرارتی و ضریب انتقال حرارت جابجایی و اختلاف دمای مبدل و هوای داخل خودرو رابطه مستقیم دارد. در فرآیند گرمایش با استفاده از مبدل حرارتی فشرده، سطح تماس حرارتی (A) افزایش می‌یابد. از طرف دیگر می‌توان گفت: $h = \frac{Q}{A(T_2 - T_1)}$ است. اگر پارمترهای A و ΔT ثابت باشند، هرچه سرعت برخورد جریان هوا با تیغه‌های مبدل حرارتی افزایش یابد، انتقال حرارت افزایش می‌یابد و در نتیجه ضریب انتقال حرارت جابجایی افزایش می‌یابد. بنابراین به دلیل استفاده از فن برای دمش هوا مشخص می‌شود که همان افزایش نرخ انتقال حرارت از مبدل حرارتی به هوای داخل خودرو است.

۳-۴ سرمایش

در فرآیند سرمایش باید گرما از ناحیه سرد (محیط داخل خودرو) به ناحیه گرم (فضای خارج خودرو) انتقال یابد. این نیاز بر خلاف طبیعت انتقال حرارت است و برای تحقق آن باید انرژی مصرف شده و یا کاری انجام شود. برای سرمایش محیط به سیستمی نیاز است که آن را سیستم تبرید می‌نامند. سیستم سرمایش خودرو از سیال مبرد در یک سیکل بسته عملکردی استفاده می‌کند. راندمان سیستم سرمایش برابرست با:

$$E = \frac{Q}{W} \quad (2-3)$$

در معادله فوق E راندمان تبرید، Q مقدار گرمای انتقال یافته از داخل خودرو به محیط خارج خودرو و W انرژی مصرف شده یا همان میزان کار لازم برای عملکرد سیکل تبرید است. سیکل سرمایش از چهار فرآیند تشکیل شده است.

- ۱- تراکم گاز مبرد در کمپرسور تا فشار کندانسور.
- ۲- ترد گرما از گاز مبرد در فشار ثابت در کندانسور.

۳- کاهش فشار مایع مبرد تا فشار تبخیر در شیر انبساط

۴- تبخیر مخلوط اشباع مبرد در فشار ثابت در اواپراتور

با توجه به فرآیندهای سیکل سرمایش، در فرآیند ۱ برای عملکرد کمپرسور باید بخشی از توان خروجی موتور مصرف شود. هرچه مقدار کار مصرفی کاهش یابد، راندمان سیکل سرمایش افزایش می‌یابد. در این فرآیند با عملکرد کمپرسور، مبرد بصورت بخار اشباع از اواپراتور مکیده شده و تا فشار کندانسور متراکم می‌شود. در اثر تراکم، دمای مبرد افزایش می‌یابد و بصورت بخار مافوق گرم وارد کندانسور می‌شود. در فرآیند ۲، بخار مافوق گرم وارد کندانسور شده و با دادن گرما به محیط به صورت مایع اشباع از کندانسور خارج می‌شود. در حالت ایده‌آل بهتر است مبرد به صورت مایع متراکم از کندانسور خارج شود تا ظرفیت جذب گرمایی آن حداکثر شود. در عمل بدلیل برگشت ناپذیر بودن فرآیند (قانون دوم ترمودینامیک) امکان پذیر نیست ولی با تدابیری سعی بر این است که به حالت ایده‌آل نزدیک شوند. یک راه افزایش سطح تماس کندانسور با جریان هوای آزاد است و به همین دلیل از مبدل حرارتی فشرده که در واحد حجم بیشترین سطح تماس را دارد، استفاده می‌شود. راه دیگر استفاده از روش انتقال حرارت جابجایی اجباری است تا ضریب انتقال حرارت جابجایی افزایش یابد. به همین دلیل در خودروها، کندانسور در قسمت مدخل ورود هوا به رادیاتور نصب می‌شود. تا جریان هوا با سرعت نسبی (سرعت جریان آزاد و سرعت خودرو) با کندانسور برخورد نماید و گرمای بیشتری از مبرد که بصورت بخار مافوق گرم وارد کندانسور شده گرفته شود. در فرآیند ۳، فشار مایع اشباع خروجی از کندانسور با عبور از یک شیر انبساط، تا فشار تبخیر (فشاری که در آن با جذب گرما از محیط، مایع اشباع به بخار اشباع تبدیل می‌شود) کاهش می‌یابد و در نتیجه دمای آن به کمتر از دمای مورد نظر برای سرمایش کاهش می‌یابد. در فرآیند ۴ از یک مبدل حرارتی فشرده استفاده می‌شود. هرچه مقدار سطح تماس مبدل حرارتی و محیط افزایش یابد و هوا با سرعت بیشتری با مبدل حرارتی برخورد نماید، نرخ انتقال حرارت از جریان هوا به مبدل افزایش یافته و راندمان سرمایش افزایش می‌یابد. در فصل سرما که سیستم گرمایش خودرو فعال است، بدلیل اختلاف دمای داخل و خارج کابین، رطوبت موجود در فضای داخلی کابین بر روی شیشه‌ها تقطیر شده و باعث کاهش دید می‌شود. در چنین شرایطی با فعال کردن کمپرسور، مایع مبرد مانند سیکل تبرید وارد مبدل حرارتی سرمایش شده و با برخورد هوای مرطوب با مبدل سرمایش، رطوبت تقطیر شده و از مجرای مخصوص به خارج خودرو هدایت می‌شود. و هوا رطوبت زدایی شده پس از گرم شدن توسط مبدل گرمایش، وارد کابین خودرو شده و عمل گرمایش توام با رطوبت زدایی انجام می‌شود [۳].

۳-۵ محاسبات ترمودینامیکی سیکل تبرید

به منظور مدل‌سازی کل سیستم تهویه خودرو لازم است که مدل ریاضی تک تک اجزای اصلی سیکل تراکمی ارائه شود. مدل‌سازی این کار در نرم افزار متلب انجام می شود. در این مدل‌سازی، دمای هوای بیرون، دمای هوای داخل محفظه سرد شونده، و مشخصات هندسی سیستم ورودی های مساله هستند و ضریب عملکرد، توان مصرفی و ظرفیت تبرید خروجی های مساله هستند. این مدل سازی حاصل تحقیقات و آزمایشات حاجی دولو و ویسی در سال ۱۳۹۰ می باشد. [۴۷]

۳-۵-۱ مدل سازی کمپرسور

برای مدل‌سازی کمپرسور از نتایج تجربی بدست آمده از بررسی آزمایشگاهی استفاده می شود. این نتایج دبی جرمی مبرد عبوری و توان مصرفی کمپرسور را بر حسب دماهای تقطیر در کندانسور و دمای تبخیر در اوابراتور تعیین می کنند. این توابع بصورت معادلات (۳-۳) و (۳-۴) هستند.

$$\dot{m}_{comp} = -0.27 + 0.024T_e - 0.00045T_e^2 - 0.055T_c - 0.0024T_c^2 + 0.002T_eT_c \quad (3-3)$$

$$\dot{W}_{comp} = 28.5 - 2.35T_e + 0.052T_e^2 + 6T_c + 0.35T_c^2 - 0.272T_eT_c \quad (4-3)$$

۳-۵-۲ مدل سازی کندانسور

در مدل‌سازی کندانسور ضروری است که معادلات انتقال حرارت در نواحی تک فاز و دوفاز بصورت جداگانه بررسی شود. زیرا در قسمت های ابتدایی کندانسور ، مبرد بصورت مافوق گرم، در قسمت میانی آن بصورت اشباع دوفازی و در قسمت انتهایی آن بصورت مادون سرد است. برای مدل‌سازی کندانسور از روش $\varepsilon - NTU$ استفاده می شود.

با استفاده از تعریف ضریب کارایی، تعداد واحدهای انتقال در ناحیه مافوق گرم کندانسور (NTU_{sh}) از رابطه (۳-۵) و کسری از سطح کندانسور که در آن مبرد بصورت مافوق گرم است (f_{sh}) از رابطه (۳-۶) حاصل می شود.

$$\frac{C_r(T_r - T_c)}{C_{min}(T_{air} - T_c)} = 1 - \exp\left\{\frac{NTU_{sh}^{*}}{C} [\exp(-CNTU_{sh}^{*}) - 1]\right\} \quad (5-3)$$

$$f_{sh} = A_{sh}/A_c = \frac{NTU_{sh}C_{min}}{U_{sh}A_c} \quad (6-3)$$

ضریب انتقال حرارت کلی در ناحیه مافوق گرم کندانسور از رابطه (4-5) بدست می آید. h_r ضریب انتقال حرارت در مبرد و h_a ضریب انتقال حرارت هوای عبوری از لوله ها و φ راندمان فین است که بر اساس رابطه ارائه شده توسط مک کوئیستون محاسبه می شود.

$$U_{sh} = \frac{1}{\frac{A_c}{A_{ti}h_r} + \frac{1-\varphi}{h_a\left(\frac{A_{t0}}{A_{fin}}\right)+\varphi} + \frac{1}{h_a}} \quad (7-3)$$

در نهایت میزان انتقال حرارت در ناحیه مافوق گرم کندانسور از رابطه (8-3) بدست می آید.

$$Q_{sh} = C_r(T_r - T_c) \quad (8-3)$$

رابطه ضریب کارایی و تعداد واحدهای انتقال در ناحیه دو فازی بر اساس رابطه (9-3) مشخص می شود:

$$\varepsilon_{tp} = 1 - e^{-NTU_{tp}} \quad (9-3)$$

$$\varepsilon_{tp} = \frac{C_{air}(T_{atpo}-T_{air})}{C_{min}(T_c-T_{air})} = \frac{T_{atpo}-T_{air}}{(T_c-T_{air})} \quad (10-3)$$

که در آن T_{atpo} دمای هوا در اثر عبور از ناحیه دوفازی کندانسور است.

$$f_{tp} = A_{tp}/A_c \quad (11-3)$$

پس از محاسبه f_{tp} ، به محاسبه f_{sc} و مدل سازی ناحیه مادون سرد کندانسور در صورت وجود و تعیین دمای مبرد در خروج از کندانسور (T_5) می پردازیم. برای سطح کندانسور می توان رابطه (12-3) را نوشت:

$$\frac{A_{sh}+A_{tp}+A_{sc}}{A_c} = 1 \rightarrow f_{sh} + f_{tp} + f_{sc} = 1 \quad (12-3)$$

ضریب کارایی و تعداد واحدهای انتقال توسط روابط (۳-۱۳) و (۳-۱۴) محاسبه می شود.

$$\varepsilon_{sc} = 1 - \exp\{NTU_{sc} \cdot \exp(-CNTU_{sc}) - 1\} \quad (۱۳-۳)$$

$$NTU_{sc} = \frac{U_{sc} f_{sc} A_c}{C_{min}} \quad (۱۴-۳)$$

۳-۵-۳ مدل سازی اوپراتور

سطح انتقال حرارت در اوپراتور به دو ناحیه مافوق گرم و دوفازی تقسیم می شود. مدل سازی هرکدام از این دو ناحیه به صورت مجزا صورت می گیرد. در اثر عبور هوا از روی لوله های اوپراتور، به دلیل انتقال حرارت هوا با مبرد، دمای هوا کاهش می یابد. این کاهش دمای خشک هوا ممکن است منجر به تقطیر بخار آب موجود در هوا شود. مایع حاصل از تقطیر از طریق لوله های تخلیه، خارج می شود. میزان انتقال حرارت در ناحیه دوفازی اوپراتور از رابطه (۳-۱۵) محاسبه می شود:

$$Q_{tp} = \dot{m}_r (i_v - i_e) \quad (۱۵-۳)$$

در رابطه (۳-۱۵)، i_v آنتالپی بخار مبرد اشباع در دمای اوپراتور است. با توجه به اینکه میزان حرارتی که مبرد در ناحیه دوفازی کسب می کند، معادل با حرارتی است که هوای عبوری از دست می دهد، بنابراین با فرض خشک بودن سطح اوپراتور، دمای هوا در عبور از ناحیه دوفازی توسط رابطه (۳-۱۶) به دست می آید:

$$T_{atpo} = T_{air} - Q_{tp}/C_{air} \quad (۱۶-۳)$$

میزان حرارت منتقل شده به هوا در ناحیه دوفازی خشک از رابطه (۳-۱۷) بدست می آید:

$$Q_{dtp} = \dot{m}_{air} (i_{ai} - i_{ad}) \quad (۱۷-۳)$$

که در آن i_{ai} آنتالپی هوا در ورود به ناحیه خشک اوپراتور و i_{ad} ، آنتالپی هوا در خروج از این ناحیه می باشد و با توجه به ارتباط بین آنتالپی هوای مرطوب، دمای هوای خشک و نسبت رطوبت، از روابط (۳-۱۸) و (۳-۱۹) بدست می آیند.

$$i_{ai} = T_{ai} + \omega_{ai} (2501 + 1.805 T_{ai}) \quad (۱۸-۳)$$

$$i_{ad} = T_{ad} + \omega_{ai}(25.01 + 1.805T_{ad}) \quad (19-3)$$

واضح است که میزان حرارت منتقل شده به مبرد در ناحیه دوفازی (Q_{tp}) مجموع حرارت های منتقل شده از هوا به مبرد در دو ناحیه خشک و مرطوب می باشد.

$$Q_{tp} = Q_{dtp} + Q_{wtp} \quad (20-3)$$

با داشتن Q_{tp} از رابطه (20-3) و Q_{dtp} از رابطه (21-3)، مجموع حرارت منتقل شده به مبرد در اثر کاهش دمای خشک هوا و تقطیر بخار آب موجود در هوا در ناحیه مرطوب اوپراتور است که توسط رابطه (22-3) بدست می آید.

$$Q_{dtp} = \dot{m}_{air}(i_{ai} - i_{ad}) \quad (21-3)$$

$$Q_{wtp} = Q_{tp} + Q_{dtp} \quad (22-3)$$

۳-۶ مدل سازی ماژول ترموالکتریک

ترموالکتریک های سیستم هایی هستند که میتوانند انرژی حرارتی را به برق و یا بالعکس تبدیل کنند. فیزیک ترموالکتریک را می توان در چندین حالت مدل سازی کرد.

- مکانیک کوانتومی
- مکانیک آماری
- ماکروسکوپی با استفاده از معادلات انتقال مستقیم

در روش های نام برده روش کوانتومی روش دقیق تر می باشد ولی در این تحقیق از معادلات بولتزمن که جز روش آماری می باشد استفاده شده است. از آنجایی که در معادلات پدیده شناختی تست بر روی مواد انجام می شود بنابراین از نتایج قابل قبول تری برخوردار می باشند.

در اکثر بحث های انتقال حرارت از مدل جریان معادل استفاده می شود که با بدست آوردن معادلات ترموالکتریک می توان آنها را با دقت بالایی حل نمود. با استفاده از این مدل می توان در زمانی که معادلات

دیفرانسیل ایجاد می شوند آنها را حل و تجزیه و تحلیل نمود. با تمامی این تفاسیر حل این معادلات به علت غیرخطی بودن پدیده در انتقال حرارت و همچنین جریان الکتریکی کار راحتی نیست. برای حل مسائل ترموالکتریک به طور معمول باید از روش های سه بعدی استفاده شود که عوامل زیر در حل اینگونه مسائل بسیار تاثیر گذار می باشند:

- هندسه مدل
- سازمان دهی مازول های ترموالکتریک
- مقیاس کردن اثرات مورد ارزیابی

در این تحقیق با استفاده از روش های حجم محدود به بررسی و شناخت سیستم های ترموالکتریک پرداخته می شود. [۴۶]

۳-۷ نگاهی گذرا به مدل های ترموالکتریک

برای مدلسازی سیستم های ترموالکتریک یک بعدی مدل های مختلفی وجود دارد. استفاده از مدل جریان به علت سادگی و جذاب بودن آن بیشتر از مدل های دیگر مورد استفاده قرار گرفته اند. اساس این مدل یک جریان آنالوگ الکتریکی حرارتی می باشد. در این مدل دو معادله همزمان استفاده می شود که در معادله (۳-۲۳) و (۳-۲۴) نشان داده شده اند.

$$I = \frac{\alpha(T_h - \Delta T)}{R}, \quad \Delta T = T_h - T_c \quad (۳-۲۳)$$

$$\Delta V = (\alpha_p - \alpha_n)(T_H - T_L) \quad (۳-۲۴)$$

در روابط بالا R مقاومت الکتریکی و n نوع بار اختلاف دما می باشد. در معادلات بالا نواقص زیادی وجود دارد که اثرات بسیاری عوامل در نظر گرفته نشده است.

۳-۸ معادلات شبیه سازی و شرایط مرزی

سیستم های ترموالکتریک داری ۳ دامنه و ۴ مرز می باشند در شکل زیر این ۴ مرز و ۳ دامنه نشان داده شده است.

I $\rho C_v \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla(k\nabla T)$	II $\sigma E - \sigma \alpha \nabla T + \varepsilon \frac{\partial E}{\partial t} = J_0$ $\rho C_v \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla[(k + \sigma \alpha^2 T) \nabla T - \sigma \alpha T E] + \sigma E^2 - \sigma \alpha E \nabla T$	III $\rho C_v \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla(k\nabla T)$
A	B	C
		D

۹-۳ روش حجم محدود

روش حجم محدود در واقع نوعی از روش اجزاء محدود است که در آن روش تقریب این انتگرال‌ها با روش اجزاء محدود متفاوت است. این روش بیشتر برای حل مسائل دینامیک سیالات محاسباتی و انتقال حرارت مناسب است. در روش حجم محدود هر دامنه به یک بخش تبدیل می‌شود. در معادلات زیر روش حل نشان داده شده است.

$$\bar{T}_i(t) := \frac{1}{\Delta x} \int_{x_{i-1/2}}^{x_{i+1/2}} T(x, t) dx \quad (25-3)$$

$$\frac{1}{\Delta x} \int_{x_{i-1/2}}^{x_{i+1/2}} T(x, t) dx \approx \frac{T(x_{i+1/2}, t) - T(x_{i-1/2}, t)}{\Delta x} \approx \frac{\bar{T}_{i+1}(t) - \bar{T}_{i-1}(t)}{2\Delta x}$$

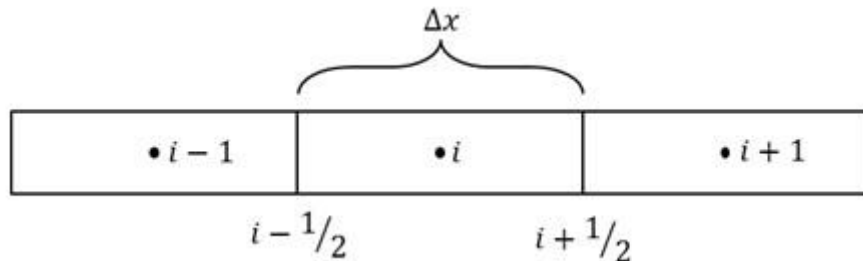
$$\frac{1}{\Delta x} \int_{x_{i-1/2}}^{x_{i+1/2}} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}(x, t) dx \approx \frac{\frac{\partial T}{\partial x}(x_{i+1/2}, t) - \frac{\partial T}{\partial x}(x_{i-1/2}, t)}{\Delta x}$$

$$\approx \frac{\frac{\bar{T}_{i+1}(t) - \bar{T}_i(t)}{\Delta x} - \frac{\bar{T}_i(t) - \bar{T}_{i-1}(t)}{\Delta x}}{\Delta x}$$

$$= \frac{\bar{T}_{i+1}(t) - 2\bar{T}_i(t) + \bar{T}_{i-1}(t)}{(\Delta x)^2} \quad (26-3)$$

۱-۹-۳ معادلات گرما بر روی دامنه های I و III

این بخش شامل تعریف معادله حرارتی (معادله (۲,۸)) بر روی زیر دامنه های I و III می باشد. توجه داشته باشید ما از مشتق k و Δx برای سادگی استفاده می کنیم. معادلات در دامنه های I و III به یک صورت می باشد و انتقال حرارت در این بخش یکسان است که معادلات آنها نشان داده شده است.



$$\rho C_v \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (27-3)$$

$$\frac{1}{\Delta x} \int_{i-1/2}^{i+1/2} \rho C_v \frac{\partial T}{\partial t} dx = \frac{1}{\Delta x} \int_{i-1/2}^{i+1/2} \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx$$

$$\rho C_v \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial t} = \frac{k}{\Delta x} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{i+1/2} - \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{i-1/2} \right]$$

$$\rho C_v \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial t} = \frac{k}{\Delta x} \left[\left(\frac{\bar{T}_{i+1} - \bar{T}_i}{\Delta x} \right) - \left(\frac{\bar{T}_i - \bar{T}_{i-1}}{\Delta x} \right) \right] \quad (28-3)$$

۲-۹-۳ معادلات گرما بر روی دامنه های II

برای دامنه II نیز معادلات به شکل زیر می باشد.

$$\rho C_v \frac{\partial T}{\partial t} = \sigma E^\gamma - \sigma \alpha E \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(k + \sigma \alpha^\gamma T) \frac{\partial T}{\partial x} - \sigma \alpha T E \right] \quad (29-3)$$

$$\epsilon \frac{\partial E}{\partial t} = J. - \sigma E + \sigma \alpha \frac{\partial T}{\partial x} \quad (30-3)$$

$$\frac{1}{\Delta x} \int_{i-1/2}^{i+1/2} \rho C_v \frac{\partial T}{\partial t} dx = \frac{1}{\Delta x} \int_{i-1/2}^{i+1/2} \sigma E^\gamma - \sigma \alpha E \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(k + \sigma \alpha^\gamma T) \frac{\partial T}{\partial x} - \sigma \alpha T E \right] dx$$

$$\frac{1}{\Delta x} \int_{i-1/2}^{i+1/2} \epsilon \frac{\partial E}{\partial t} dx = \frac{1}{\Delta x} \int_{i-1/2}^{i+1/2} J. - \sigma E + \sigma \alpha \frac{\partial T}{\partial x} dx$$

$$\rho C_v \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial t} = \sigma \bar{E}_i^\gamma - \sigma \bar{\alpha}_i \bar{E}_i \frac{T_{i+1/2} - T_{i-1/2}}{\Delta x} + \frac{k}{\Delta x} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{i+1/2} - \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{i-1/2} \right]$$

$$+ \frac{\sigma \bar{\alpha}_i^\gamma}{\Delta x} \left[\left(T \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{i+1/2} - \left(T \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{i-1/2} \right] - \frac{\sigma \bar{\alpha}_i}{\Delta x} \left[(TE)_{i+1/2} - (TE)_{i-1/2} \right]$$

$$\epsilon \frac{\partial \bar{E}_i}{\partial t} = J. - \sigma \bar{E}_i + \sigma \bar{\alpha}_i \frac{T_{i+1/2} - T_{i-1/2}}{\Delta x} \quad (31-3)$$

$$\rho C_v \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial t} = \sigma \bar{E}_i^\gamma - \sigma \bar{\alpha}_i \bar{E}_i \frac{\bar{T}_{i+1} - \bar{T}_{i-1}}{\Delta x} + \frac{k}{\Delta x} \left[\frac{\bar{T}_{i+1} \bar{T}_i + \bar{T}_{i-1}}{\Delta x} \right]$$

$$+ \frac{\sigma \bar{\alpha}_i^\gamma}{\Delta x} \left[\frac{\bar{T}_{i+1} + \bar{T}_i}{2} \frac{\bar{T}_{i+1} - \bar{T}_i}{\Delta x} - \frac{\bar{T}_i + \bar{T}_{i-1}}{2} \frac{\bar{T}_i - \bar{T}_{i-1}}{\Delta x} \right]$$

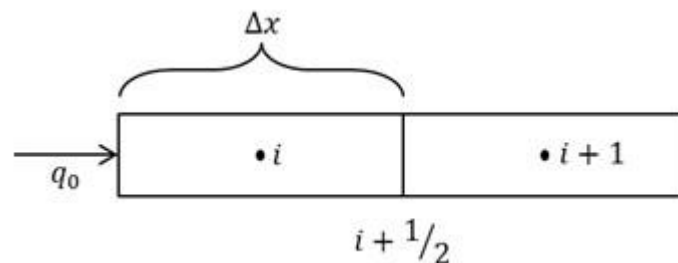
$$- \frac{\sigma \bar{\alpha}_i}{\Delta x} \left[\frac{\bar{T}_{i+1} + \bar{T}_i}{2} \frac{\bar{E}_{i+1} - \bar{E}_i}{\Delta x} - \frac{\bar{T}_i + \bar{T}_{i-1}}{2} \frac{\bar{E}_i - \bar{E}_{i-1}}{\Delta x} \right]$$

$$\epsilon \frac{\partial \bar{E}_i}{\partial t} = J. - \sigma \bar{E}_i + \sigma \bar{\alpha}_i \frac{T_{i+1} - T_{i-1}}{2\Delta x} \quad (32-3)$$

برای معادلات گرما در مرز خارجی، ما شرایط مرزی را برای بدست آوردن معادلات دیفرانسیل صحیح اعمال می کنیم.

۳-۹-۳ معادله حرارت بر روی مرز A

این بخش شامل تعریف معادله گرما (۳-۲۷) در مرز چپ دامنه است.



$$\rho C_v \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right)$$

$$\frac{1}{\Delta x} \int_{i-1/2}^{i+1/2} \rho C_v \frac{\partial T}{\partial t} dx = \frac{1}{\Delta x} \int_{i-1/2}^{i+1/2} \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx$$

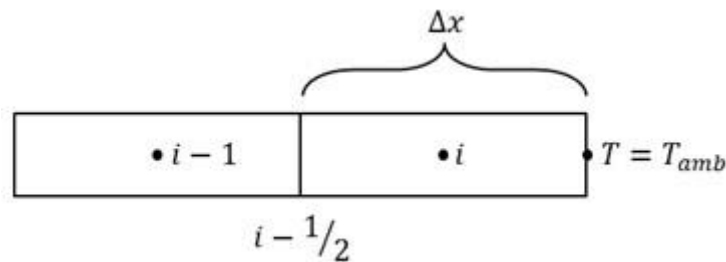
$$\rho C_v \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial t} = \frac{k}{\Delta x} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{i+1/2} - \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{i-1/2} \right]$$

در این مرز $-k \frac{\partial T}{\partial x} = q$ و بنابر این :

$$\rho C_v \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial t} = \frac{k}{\Delta x} \left[\left(\frac{T_{i+1} - T_i}{\Delta x} \right) - q \right] \quad (33-3)$$

۳-۹-۴ معادله حرارت بر روی مرز D

این بخش شامل تعریف معادله حرارت (۳-۲۷) در مرز راست ترین دامنه است.



مرز D

$$\rho C_v \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right)$$

$$\frac{1}{\Delta x} \int_{i-1/2}^{i+1/2} \rho C_v \frac{\partial T}{\partial t} dx = \frac{1}{\Delta x} \int_{i-1/2}^{i+1/2} \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx$$

$$\rho C_v \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial t} = \frac{k}{\Delta x} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{i+1/2} - \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{i-1/2} \right]$$

در این مرز، $T = T_{amb}$ ، بنابراین $\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{i+1/2}$ می توان تقریبی به عنوان :

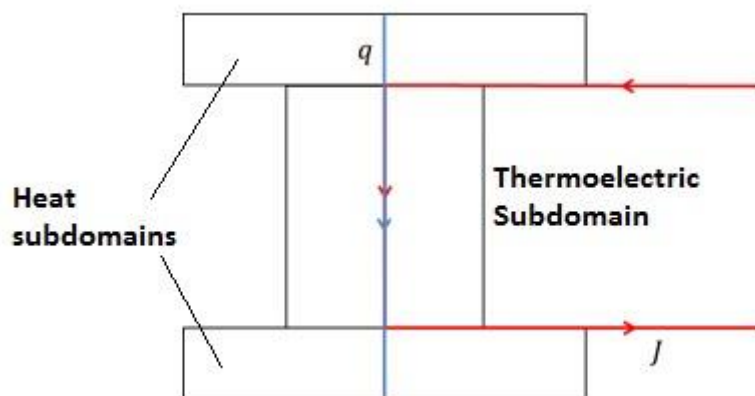
$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{i+1/2} \approx \frac{T_{amb} - \bar{T}_i}{\Delta x / \gamma}$$

و در نتیجه معادله دیفرانسیل عبارت است از:

$$\rho C_v \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial t} = \frac{k}{\Delta x} \left[\frac{T_{amb} - \bar{T}_i}{\Delta x / \gamma} - \frac{\bar{T}_i - \bar{T}_{i-1}}{\Delta x} \right] \quad (3-34)$$

۳-۹-۵ معادلات حرارت و ترموالکتریک بر روی مرز B و C

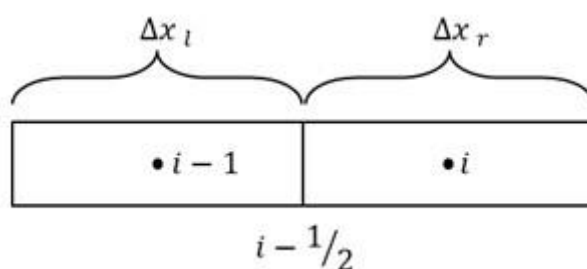
برای این که معادلات بر روی مرزهای داخلی را به درستی درک کنیم، ابتدا باید آنچه در سیستم فیزیکی اتفاق می افتد بررسی کنیم. مسیرهای شار الکتریکی و حرارتی در شکل (۳-۱) نشان داده شده است.



شکل (۳-۱): مسیرهای شار الکتریکی و حرارتی

معادلات حرارتی و الکتریکی فقط در مواد ترموالکتریک، زیرمجموعه II قرار می گیرند. در یک دستگاه ترموالکتریک واقعی، جریان الکتریکی وارد و از طریق سیم های لحیم شده وارد می شود و در حالی که جریان حرارت از طریق صفحات بالا و پایین جریان می یابد. دامنه های I و III مواد را در مسیر شار گرما نشان می دهند و در مدل گنجانده شده اند، زیرا آنها به طور قابل توجهی به واکنش گذرا کمک می کنند، در حالی که زمینه های الکتریکی خارج از مواد ترموالکتریک مدل سازی نمی شوند. این یک مشکل منحصر به فرد است، زیرا در مدل، مرز بین یک سیستم از دو معادله مرتبط و یک معادله واحد است که در آن دامنه خواص مواد الکتریکی از نظر فنی نامشخص است.

ما فقط معادلات را در مرز B استخراج خواهیم کرد زیرا روش معکوس در مرز C می تواند مورد استفاده قرار گیرد. همچنین لازم به ذکر است که دو روش برای متصل کردن در یک مرز ماده وجود دارد: یک عنصر مش که مرز (مش گره در مرز ماده) و یا دو عنصر مش در هر دو طرف مرز (مرز مش در مرز ماده). در این تجزیه و تحلیل ما تصمیم می گیریم که در حال حرکت نباشیم، چون در هنگام تلفیق، مشخص نیست که چگونه معادلات و ضرایب الکتریکی باید در نیمه مش در زیر دامنه های I و III تعریف شود. قبل از مقابله با مسئله تقریبی اصطلاحات معادلات ترموالکتریک در مرز، اجازه دهید مورد ساده تر معادلات گرما را در یک مرزی که مقاومت حرارت آن تغییر می کند بررسی کنیم.



سلول در سمت چپ به صورت $i-1$ نامگذاری می شود و سلول در سمت راست با I برچسب گذاری شود، همانطور که در شکل (۳-۱) نشان داده شده است. با تعادل شار:

$$\lim_{n \rightarrow x_{i-1/2-}} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \lim_{n \rightarrow x_{i-1/2+}} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (35-3)$$

$$k_l \frac{T_{i-1/2} - T_{i-1}}{\Delta x_l/2} = k_r \frac{T_i - T_{i-1/2}}{\Delta x_r/2}$$

حل برای $T_{i-1/2}$ ما داریم .

$$T_{i-1/2} = \frac{\frac{\Delta x_l T_i + \Delta x_r T_{i-1}}{k_l + k_r}}{\frac{\Delta x_l}{k_l} + \frac{\Delta x_r}{k_r}} \quad (36-3)$$

که نشان می دهد که این انتخاب برای $T_{i-1/2}$ تعادل شار را برآورده می کند. ما در این عبارت برای $T_{i-1/2}$ را به بیان شار از سمت چپ به راست مرز پیوند می زنیم.

$$\left(k \frac{\partial T}{\partial x}\right)_l = \left(k \frac{\partial T}{\partial x}\right)_r = \frac{\gamma(\bar{T}_i - \bar{T}_{i-1})}{\frac{\Delta x_l}{k_l} + \frac{\Delta x_r}{k_r}}$$

سوال بعدی چگونگی تطبیق $T_{i-1/2}$ با دامنه ترموالکتریک است سمت راست مرز، از آنجا که روش ما تقریبی $T_{i-1/2}$ را به طور مستقیم تعیین می کند که چگونه ما $\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{i-1/2}$ را بنویسیم. تعادل جریان در حال حاضر برابر است با:

$$k_1 \frac{\partial T}{\partial x} = (k_{11} + \sigma_{11} \alpha^2 T) - \sigma_{11} \alpha T E \quad (37-3)$$

رابطه (3-37) چگونگی تقسیم میدان الکتریکی در مرز **B** را بیان می کند. سمت چپ ورودی جریان الکتریکی می باشد که ما می توانیم به عنوان میدان الکتریکی صفر و چگالی جرقه J را تقریبی تقسیم کنیم و سمت راست ماده ی ترموالکتریک است. معادله حفاظت شار و قانون گاوس در مرز نشان داده شده:

$$\nabla J + \frac{\partial y}{\partial x} = \dots \nabla E = \frac{\rho}{\epsilon} \quad (38-3)$$

با در نظر گرفتن حجم انتگرال بیش از حجم محصور شده توسط سطح هر دو معادله:

$$\int_V \nabla J dV + \frac{\partial T}{\partial t} \int_V \rho dV = \dots \int_S \nabla E dV = \frac{1}{\epsilon} \int_S \rho dV$$

$$\int_V J dV + \frac{\partial T}{\partial t} \int_V \rho dV = \dots \int_S E dV = \frac{1}{\epsilon} \int_S \rho dV$$

$$J^+ - J^- + \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV = \dots E^+ - E^- = \frac{1}{\epsilon} \int_S \rho dV$$

ما تصور می کنیم که E^- میدان الکتریکی در هادی، ناپدید می شود و عبارات J^+ و J^- شناخته شده است، بنابراین مشتق از معادله درست و جایگزینی آن را به سمت چپ می رساند:

$$\epsilon \frac{\partial E^+}{\partial t} + \sigma_{11} E^+ - \sigma_{11} \alpha \nabla T - J. = 0 \quad (39-3)$$

این در واقع همان معادله است که ما در هر جای دیگری در دامنه ترموالکتریک استفاده کرده ایم. بنابراین، سیستم ما نیاز به دو معادله دیفرانسیل اضافی در مرزهای B و C است که به شرح زیر است (در مرز B):

$$\epsilon \frac{\partial E_{i-1/2}}{\partial t} = J. - \sigma_{11} E_{i-1/2} + \sigma_{11} \alpha_i \frac{T_i - T_{i-1/2}}{\Delta x_{i/2}} \quad (40-3)$$

اکنون ما می توانیم به تعادل جریان شار حرارتی در مرز بازگردیم:

$$k_l \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_l = k_r \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_r + \sigma_{11} \alpha^r T \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_r - \sigma_{11} \alpha T E$$

توجه داشته باشید که دو راه برای تفسیر اصطلاح $\sigma_{11} \alpha^r T \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{i-1/2}$ در معادله فوق وجود دارد، یا با جایگزینی $T_{i-1/2}$ ، در نتیجه یک معادله درجه دوم برای $T_{i-1/2}$ یا با تقریب $T = T_{i-1/2}$ ، نتیجه معادله خطی برای $T_{i-1/2}$ است. بسته به انتخاب برای T در مرز، می توانیم بنویسیم:

$$\frac{\overline{T_{i-}} - \overline{T_{i-1}}}{\frac{\Delta x_l}{k_l} + \frac{\Delta x_r}{k_r}}$$

$$\frac{\overline{T_{i-1/2}} - \overline{T_{i-1}}}{\Delta x_{i/2} k_l} = \frac{\overline{T_i} - \overline{T_{i-1/2}}}{\Delta x_{i/2} k_{II}} - \sigma_{II} \alpha^r \overline{T_i} \frac{\overline{T_i} - \overline{T_{i-1/2}}}{\Delta x_{i/2} k_l} - \sigma_{II} \alpha \overline{T_i} E_{i-1/2} \quad (41-3)$$

یا:

$$\frac{\overline{T_{i-1/2}} - \overline{T_{i-1}}}{\Delta x_{i/2} k_l} = \frac{\overline{T_i} - \overline{T_{i-1/2}}}{\Delta x_{i/2} k_{II}} - \sigma_{II} \alpha^r \overline{T_{i-1/2}} \frac{\overline{T_i} - \overline{T_{i-1/2}}}{\Delta x_{i/2}} - \sigma_{II} \alpha \overline{T_{i-1/2}} E_{i-1/2} \quad (42-3)$$

راه حل خطی برای $T_{i-1/2}$:

$$T_{i-1/2} = \frac{\frac{\Delta x_{II} \overline{T_{i-1}}}{k_{II}} + \frac{\Delta x_I \overline{T_i}}{k_I} + \frac{\sigma_{11} \alpha^r \Delta x_I \overline{T_i}}{k_I k_I} - \frac{\sigma_{11} \alpha \Delta x_I \Delta x_{II} \overline{T_i} E_{i-1/2}}{k_I k_{II}}}{\frac{\Delta x_I}{k_I} + \frac{\Delta x_{II}}{k_{II}} + \frac{\sigma_{II} \alpha^r \Delta x_I \overline{T_i}}{k_I k_{II}}} \quad (43-3)$$

و راه حل درجه دوم این است:

$$T_{i-1/2} = \frac{A - \sqrt{A^2 + 16\Delta x_I^2 k_{II} \alpha^2 \bar{T}_i + 16\Delta x_I \Delta x_{II} \sigma_{II} \alpha^2 k_I \bar{T}_{i-1}}}{4\sigma_{II} \alpha^2 \Delta x_I} \quad (44-3)$$

جایی که :

$$A = 2\Delta x_{II} k_I + 2\Delta x_I k_{II} - 2\Delta x_I \sigma_{II} \alpha^2 \bar{T}_i + \sigma_{II} \alpha \Delta x_I \Delta x_{II} E_{i-1/2}$$

همانطور که مشاهده می شود، راه حل معادله درجه دوم بیان بسیار پیچیده ای است و برای مدل ما انتخاب می کنیم که از بیان خطی برای $T_{i-1/2}$ استفاده کنیم. تفاوت آن با استفاده از کد مورد آزمایش قرار گرفت و نا چیز یافت می شود.

بنابراین، انتخاب $T_{i-1/2}$ ساخته شده در معادله (3-44) تعادل شار را در مرز بین معادله گرما و زیر دامنه های ترموالکتریک راضی می کند. عبارتهای مخالف برای $\frac{\partial T}{\partial x}$ در هر دو طرف مرز عبارتند از :

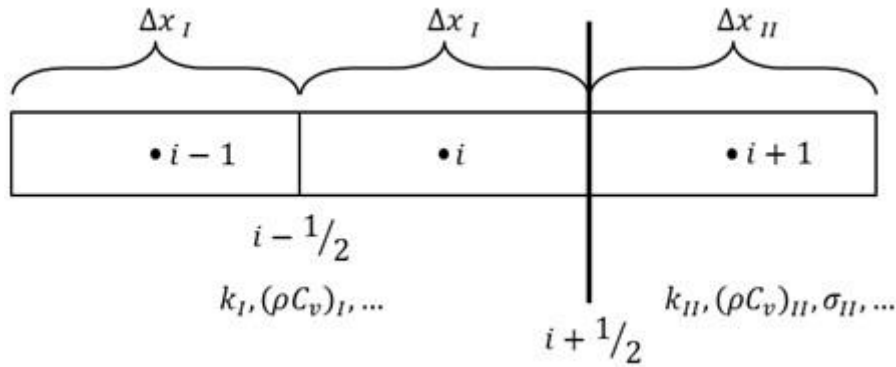
$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_l = \frac{T_{i-1/2} - \bar{T}_{i-1}}{\Delta x_{l/2}} \quad (45-3)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_r = \frac{\bar{T}_i - T_{i-1/2}}{\Delta x_{r/2}} \quad (46-3)$$

جایی که $T_{i-1/2}$ ارزش را در معادله (3-44) می گیرد. به جای نادیده گرفتن ترموالکتریک اضافی، باید در مورد استفاده از این بیان بسیار پیچیده گفتگو کرد. شرایط و استفاده از عبارت ساده $\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{i-1/2}$ از تعادل جریان شار گر معادله در هر دو طرف مرز. از جمله عبارت دقیق مشتق شده از تعادل شار بدست نمی آید که به طور موثر شار در مرز معرفی می شود که طبیعی نیست. این اثر با تفاوت هدایت حرارتی در یک مرز افزایش می یابد.

۳-۹-۶ سمت چپ المان مرز B

این قسمت شامل تعریف معادله حرارت (معادله ۲۷-۳) در عنصر مش در سمت چپ مرز B است. از فرآیند مشابهی می توان برای بیان معادله حرارت در عنصر مش در سمت راست مرز C :



$$\rho C_v \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right)$$

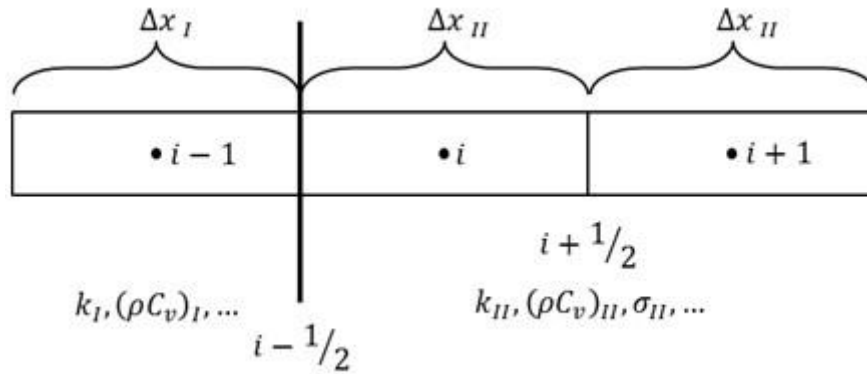
$$\frac{1}{\Delta x} \int_{i-1/2}^{i+1/2} \rho C_v \frac{\partial T}{\partial t} dx = \frac{1}{\Delta x} \int_{i-1/2}^{i+1/2} \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx$$

$$(\rho C_v)_I \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial t} = \frac{k}{\Delta x_I} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{i+1/2} - \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{i-1/2} \right]$$

اکنون ساده است که یک عبارت را در $i + 1/2$ با استفاده از عبارات مشتق شده برای قبلی ها بنویسیم:

$$(\rho C_v)_I \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial t} = \frac{1}{\Delta x_I} \left[\frac{\bar{T}_{i+1} - \bar{T}_i}{\Delta x_I / 2 k_I} - \frac{\bar{T}_i - \bar{T}_{i-1}}{\Delta x_I / k_I} \right]$$

$$(\rho C_v)_I \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial t} = \frac{1}{\Delta x_I} \left[\frac{\frac{\frac{\Delta x_{II} \bar{T}_I + \frac{\Delta x_I \bar{T}_{i+1}}{k_I} + \frac{\sigma_{II} \alpha \Delta x_I \bar{T}_{i+1}}{k_I k_{II}} - \frac{\sigma_{II} \alpha \Delta x_I \Delta x_{II} \bar{T}_{i+1}}{2 k_I k_{II}}}{\Delta x_I + \frac{\Delta x_{II}}{k_I} + \frac{\sigma_{II} \alpha \Delta x_I}{k_I k_{II}} \bar{T}_{i+1}}}{\Delta x_I / 2 k_I} - \frac{\bar{T}_i - \bar{T}_{i-1}}{\Delta x_I / k_I} \right] \quad (47-3)$$



مشتقات برای معادلات ترموالکتریک در عناصر چپ و راست در زیر دامنه II دقیقاً همانند معادلات (۲,۱۲) تا (۲,۱۷) شروع می شوند، مگر این که اکنون برای $E_{i-1/2}$ مقدار آن فقط $\overline{E}_{i-1/2}$ است زیرا ما معادله اضافی برای آن انتخاب کرده ایم ، و مقادیر حل شده قبلاً برای $T_{i-1/2}$ و $\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{i-1/2}$ اکنون می توانند جایی که مورد نیاز هستند استفاده شوند.

۸-۹-۳ شرایط اولیه

برای بهترین حدس در راه حل، ما به معادلات گرما و جریان بدون شرایط ترموالکتریک اضافی تبدیل می کنیم. اگر T1 درجه حرارت در مرز A ، TN_{high} درجه حرارت در سمت چپ B است، $TN_{high} + C$ دما در سمت راست C ، $TN_{high} + N + N_{low}$ درجه حرارت در D ، EB و EC میدان های الکتریکی در B و C و E1 از طریق EN میدان های الکتریکی در گره های مش، سپس :

$$\overline{T}_i = T_{amb} + q. \left(N_{high} + N + N_{low} - i + \frac{1}{2} \right) \frac{\Delta x_{III}}{k_{III}} \quad (۴۸-۳)$$

for $N_{high} + N + 1 \leq i \leq N_{high} + N + N_{low}$

$$\overline{T}_i = \overline{T}_{N_{high}+N+1} + q. \left(\frac{\Delta x_{II}}{2k_{II}} + \frac{\Delta x_{III}}{2k_{III}} \right) + q. (N_{high} + N - i) \frac{\Delta x_{II}}{k_{II}} \quad (۴۹-۳)$$

for $N_{high} + 1 \leq i \leq N_{high} + N$

$$\bar{T}_i = \overline{T_{N_{high}+1}} + q \cdot \left(\frac{\Delta x_{II}}{r k_{II}} + \frac{\Delta x_I}{r k_I} \right) + q \cdot (N_{high} - i) \frac{\Delta x_I}{k_I} \quad (50-3)$$

for $1 \leq i \leq N_{high}$

$$\bar{E}_B = \bar{E}_C = \bar{E}_i = \frac{J}{\sigma_{\gamma}} \text{ for } 1 \leq i \leq N$$

توجه داشته باشید که تقریب نهایی برای E، زمانی که JO کوچک است، ضعیف است، از زمانی که جریان کم است، اکثر میدان الکتریکی از شرایط ترموالکتریکی خواهد بود که در (50-3) حذف می شود.

3-9-9 استخراج جریان معادل

اولین قدم در توسعه یک مدل مدار معادل این است که هدایت و سایر خواص مواد را در معادلات به مقادیر مدار، مانند مقاومت و ظرفیت تبدیل کنید. به عنوان مثال، معادلات TE مخفف را به صورت عمده بگذارید.

$$\begin{aligned} \rho C_v \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial t} = & \sigma \bar{E}_i^2 - \sigma \bar{\alpha}_i \bar{E}_i \frac{\bar{T}_{i+1} - \bar{T}_{i-1}}{\Delta x} + \frac{k}{\Delta x} \left[\frac{\bar{T}_{i+1} - 2\bar{T}_i + \bar{T}_{i-1}}{\Delta x} \right] \\ & + \frac{\sigma \bar{\alpha}_i}{\Delta x} \left[\frac{\bar{T}_{i+1} + \bar{T}_i}{2} \frac{\bar{T}_{i+1} - \bar{T}_i}{\Delta x} - \frac{\bar{T}_i + \bar{T}_{i-1}}{2} \frac{\bar{T}_i - \bar{T}_{i-1}}{\Delta x} \right] \\ & - \frac{\sigma \bar{\alpha}_i}{\Delta x} \left[\frac{\bar{T}_{i+1} + \bar{T}_i}{2} \frac{\bar{E}_{i+1} - \bar{E}_i}{\Delta x} - \frac{\bar{T}_i + \bar{T}_{i-1}}{2} \frac{\bar{E}_i - \bar{E}_{i-1}}{\Delta x} \right] \end{aligned}$$

$$\epsilon \frac{\partial \bar{E}_i}{\partial t} = J - \sigma \bar{E}_i + \sigma \bar{\alpha}_i \frac{\bar{T}_{i+1} - \bar{T}_{i-1}}{2\Delta x} \quad (51-3)$$

اول، میدان الکتریکی باید از نظر ولتاژ نوشته شود. برای انجام این کار، از تعریف زیر استفاده می کنیم:

$$W(x, t) = E \Delta x \quad (51-3)$$

$$\rho C_v \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial t} = \frac{\sigma \bar{W}_i}{\Delta x} - \sigma \bar{\alpha}_i \frac{\bar{W}_i \bar{T}_{i+1} - \bar{T}_{i-1}}{\Delta x} + \frac{k}{\Delta x} \left[\frac{\bar{T}_{i+1} - \gamma \bar{T}_i + \bar{T}_{i-1}}{\Delta x} \right] \\ + \frac{\sigma \bar{\alpha}_i}{\Delta x} \left[\frac{\bar{T}_{i+1} + \bar{T}_i \bar{T}_{i+1} - \bar{T}_i}{\gamma} - \frac{\bar{T}_i + \bar{T}_{i-1} \bar{T}_i - \bar{T}_{i-1}}{\Delta x} \right] \\ - \frac{\sigma \bar{\alpha}_i}{\Delta x} \left[\frac{\bar{T}_{i+1} + \bar{T}_i \bar{W}_{i+1} - \bar{W}_i}{\gamma} - \frac{\bar{T}_i + \bar{T}_{i-1} \bar{W}_i + \bar{W}_{i-1}}{\Delta x} \right]$$

$$\frac{\epsilon}{\Delta x} \frac{\partial \bar{W}_i}{\partial t} = J. - \frac{\bar{W}_i}{\Delta x} + \sigma \bar{\alpha}_i \frac{\bar{T}_{i+1} - \bar{T}_{i-1}}{\gamma \Delta x} \quad (52-3)$$

اکنون معادله دما را با $A\Delta x$ ضرب کنید و ضریب معادله ولتاژ A را بدست می آوریم:

$$C_{th} \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial x} = \frac{\bar{W}_i}{\Delta R_e} - \bar{\alpha}_i \frac{\bar{W}_i \bar{T}_{i+1} - \bar{T}_{i-1}}{\Delta R_e} + \frac{1}{\Delta R_{th}} (\bar{T}_{i+1} - \gamma \bar{T}_i + \bar{T}_{i-1}) \\ + \frac{\bar{\alpha}_i}{\gamma \Delta R_e} (\bar{T}_{i+1} - \gamma \bar{T}_i + \bar{T}_{i-1}) \\ - \frac{\bar{\alpha}_i}{\gamma \Delta R_e} [(\bar{T}_{i+1} + \bar{T}_i)(\bar{W}_{i+1} + \bar{W}_i) - (\bar{T}_i + \bar{T}_{i-1})(\bar{W}_i + \bar{W}_{i-1})]$$

$$C_e \frac{\partial \bar{W}_i}{\partial t} = I. - \frac{\bar{W}_i}{\Delta R_e} + \bar{\alpha}_i \frac{\bar{T}_{i+1} - \bar{T}_{i-1}}{\gamma \Delta R_w} \quad (53-$$

۳)

رابطه های تکمیلی عبارتند از :

$$C_{th} = A\Delta x \rho C_v$$

$$\Delta R_{th} = \frac{\Delta x}{kA}$$

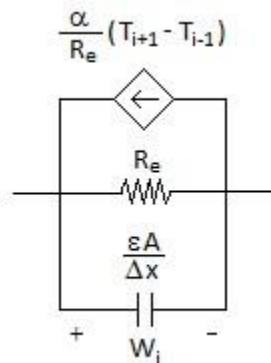
$$\Delta R_e = \frac{\Delta x}{\sigma A}$$

$$C_e = \frac{\Delta \epsilon}{\Delta x}$$

$$I. = AJ.$$

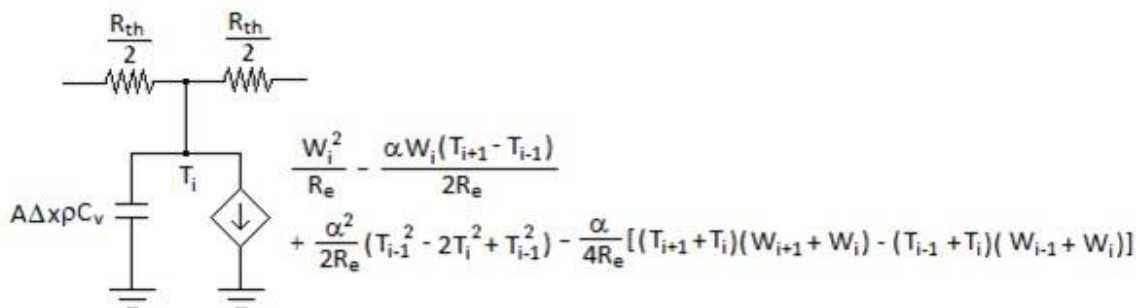
شرایط در معادلات را می توان به عنوان جریان به یک گره فرض کرد. شار و شرایط خازنی به ترتیب مقاومت و خازن ها هستند و هر شرایطی که نمی توان با عنصر مدار نشان داد، می تواند توسط منابع جریان کنترل غیرخطی نمایان شود. در نتیجه دو مدار توزیع شده مرتبط، یکی برای معادله الکتریکی و یکی برای معادلات حرارتی است. مدار الکتریکی ساده تر می باشد.

نشان داده شده در شکل زیر :

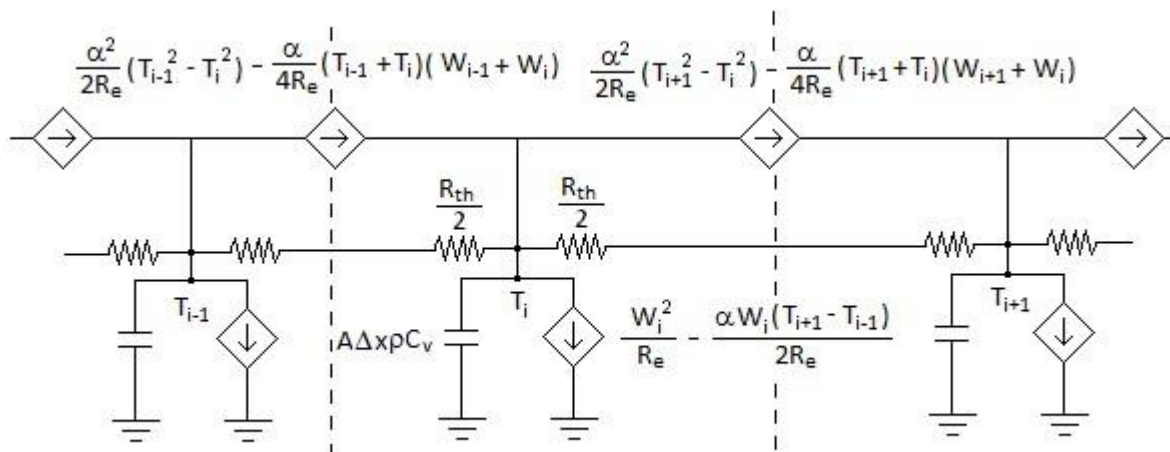


شکل (۳-۲) : مدار الکتریکی

همانطور که در شکل (۳-۳) نشان داده شده است برای مدار حرارتی می توان تمام شرایط ترموالکتریک غیر خطی را به یک منبع جریان منفرد به گره متصل کرد، ، یا به جای آن می توان یک منبع حجم را از اصطلاحات شار در فرمول انتگرال جدا کنید، همانطور که در شکل (۳-۴) نشان داده شده است. این دو روش ریاضی معادل آن در معادلات گره نوشته شده در هر دو مورد یکسان خواهد بود. اولین گزینه برای پیاده سازی کمی ساده تر است زیرا تمام اصطلاحات در یک منبع واحد فعلی است در حالی که دوم فیزیکی بصری است.



شکل (۳-۳) : مدار حرارتی ۱



شکل (۴-۳): مدار حرارتی ۲

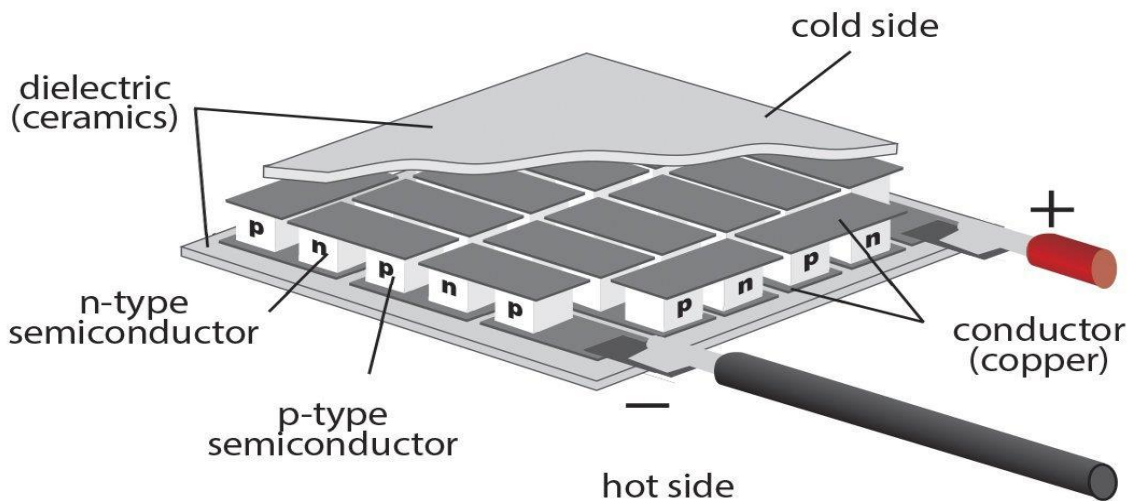
همانطور که قبلاً ذکر شد، یک مدل مدار می تواند به عنوان یک ابزار سریع و دقیق برای شبیه سازی سیستم های معادلات به کار رود زیرا این مدار یک نمایش دقیق معادلات پایه است. با این حال، در حالی که ممکن است برای مدل مدار معادل ما در یک شبیه ساز مدار تجاری ایجاد شود، عملی است که به طور عددی به طور مستقیم سیستم ODE را حل کند. این به دلیل مشکل شبیه ساز مدار برای شبیه سازی منابع جریان است که توابع دلخواه از مقادیر اندازه گیری شده در جای دیگر در مدار است. یکی دیگر از محدودیت های ناشی از نرم افزار مدار، عدم توانایی آن در ایجاد مدل های توزیع شده از عناصر غیر استاندارد (یعنی بیش از یک شبکه RC) است. مدل مدار توسعه یافته در این فصل نسبتاً ساده است، عموماً به عنوان یک ابزار مفهومی - تجسم مفیدتر است.

۳-۱۰ نحوه عملکرد

خنک کننده های ترموالکتریک توسط اثر پلیر عمل می کنند (که همچنین با نام کلی تر اثر حرارتی نوشته می شود). این دستگاه دارای دو طرف است، و هنگامی که یک جریان الکتریکی DC از طریق دستگاه جریان می یابد، حرارت را از یک طرف به طرف دیگر می برد به طوری که یک طرف سردتر می شود در حالی که طرف دیگر گرم تر می شود. سمت گرم به یک چاهک حرارت متصل است به طوری که در دمای محیط باقی می ماند، در حالی که طرف سرد به دمای زیر دمای اتاق می رود. در برخی از برنامه های کاربردی تعداد متعددی خنک کننده برای دماهای پایین تر می توانند باهم بصورت آبشاری شوند.

۳-۱۱ ساختار سیستم های خنک کننده

دو نیمه هادی منحصر به فرد، یکی از نوع n و یکی از نوع p، استفاده می شود زیرا آنها نیاز به تراکم الکترون متفاوتی دارند. نیمه هادی ها به صورت حرارتی به موازات یکدیگر و به صورت الکتریکی سری قرار داده شده اند و سپس در هر طرف با یک صفحه هدایت کننده حرارتی متصل می شوند. هنگامی که یک ولتاژ به دو سر آزاد نیمه هادی ها اعمال می شود، یک جریان DC از وسط محل اتصال نیمه هادی ها به وجود می آید که باعث ایجاد اختلاف دما می شود. طرف با صفحه خنک کننده گرما را جذب می کند که سپس به طرف دیگر دستگاه که چاهک حرارتی وجود دارد، انتقال می یابد. خنک کننده های ترموالکتریک (مختصر شده آن، TECها) معمولاً در کنار هم متصل شده و بین دو بشقاب سرامیکی قرار می گیرند. در شکل (۳-۵) اجزای این سیستم را به صورت گرافیکی ملاحظه می فرمایید.



شکل (۳-۵): ساختار و جزئیات سیستم خنک کننده ترموالکتریک [۴۶]

۳-۱۲ عملکرد سیستم های خنک کننده ترموالکتریک

یک سیستم ترموالکتریک تک مرحله به طور معمول حداکثر اختلاف دمای ۷۰ درجه را بین قسمت گرم و سرد ایجاد خواهد کرد. هرچه گرمای بیشتری که با استفاده از سیستم ترموالکتریک انتقال می یابد بهره وری کمتری به وجود می آورد، زیرا سیستم ترموالکتریک نیاز به پراکنده کردن گرمایی که انتقال می یابد و هم گرمایی که خودش با استفاده از مصرف برق ایجاد می کند، دارد. مقدار حرارتی که می تواند جذب شود متناسب با جریان و زمان است.

$$Q = PIT$$

(۳-۵۴)

که در آن P ضریب پلتیر، I جریان و t زمان است. ضریب پلتیر وابسته به درجه حرارت و موادی است که سیستم ترموالکتریک از آن ساخته شده است. در کاربردهای خنک‌کننده، اتصالات حرارتی حدود $1/4$ بهره‌وری در مقایسه با وسایل معمولی را دارند در مقایسه با $40-60\%$ بدست آمده از سیستم گردش تراکم معمولی، سیستم‌های معکوس رانکین از فشرده سازی/انبساط استفاده می‌کنند، آنها در حدود $10-15\%$ بهره‌وری چرخه ایده‌آل کارنو را ارائه می‌دهند. با توجه به این بهره‌وری پایین‌تر، خنک‌کننده ترموالکتریک به طور معمول فقط در محیط‌هایی استفاده می‌شود که طبیعت حالت جامد (بدون قطعات متحرک، تعمیر و نگهداری کم، اندازه جمع و جور، و عدم حساسیت جهت گیری) مهم‌تر از بهره‌وری خالص است. عملکرد خنک‌کننده (ترموالکتریک) پلتیر تابعی از درجه حرارت محیط، عملکرد مبدل حرارتی (چاه حرارتی) سمت سرد و گرم، بار حرارتی، هندسه واحد پلتیر (گرماسنج)، و پارامترهای الکتریکی پلتیر است. مواد ترموالکتریک مشترک به عنوان نیمه هادی استفاده می‌شود شامل بیسموت تلورید، سرب تلورید، ژرمانیوم و سیلیسیوم و آلیاژهای بیسموت آنتیموان است. از این بیسموت تلورید است که اغلب استفاده می‌شود. مواد جدید با عملکرد بالا برای خنک‌کننده ترموالکتریک به صورت فعال در حال تحقیق اند.

۳-۱۳ روش های تحلیل مهندسی

به طور کلی برای حل مسائل فیزیکی سه روش موجود است:

۱. روش تحلیل دقیق^{۱۰}

۲. روش عددی^{۱۱}

۳. روش تجربی^{۱۲}

در حل دقیق همان طور که از نام آن پیداست به محاسبه دقیق پارامترهای معادلات دیفرانسیل حاکم بر میدان های فیزیکی همچون میدان تنش، میدان حرارتی یا میدان الکتریکی و ... پرداخته می‌شود. در حالی که در روش دوم به حل تقریبی و عددی این مسائل پرداخته خواهد شد. روش تجربی یا آزمایشگاهی نیز با توجه به اینکه مبتنی و بر گرفته از خود واقعیات است، روشی مناسب اما پرهزینه و زمان بر است. در این میان روش های عددی از کاربردی ترین روشهای مورد استفاده در حل مسائل مهندسی است. از جمله مزیت های حل عددی، نسبت به سایر روش ها به شرح زیر است:

^{۱۰} Exact Solution

^{۱۱} Numerical Solution

^{۱۲} Experimental Method

۱. ضعف عمده روشهای آزمایشگاهی، پرهزینه و زمان بر بودن آن است. در حالی که در روش حل عددی این چنین نیست.

۲. روش حل دقیق از تحلیل مدل های با هندسه پیچیده عاجز است و تنها روشهای عددی به خصوص اجزاء محدود در این زمینه.

۳. در حل مسائلی که شرایط مرزی کمی پیچیده می شود نیز حل دقیق ناتوان است و تنها روش های مرسوم عددی در حل این گونه مسائل به کار می رود.

در این تحقیق از روش های تحلیل عددی جهت تجزیه و تحلیل مسئله استفاده می شود.

۳-۱۳-۱ محاسبات عددی

محاسبات عددی یا آنالیز عددی به تنظیم، مطالعه و اعمال شیوه های تقریبی محاسباتی برای حل آن دسته از مسائل ریاضیات پیوسته (در مقابل ریاضیات گسسته) می پردازد که با روش های تحلیلی و دقیق قابل حل نیستند. برخی از مسائل مورد نظر محاسبات عددی به طور مستقیم از حسابان می آید. جبر خطی عددی (بر روی میدان های حقیقی یا مختلط) و نیز حل معادلات دیفرانسیل خطی و غیر خطی مربوط به فیزیک و مهندسی از جمله ی زمینه های دیگر برای کاربرد محاسبات عددی است. محاسبات عددی به مطالعه ی روش ها و الگوریتم هایی گفته می شود که تقریب های عددی (در مقابل جواب های تحلیلی) را برای مسائل ریاضی بکار می برند. آنالیز عددی اساسا به مسائل مربوط به متغیرهای حقیقی و متغیرهای مختلط و نیز جبر خطی عددی به علاوه حل معادلات دیفرانسیل و دیگر مسائلی که از فیزیک و مهندسی مشتق می شود. تعدادی از مسائل در ریاضیات پیوسته دقیقا با یک الگوریتم حل می شوند که به روش های مستقیم حل مسئله معروفند. برای مثال روش حذف گائوسی برای حل دستگاه معادلات خطی است و نیز روش غیر مرکب در برنامه ریزی خطی مورد استفاده قرار می گیرد. ولی روش مستقیم برای حل خیلی از مسائل وجود ندارد و ممکن است از روش های دیگر مانند روش تکرارشونده استفاده شود، چون این روش می تواند در یافتن جواب مسئله موثرتر باشد.

۳-۱۳-۲ برآورد خطاها

تخمین خطاهای موجود در حل مسائل از مهم ترین قسمت های آنالیز عددی است این خطاها در روش های تکرار شونده وجود دارد چون به هر حال جواب های تقریبی بدست آمده با جواب دقیق مسئله، اختلاف دارد و یا وقتی که از روش های مستقیم برای حل مسئله استفاده می شود خطاهایی ناشی از گرد کردن اعداد به

وجود می‌آید. در آنالیز عددی می‌توان مقدار خطا را در آخر روش که برای حل مسئله به کار می‌رود، تخمین زد.

۳-۱۳-۳ کاربردها

الگوریتم‌های موجود در آنالیز عددی برای حل بسیاری از مسائل موجود در علوم پایه و رشته‌های مهندسی مورد استفاده قرار می‌گیرند. برای مثال از این الگوریتم‌ها در طراحی بناهایی مانند پل‌ها، در طراحی هواپیما، در پیش‌بینی آب و هوا، تهیه نقشه‌های جوی از زمین، تجزیه و تحلیل ساختار مولکول‌ها، پیدا کردن مخازن نفت، استفاده می‌شود. همچنین اکثر ابررایانه‌ها به طور مداوم بر اساس الگوریتم‌های آنالیز عددی برنامه‌ریزی می‌شوند. به طور کلی آنالیز عددی از نتایج عملی حاصل از اجرای محاسبات برای پیدا کردن روش‌های جدید برای تجزیه و تحلیل مسائل، استفاده می‌کند.

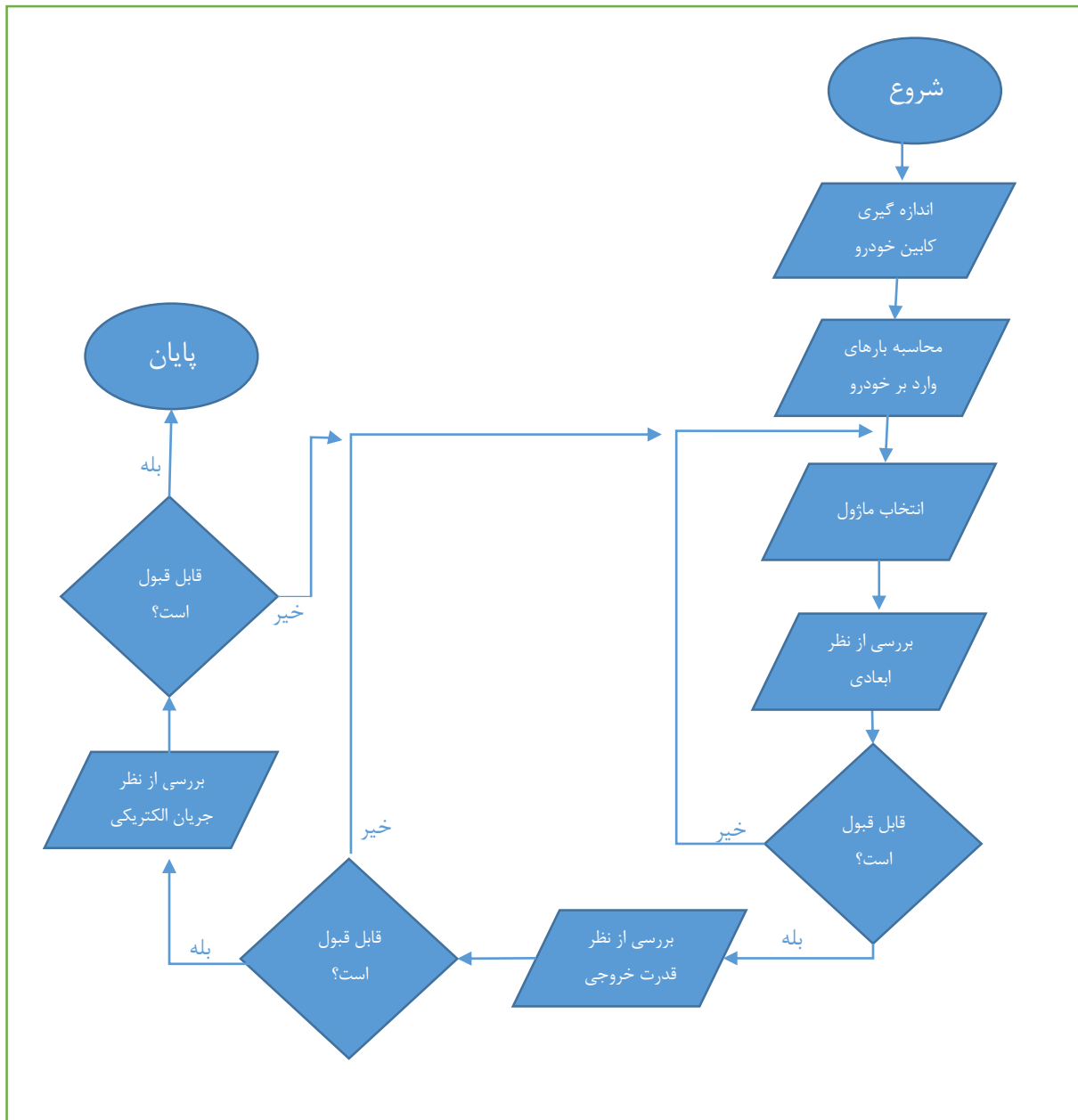
۳-۱۳-۴ نرم‌افزارها

امروزه بیشتر الگوریتم‌ها توسط رایانه اجرا می‌شوند. نرم‌افزارهایی برای اجرای محاسبات ریاضی طراحی شده‌اند. از مهم‌ترین و کاربردی‌ترین آنها می‌توان به نرم‌افزارهایی زیر اشاره کرد:

- مپل (Maple)
- ممتیکا (Mathematica)
- جی‌ان‌یو اکتاو (GNU Octave)
- متلب (Matlab)
- سایلب (Scilab)
- زبان برنامه‌نویسی آی‌دی‌ال (IDL)

زبان برنامه‌نویسی آر (R) یک زبان برنامه‌نویسی و محیط نرم‌افزاری برای محاسبات آماری و علم داده‌ها است، که بر اساس زبان‌های اس و اسکیم پیاده‌سازی شده است. این نرم‌افزار متن‌باز، تحت اجازه‌نامه عمومی همگانی گنو عرضه شده و به رایگان قابل دسترس است. زبان اس بجز R، توسط شرکت Insightful در نرم‌افزار تجاری اس‌پلاس نیز پیاده‌سازی شده است.

در این پایان‌نامه از نرم‌افزار متلب جهت شبیه‌سازی و تجزیه و تحلیل مسئله استفاده می‌شود.



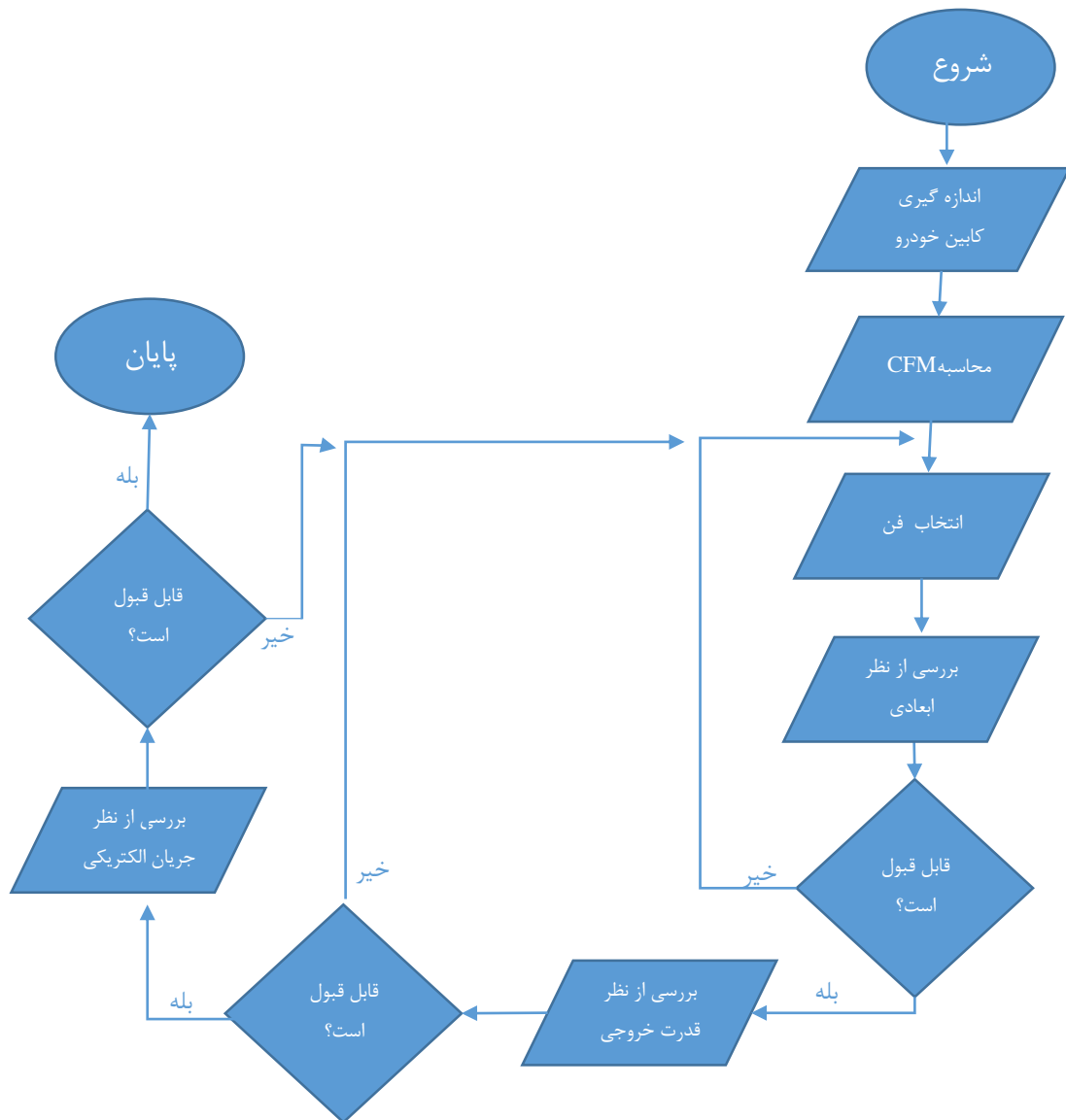
شکل (۳-۶) : فلوچارت انتخاب ماژول

در این تحقیق از ماژول TEC1-12730 و از کاتالوگ شرکت NEWEGG انتخاب شده است. قدرت خروجی خنک کننده این ماژول ۲۵۳ W است. این ماژول در محدوده دمایی محیط -۶۰ الی ۱۸۰ کار میکند. اندازه این ماژول ۴,۸*۶۲*۶۲ میلی متر می باشد. وزن آن ۶۲ گرم است. و در نهایت این ماژول در محدوده -۱۵,۲ و ۳۰-۰ amps کار می کند. در شکل زیر ماژول مورد بررسی نشان داده شده است.



شکل (۳-۷): تصویری از ماژول مورد بررسی

۳-۱۵ انتخاب فن



شکل (۳-۸): فلوچارت انتخاب فن

جهت انتخاب فن باید دبی مورد نیاز محاسبه شود. برای محاسبه دبی از رابطه زیر استفاده می کنیم.

$$Q_c = m \cdot C_p \Delta T \quad (55-3)$$

طبق استانداردهای موجود هوای داخل کابین ۲۶ درجه سانتی گراد باشد. پس می توان نتیجه گرفت که هوای ورودی به کانال سیستم ترموالکتریک ۲۶ درجه سانتی گراد می باشد. با فرض اینکه پس از عبور از سیستم دما هوا ۱۰ درجه سانتی گراد باشد. اختلاف دمای به وجود آمده ۱۰ درجه سانتی گراد می باشد. با توجه به اینکه $\Delta T=10$ می باشد. میتوان گفت $\rho=1.247$ ، $C_p=1.004$ است. با توجه به اینکه $Q=4462.86$ می باشد می توان طبق رابطه فوق m را محاسبه نمود. پس از جاگذاری m به دست آمده برابر ۴۴۴ می باشد. با استفاده از همین روش دبی بر حسب دبی بدست می آید:

$$m = \rho AV \quad (56-3)$$

دبی به دست آمده برابر با ۳۵۶ سی اف ام^۳ می باشد. طبق دبی به دست آمده می توان از فن شکل زیر استفاده کرد.



شکل (۳-۹): تصویری از مدل فن انتخابی

این فن مدل 007-B42-32D از کاتالوگ شرکت SPAL انتخاب شده است. وزن این فن ۱,۸۵ کیلوگرم می باشد. قابلیت دبی تا ۴۹۰ سی اف ام را دارا می باشد. فن تا ولتاژ ۲۶ وات آزمایش شده است. در جدول زیر مقدار دبی برای آمپرهای مختلف نشان داده شده است.

جدول (۱-۳): مقادیر دبی بر حسب آمپر های مختلف

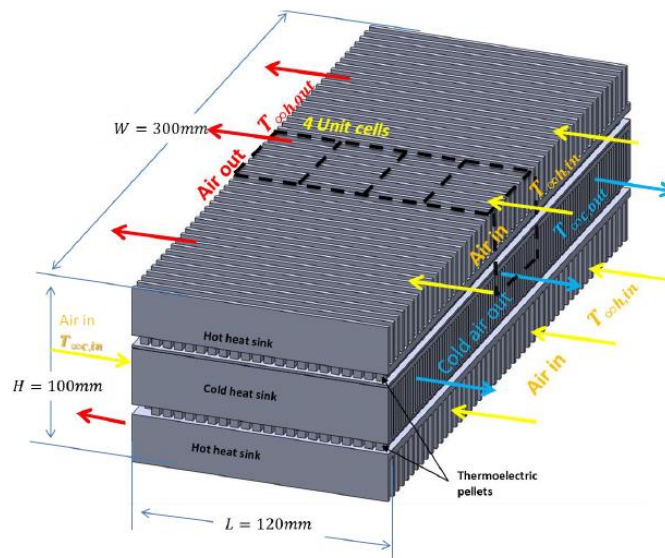
دبی (سی اف ام)	جریان (آمپر)
۴۹۰	۹.۱
۴۴۸	۸.۴
۴۲۵	۸.۱
۴۰۱	۷.۸
۳۷۸	۷.۶
۳۵۴	۷.۳
۳۳۰	۷.۰
۲۹۵	۶.۵
۱۹۵	۵.۳
۵۹	۳.۹
۰	۳.۴

۳-۱۶ مدل سازی

۳-۱۶-۱ مدل سازی سیستم تهویه ترموالکتریک

هدف این بخش ، مطالعه و بهینه سازی یک طراحی تحلیلی سیستم تهویه ترموالکتریک هوا به هوا است. یک شماتیک پیشنهادی در شکل (۱۰-۳) نشان داده شده و در بخش های پیش رو بیشتر مورد بحث قرار می گیرد. طراحی پیشنهاد شده به عنوان دو لایه ماژول ترموالکتریک تشریح می شود که سینک حرارتی هوای سرد را ساندویچ می کند در حالی که دو لایه سینک حرارتی هوای گرم جداگانه به بخش های گرم ماژول های ترموالکتریک متصل می شوند. تمرکز اصلی مدل سازی تحلیلی روی شبیه سازی یک سلول واحد طراحی بهینه سیستم تهویه ترموالکتریک می باشد که می تواند کل سیستم را نشان دهد که در آن فرض می شود که آن سیستم به چند سلول واحد برابر تقسیم می شود. این یک روش صریح می باشد که از نظریه

تحلیل ابعادی انطباق پیدا می کند. به علاوه، شبیه سازی کل سیستم سیستم تهویه ترموالکتریک با ترکیب روش تفکیک حرارتی همراه با روش تحلیل ابعادی مورد بحث قرار می گیرد.



شکل (۱۰-۳): شماتیک سیستم تهویه ترموالکتریک هوا به هوا [۴۶]

۳-۱۶-۲ محاسبه خصوصیات موثر مواد

خصوصیات موثر مواد به عنوان خصوصیات موادی تعریف می شوند که از پارامترهای حداکثری استخراج می شوند که توسط سازندگان فراهم می شوند. این خصوصیات در عوض خصوصیات ذاتی مواد برای کاهش خطاهای همراه با فرض ناچیز انگاری مقاومت های تماس استفاده می شوند. رقم (شکل) موثر شایستگی می توان آنرا به این شکل نوشت [۴۶]:

$$Z^* = \frac{2\Delta T_{max}}{(T_h - \Delta T_{max})^2} \quad (۵۷-۳)$$

ضریب موثر سیبک به صورت زیر می باشد:

$$\alpha^* = \frac{2\dot{Q}_{c,max}}{nI_{max}(T_h + \Delta T_{max})} \quad (۵۸-۳)$$

مقاومت الکتریکی به این شکل نوشته می شود :

$$\rho^* = \frac{\alpha^*(T_h - \Delta T_{max})A_e/L_e}{I_{max}} \quad (59-3)$$

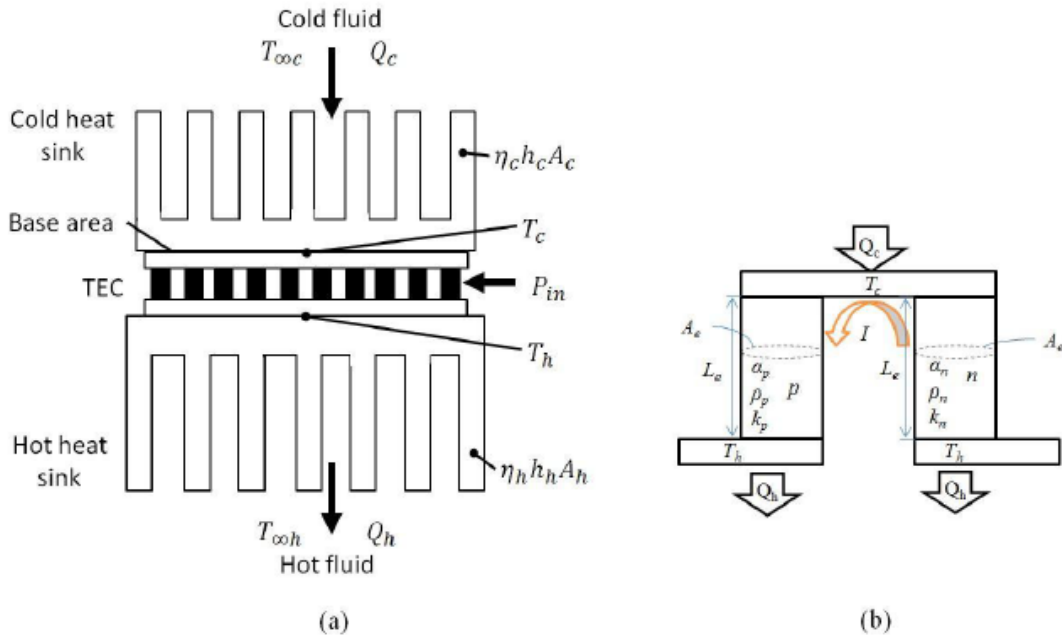
و سرانجام اکنون رسانایی حرارتی به این شکل نشان داده می شود :

$$k^* = \frac{\alpha^{*2}}{\rho^*Z^*} \quad (60-3)$$

این خصوصیات موثر مواد شامل تاثیرات واقعی از قبیل مقاومت های تماس است. چون خصوصیات مواد برای کوپل ترموالکتریک از نوع P و N حاصل می شود ، خصوصیات مواد یک عنصر را می توان با تقسیم آن بر ۲ به دست آورد.

۳-۱۶-۳ استفاده از روش تحلیل ابعادی برای یافتن جریان بهینه ترموالکتریک و نسبت هندسی برای سلول واحد

هدف اصلی این بخش حصول طراحی بهینه برای سیستم تبرید ترموالکتریک جهت به حداکثر رساندن COP با بهینه سازی همزمان جریان الکتریکی I و نسبت هندسی ترموکوپل است. بنابراین ، انطباق روش طراحی بهینه با استفاده از تکنیک تحلیل ابعادی توسعه یافته توسط لی (۴۸) می تواند در رسیدن به این هدف به ما کمک کند. این روش فرض می کند که مقاومت های تماس حرارتی و الکتریکی در ترموالکتریک ناچیز بوده ، خصوصیات مواد مستقل از دما هستند ، ماژول ترموالکتریک کاملاً عایق شده و ابعاد عنصر از نوع P و N یکسان هستند. بعد از آن ، چهار معادله پایه تعادل حرارتی را می توان به دو معادله غیر ابعادی تبدیل کرد. شکل (۳-۱۱) الف و ب شماتیک سلول واحد مدول ترموالکتریک را به ترتیب با دو سینک حرارتی و یک کوپل ترموالکتریک نشان میدهد که در آن انواع P و N ارتفاع پالت مشابه و نواحی متقاطع دارند.



شکل (۳-۱۱): الف) مدول کوآر ترموالکتریک با دو سینک حرارتی . ب) شماتیک کوپل ترموالکتریک [۴۶]

$$\dot{Q}_c = \eta_c h_c A_c (T_{\infty c} - T_c)$$

$$\dot{Q}_c = n \left[\alpha I T_c - \frac{1}{2} I^2 R + \frac{A_e}{L_e} k (T_c - T_h) \right] \quad (۶۱-۳)$$

$$\dot{Q}_h = n \left[\alpha I T_h + \frac{1}{2} I^2 R + \frac{A_e}{L_e} k (T_c - T_h) \right] \quad (۶۲-۳)$$

$$\dot{Q}_h = \eta_h h_h A_h (T_h - T_{\infty h}) \quad (۶۳-۳)$$

$$P_{in} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_c \quad (۶۴-۳)$$

مقاومت حرارتی سینک گرمایی را می توان با تقابل رسانایی همرفتی بیان کرد که در آن بازدهی پره ، H_C ضریب همرفتی و A_C ناحیه سطح کلی سینک حرارتی سرد است.

$$\frac{N_h (T_{\infty}^* - T_c^*)}{N_k} = N_I T_c^* - \frac{N_I^2}{2ZT_{\infty h}} + (T_c^* - T_h^*) \quad (۶۵-۳)$$

$$\frac{(T_h^* - 1)}{N_k} = N_I T_h^* - \frac{N_I^2}{2ZT_{\infty h}} + (T_c^* - T_h^*) \quad (۶۶-۳)$$

نسبت $ZT_{\infty H}$ ، N_H ، N_K و N_I به ترتیب به عنوان شکل (رقم) شایستگی بدون ابعاد، نسبت همرفتی ، نسبت رسانایی حرارتی به رسانایی همرفتی و جریان بدون ابعاد تعریف می شوند.

$$ZT_{\infty h} = \frac{\alpha^2}{\rho k} T_{\infty h} \quad (۶۷-۳)$$

$$N_h = \frac{\eta_c h_c A_c}{\eta_h h_h A_h} \quad (۶۸-۳)$$

$$N_k = \frac{n(A_e k/L_e)}{\eta_h h_h A_h} \quad (۶۹-۳)$$

$$N_I = \frac{\alpha l}{A_e k/L_e} \quad (۷۰-۳)$$

T_C^* ، T_H^* و T_{∞}^* به ترتیب دمای اتصال سرد بدون ابعاد ، دمای اتصال گرم بدون ابعاد و نسبت دمای سیال هستند و به این شکل تعریف می شوند

$$T_C^* = \frac{T_c}{T_{\infty h}} \quad (۷۱-۳)$$

$$T_H^* = \frac{T_h}{T_{\infty h}} \quad (۷۲-۳)$$

$$T_{\infty}^* = \frac{T_{\infty c}}{T_{\infty h}} \quad (۷۳-۳)$$

پس می توان گفت که دماهای بدون ابعاد توابعی از پنج پارامتر مستقل بدون ابعاد هستند که در زیر نشان داده شده است

$$T_C^* = f(N_k, N_h, N_I, T_{\infty}^*, ZT_{\infty h}) \quad (۷۴-۳)$$

$$T_H^* = f(N_k, N_h, N_I, T_{\infty}^*, ZT_{\infty h}) \quad (۷۵-۳)$$

بعد از آن ، نیروی تبرید بدون ابعاد ، رد حرارتی ، نیروی ورودی و COP به شکل زیر تعریف می شوند

$$\dot{Q}_c^* = \frac{\dot{Q}_c}{\eta_h h_h A_h T_{\infty h}} = N_h (T_{\infty}^* - T_c^*) \quad (76-3)$$

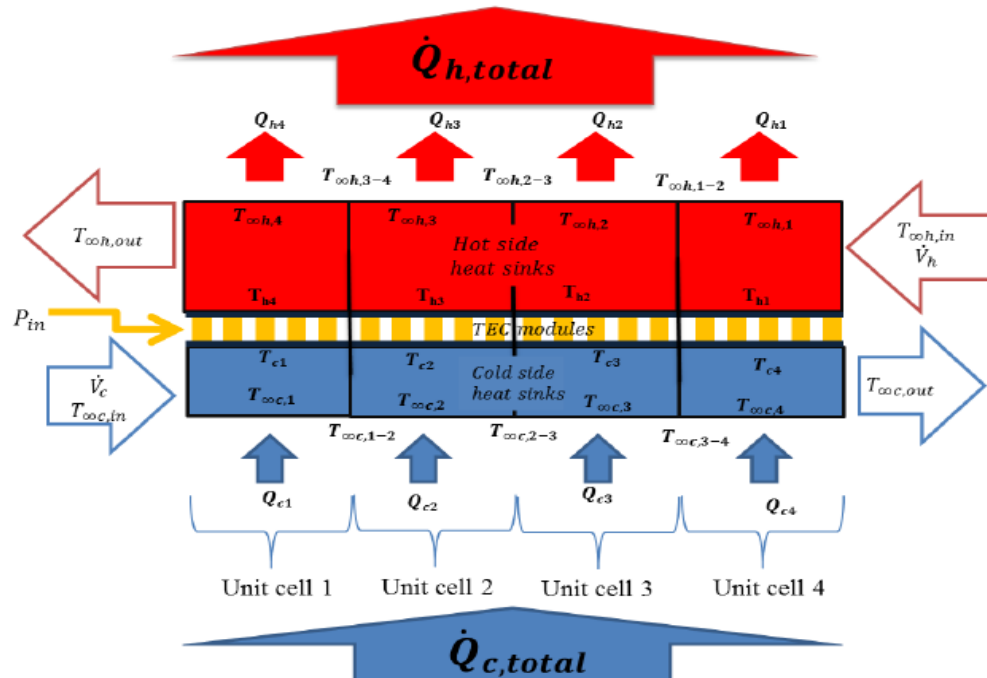
$$\dot{Q}_h^* = \frac{\dot{Q}_h}{\eta_h h_h A_h T_{\infty h}} = T_h^* - 1 \quad (77-3)$$

$$P_{in}^* = \frac{P_{in}}{\eta_h h_h A_h T_{\infty h}} = \dot{Q}_h^* - \dot{Q}_c^* \quad (78-3)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_c^*}{W_n^*} \quad (79-3)$$

با تثبیت $ZT_{\infty H}$ ، T_{∞}^* و N_h به عنوان ورودی و بهینه سازی پارامترهای بدون ابعاد N_k و N_I ، معادلات (۳-۶۶) و (۳-۶۵) را می توان برای ارائه COP حداکثری در نیروی ورودی داده شده حل کرد.

۳-۱۷ استفاده از روش تفکیک حرارتی برای محاسبه دماهای محیطی محلی



شکل (۳-۱۲): شماتیک چهار سلول واحد سیستم تهویه ترموالکتریک [۴۶]

شکل (۱۲-۳) پلات شماتیک چهار سلول واحد را نشان میدهد که در این بخش مدل سازی می شود. این بخش روی بهینه سازی همزمان جریان ورودی و نسبت هندسی عنصر برای هر واحد تمرکز می کند که میتواند COP_{TOTAL} حداکثری ممکن را در نیروی الکتریکی ورودی مورد نظر با استفاده از روش طراحی بهینه که پیش تر بحث شد فراهم کنند. در این روش ، ارقام بدون ابعاد تحت همان مفروضات فرضی برای مدل سازی سلول واحد تعریف می شوند. به علاوه ، تغییر دمای محیطی در امتداد سیستم با انطباق روش تفکیک حرارتی توسعه یافته توسط بل (۴۹) در نظر گرفته می شود. ترکیب و اصلاح طراحی بهینه و روش های تفکیک حرارتی به ما اجازه می دهند تا کل سیستم سیستم تهویه ترموالکتریک را تحلیل و بهینه سازی کنیم که در آن شش معادله پایه تعادل گرمایی حول هر سلول واحد را می توان به چهار معادله غیر ابعادی تبدیل کرد.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{c,j} &= \dot{m}_c c_{p,c} \left(-2T_{\infty c,j} \right. \\ &+ \frac{4(j-1)(j-2)!}{(j-1)!} T_{\infty c,j-1} - \frac{4(j-1)(j-2)}{(j-1)!} T_{\infty c,j-2} \\ &\left. + \frac{4(j-1)(j-2)(j-3)}{(j-1)!} T_{\infty c,j-3} - 2(-1)^j T_{\infty c,in} \right) \end{aligned} \quad (۸۰-۳)$$

$$\dot{Q}_{c,j} = \eta_c h_c A_c (T_{\infty c,j} - T_{c,j}) \quad (۸۱-۳)$$

$$\dot{Q}_{c,j} = n_j \left[\alpha I T_{c,j} - \frac{1}{2} I_j^2 \rho \frac{L_e}{A_e} + \frac{A_e}{L_e} k (T_{c,j} - T_{h,5-j}) \right] \quad (۸۲-۳)$$

$$\dot{Q}_{h,5-j} = n_j \left[\alpha I T_{h,5-j} + \frac{1}{2} I_j^2 \rho \frac{L_e}{A_e} + \frac{A_e}{L_e} k (T_{c,j} - T_{h,5-j}) \right] \quad (۸۳-۳)$$

$$\dot{Q}_{h,5-j} = \eta_h h_h A_h (T_{h,5-j} - T_{\infty h,5-j}) \quad (۸۴-۳)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{h,5-j} &= \dot{m}_h c_{p,h} \left(2T_{\infty h,5-j} \right. \\ &- \frac{4(4-j)(3-j)!}{(4-j)!} T_{\infty h,4-j} + \frac{4(4-j)(3-j)}{(4-j)!} T_{\infty h,3-j} \\ &\left. - \frac{4(4-j)(3-j)(2-j)}{(4-j)!} T_{\infty h,2-j} + 2(-1)^{j+1} T_{\infty h,in} \right) \end{aligned} \quad (۸۵-۳)$$

$$P_{in,j} = \dot{Q}_{h,5-j} - \dot{Q}_{c,j} \quad (۸۶-۳)$$

$$\dot{Q}_{c,total} = \dot{Q}_{c,1} + \dot{Q}_{c,2} + \dot{Q}_{c,3} + \dot{Q}_{c,4} \quad (۸۷-۳)$$

در این معادله J نشانگر رقم سلول واحد است. معادلات (۳-۸۰) و (۳-۸۵) نشانگر گردش آنتالپی ، معادلات (۳-۸۲) و (۳-۸۴) نشانگر انتقال گرمای همرفتی از سینک های حرارتی و معادلات (۳-۸۲) و (۳-۸۳) نشانگر معادلات ایده آل کولر ترموالکتریک هستند. m_h و m_c ضرایب گردش جرم هوای سرد و گرم ، $C_{p,h}$ و $C_{p,c}$ گرمای معین به ترتیب در بخش سرد و گرم هستند. فرض می شود که این پارامترها و همچنین پارامترهای سینک حرارتی برای تمام چهار واحد ثابت هستند . دمای محیطی میانگین محلی را می توان با گرفتن میانگین از دماهای ورودی و خروجی هر واحد به دست آورد. بنابراین ، معادلات غیر ابعادی عبارتند از :

$$N_h(T_{\infty c,j}^* - T_{c,j}^*) = (\gamma_c + 1) \left[N_{kj} N_{Ij} T_{c,j}^* - \frac{N_{kj} N_{Ij}^2}{2ZT_{\infty h,in}} - N_{kj} (T_{h,5-j}^* - T_{c,j}^*) \right] \quad (۸۸-۳)$$

$$\begin{aligned} N_h(T_{\infty c,j}^* - T_{c,j}^*) &= (\gamma_c + 1) \varphi_c \left(-2T_{\infty c,j}^* \right. \\ &+ \frac{4(j-1)(j-2)!}{(j-1)!} T_{\infty c,j-1}^* - \frac{4(j-1)(j-2)}{(j-1)!} T_{\infty c,j-2}^* \\ &\left. + \frac{4(j-1)(j-2)(j-3)}{(j-1)!} T_{\infty c,j-3}^* - 2(-1)^j T_{\infty c,in}^* \right) \end{aligned} \quad (۸۹-۳)$$

$$\begin{aligned} (T_{h,5-j}^* - T_{\infty h,5-j}^*) &= (\gamma_h + 1) \left[N_{kj} N_{Ij} T_{h,5-j}^* + \frac{N_{kj} N_{Ij}^2}{2ZT_{\infty h,in}} - N_{kj} (T_{h,5-j}^* - T_{c,j}^*) \right] \end{aligned} \quad (۹۰-۳)$$

$$\begin{aligned}
& (T_{h,5-j}^* - T_{\infty h,5-j}^*) \\
&= (\gamma_h + 1)\varphi_h \left(2T_{\infty h,5-j}^* - \frac{4(4-j)(3-j)!}{(4-j)!} T_{\infty h,4-j}^* \right. \\
&+ \frac{4(4-j)(3-j)}{(4-j)!} T_{\infty h,3-j}^* - \frac{4(4-j)(3-j)(2-j)}{(4-j)!} T_{\infty h,2-j}^* \\
&\left. + 2(-1)^{j+1} \right) \tag{91-3}
\end{aligned}$$

γ_h و γ_c نسبت های مقاومت های حرارتی سینک گرمایی به بلوک های آلومینیوم هستند که به صورت فردی بین سینک حرارتی و ماژول ترموالکتریک ساندویچ می شوند و در فصل راه اندازی تجربی مورد بحث قرار می گیرند. ϑ_h و ϑ_c به ترتیب نسبت گردش آنتالپی به رسانایی حرارتی سینک گرمایی برای بخش سرد و گرم هستند.

$$\gamma_c = \frac{\eta_c h_c A_c}{k_{al} A_M / t_{al}} \tag{92-3}$$

$$\gamma_h = \frac{\eta_h h_h A_h}{k_{al} A_M / t_{al}} \tag{93-3}$$

$$\varphi_c = \frac{\dot{m}_c c_{p,c}}{\eta_h h_h A_h} \tag{94-3}$$

$$\varphi_h = \frac{\dot{m}_h c_{p,h}}{\eta_h h_h A_h} \tag{95-3}$$

در این معادله k_{al} رسانایی حرارتی بلوک آلومینیوم ، A_M پایه یا ناحیه سطح مدول ترموالکتریک و T_{AL} ضخامت بلوک آلومینیوم است.

$T_{\infty C,IN}^*$ نسبت بین دمای محیطی ورودی سرد و گرم است. $T_{C,J}^*$ ، $T_{H,5-j}^*$ ، $T_{\infty C,J}^*$ و $T_{\infty H,5-j}^*$ به ترتیب دمای اتصال سرد بدون ابعاد ، دمای اتصال گرم بدون ابعاد ، نسبت دمای سیال سرد و نسبت دمای سیال گرم واحد هستند.

$$T_{c,j}^* = \frac{T_{c,j}}{T_{\infty h, in}} \quad (96-3)$$

$$T_{h,5-j}^* = \frac{T_{h,5-j}}{T_{\infty h, in}} \quad (97-3)$$

$$T_{\infty c, j}^* = \frac{T_{\infty c, j}}{T_{\infty h, in}} \quad (98-3)$$

$$T_{\infty h, 5-j}^* = \frac{T_{\infty h, 5-j}}{T_{\infty h, in}} \quad (99-3)$$

دماهای اتصال بدون ابعاد و نسبت های دمای سیال آنگاه توابعی از یازده پارامتر مستقل بدون ابعاد به شکل زیر هستند

$$T_{c,j}^* = f(N_{k1}, N_{k2}, N_{k3}, N_{k4}, N_h, N_{I1}, N_{I2}, N_{I3}, N_{I4}, T_{\infty c, in}^*, ZT_{\infty h, in}) \quad (100-3)$$

$$T_{h,5-j}^* = f(N_{k1}, N_{k2}, N_{k3}, N_{k4}, N_h, N_{I1}, N_{I2}, N_{I3}, N_{I4}, T_{\infty c, in}^*, ZT_{\infty h, in}) \quad (101-3)$$

$$T_{\infty c, j}^* = f(N_{k1}, N_{k2}, N_{k3}, N_{k4}, N_h, N_{I1}, N_{I2}, N_{I3}, N_{I4}, T_{\infty c, in}^*, ZT_{\infty h, in}) \quad (102-3)$$

$$T_{\infty h, 5-j}^* = f(N_{k1}, N_{k2}, N_{k3}, N_{k4}, N_h, N_{I1}, N_{I2}, N_{I3}, N_{I4}, T_{\infty c, in}^*, ZT_{\infty h, in}) \quad (103-3)$$

با تنظیم $T_{\infty c, IN}^*$ ، $ZT_{\infty H, IN}$ و N_h به عنوان ورودی ، پارامترهای بدون ابعاد N_{K4} ، N_{K3} ، N_{K2} ، N_{K1} ، N_{I3} ، N_{I2} ، N_{I1} را می توان برای حل معادلات ۴،۳۳ تا ۴،۳۶ برای به حداکثر رساندن COP برای نیروی ورودی داده شده بهینه سازی کرد. نیازهای طراحی نیروی ورودی کلی ۴۰۰ وات دارند.

۳-۱۸ بهینه سازی پارامترهای سینک حرارتی برای سلول واحد

بهینه سازی سینک های حرارتی سیستم تهویه ترموالکتریک برای بهبود عملکرد خیلی ضروری است. فضای بهینه پره را به سادگی می توان با استفاده از معادله (۳-۱۰۴) به دست آورد و سپس ضخامت پره را می توان برای حصول انتقال حداکثری گرما بهینه سازی کرد. از سوی دیگر ، یافتن ضریب مناسب عدد ناسلت برای حصول ضریب انتقال گرما تاثیر بزرگی بر عملکرد سینک گرمایی دارد. بنابراین گردش به عنوان گردش کانال لامینار تلقی می شود که در آن ضریب رقم ناسلت را می توان پیدا کرد.

$$Z_{f.opt} = 3.24 L_f Re_l^{-1/2} Pr^{-1/4} \quad (3-104)$$

Re_l عدد رینولدز برای جریان بر روی یک صفحه است و Pr عدد پرانتل می باشد. پس از پیدا کردن فاصله بین فین بهینه برای پارامترهای گرمای داده شده، ضخامت فین می تواند بهینه شود تا حداکثر انتقال گرما به صورت زیر محاسبه گردد:

$$q_f = \eta_f h A_f (T_\infty - T_b) \quad (3-105)$$

T_b و T_∞ به ترتیب دمای سیال و دمای پایه هیت سینک می باشند.

۳-۱۹ بارهای وارد بر بدنه خودرو

جهت محاسبه بارهای وارد بر خودرو از تحقیقات وینوفر [۵۰] و کتاب اشری [۵۱] استفاده شده است. بارهای وارد بر کابین خودرو را می توان بصورت رابطه (۳-۱۰۶) نوشت. در این رابطه داریم:

$$Q_{total} = Q_{Met} + Q_{Dir} + Q_{Dif} + Q_{Ref} + Q_{AMB} + Q_{Exh} + Q_{Eng} + Q_{Ven} \quad (3-106)$$

در رابطه فوق تک تک پارامترها بصورت زیر تعریف می شوند:

- ✓ Q_{Met} : مقدار بار وارد شده بر کابین ناشی از سوخت و ساز بدن سرنشینان خودرو
- ✓ Q_{Dir} : مقدار گرمای وارد شده بر خودرو ناشی از تابش خورشید
- ✓ Q_{Dif} : مقدار بار حرارتی تابش شده بر بدنه خودرو بصورت غیر مستقیم
- ✓ Q_{Ref} : مقدار بار انعکاس شده از سطح زمین بر بدنه خودرو

- ✓ Q_{AMB} : مقدار بار ناشی از اختلاف دمای محیط وارد بر بدنه خودرو
- ✓ Q_{Exh} : مقدار بار وارد شده بر بدنه خودرو ناشی از آگزوز خروجی گاز
- ✓ Q_{Eng} : مقدار بار وارد شده بر بدنه خودرو ناشی از موتور خودرو
- ✓ Q_{Ven} : مقدار بار تولید شده ناشی از تهویه وارد بر خودرو

حال به روابط حاکم به منظور دستیابی به هر یک از بارهای فوق می پردازیم:

۳-۱۹-۱ مقدار بار سوخت و ساز بدن سرنشینان

این بار از رابطه (۳-۱۰۷) بدست می آید:

$$Q_{Met} = \sum M A_{Du} \quad (۳-۱۰۷)$$

که در آن M نرخ تولید حرارت سوخت و ساز بدن سرنشینان است. که بر اساس استاندارد ISO 8996 که بر اساس معیارهای مختلفی همچون میزان فعالیت و فضای در نظر گرفته شده می باشد. مقدار M برای راننده ۸۵ وات بر مترمربع و ۵۵ وات بر مترمربع می باشد.

مقدار A_{Du} نیز که برابر با برآورد سطح بدن بر اساس قد و وزن افراد می باشد از رابطه (۳-۱۰۸) بدست می آید:

$$A_{Du} = 0.202 W^{0.425} H^{0.725} \quad (۳-۱۰۸)$$

۳-۱۹-۲ مقدار بار تابشی

این مقدار بر اساس رابطه (۳-۱۰۹) محاسبه می شود:

$$Q_{Dir} = \sum S \tau i_{Dir} \cos \theta \quad (۳-۱۰۹)$$

که :

- i_{Dir} تابش مستقیم در واحد سطح (بر اساس رابطه ۳-۱۱۰)
- θ زاویه بین سطح نرمال و موقعیت خورشید در آسمان
- τ ضریب نفوذ و المان سطح
- S مساحت سطح

$$i_{Dir} = \frac{A}{\exp\left(\frac{B}{\sin \beta}\right)} \quad (110-3)$$

که

- A و B ثابت های هندبوک ASHREE برای ماه های مختلف
- β زاویه ارتفاع بر اساس موقعیت و زمان

۳-۱۹-۳ مقدار بار تابشی پراکنده

تابش پخش شده از خورشید بصورت غیر مستقیم از رابطه (۳-۱۱۱) بدست می آید:

$$Q_{Dif} = \sum S \tau i_{Dif} \quad (111-3)$$

که در آن i_{Dif} تابش گرمای پراکنده در واحد سطح است که از رابطه (۳-۱۱۲) بدست می آید:

$$i_{Dif} = C i_{Dir} \left(\frac{1 + \cos \vartheta}{2} \right) \quad (112-3)$$

که:

- ϑ زاویه شیب اندازه گیری شده از سطح افقی
- C ثابت بدست آمده از هندبوک ASHREE

۳-۱۹-۴ مقدار بار منعکس شده از سطح زمین وارد بر بدنه خودرو از رابطه زیر بدست می آید:

$$Q_{Ref} = \sum S \tau i_{Ref} \quad (113-3)$$

که:

- i_{Ref} گرمای تابش منعکس شده در واحد سطح

$$i_{Ref} = (i_{Dir} + i_{Dif}) + \rho g \left(\frac{1 - \cos \vartheta}{2} \right) \quad (114-3)$$

که:

- ρg ضریب بازتاب زمین است.

۳-۱۹-۵ مقدار بار هوای محیط

مقدار این بار که ناشی از اختلاف دمای بین کابین خودرو و محیط است از رابطه (۳-۱۱۵) بدست می آید:

$$Q_{Amb} = \sum SU(T_s - T_i) \quad (۱۱۵-۳)$$

که:

- U ضریب انتقال حرارت کلی المان سطح

- T_s میانگین دمای سطح

- T_i میانگین دمای کابین خودرو

مقدار U از رابطه (۳-۱۱۶) بدست می آید:

$$U = \frac{1}{R} \quad (۱۱۶-۳)$$

که:

$$R = \frac{1}{h_o} + \frac{\lambda}{k} + \frac{1}{h_i} \quad (۱۱۷-۳)$$

که:

- R بیان گر مقاومت خالص حرارتی برای واحد سطح

- h_o ضریب انتقال گرما در خارج

- h_i ضریب انتقال گرما در داخل

- λ ضخامت المان سطح

۳-۱۹-۶ مقدار بار وارد از اگزوز

این مقدار بار بر اساس رابطه (۳-۱۱۸) تعیین می شود:

$$Q_{Exh} = S_{Exh} U (T_{Exh} - T_i) \quad (۱۱۸-۳)$$

که :

- U ضریب انتقال حرارت کلی المان سطح

- S مساحت سطح تماس اگزوز با بدنه

دمای گاز خارجی اگزوز از رابطه (۳-۱۱۹) بدست می آید:

$$T_{Exh} = ۰.۱۳۸ RPM - ۱۷ \quad (۱۱۹-۳)$$

که :

RPM - سرعت موتور بر حسب دور بر دقیقه

۳-۱۹-۷ مقدار بار موتور

مقدار بار موتور از رابطه (۳-۱۲۰) بدست می آید که در آن S سطح در معرض دمای موتور است:

$$Q_{Eng} = S_{Eng}U(T_{Eng} - T_i) \quad (۳-۱۲۰)$$

۳-۱۹-۸ مقدار بار تولید شده ناشی از تهویه

این مقدار بر اساس رابطه (۳-۱۲۱) بدست می آید که در آن m_{ven} نرخ جریان توده های تهویه و e_i و e_o آنتالپی های بیرون و داخل کابین خودرو می باشند.

$$Q_{Ven} = m_{ven}(e_o - e_i) \quad (۳-۱۲۱)$$

برای محاسبه مقدار بارهای وارد بر کابین خود از مقادیر ورودی جدول زیر استفاده شده است:

جدول ۳-۲: مقادیر اولیه محاسبه بارهای وارد بر خودرو

مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
۰.۰۰۴۸(m)	$\lambda(Aluminium)$	۸۰(cm)	W
۱۶۷	$K(Aluminium)$	۱.۸ (m)	H
۲۵	h_0	۸۵(W/m^2)	M
۰.۰۰۳(m)	$\lambda(Glass)$	۳۰	β
۱۰	h_i	۹.۲۴	m_{ven}
۲۵	h_0	۳۲۳.۸(j)	e_o
۵۰۰۰	RPM	۲۹۹.۶(j)	e_i
۰.۰۰۶(m)	$\lambda(F)$	۰.۸	τ
۰.۰۲۴	$K(F)$	۵۰($^{\circ}C$)	T_s
۳۴۶.۶	A	۲۶($^{\circ}C$)	T_i
۰.۱۳۸	C	۰.۱۸۶	B
۰.۳۶۷	ρg	۷۳	θ

فصل چهارم : نتایج و جمع بندی

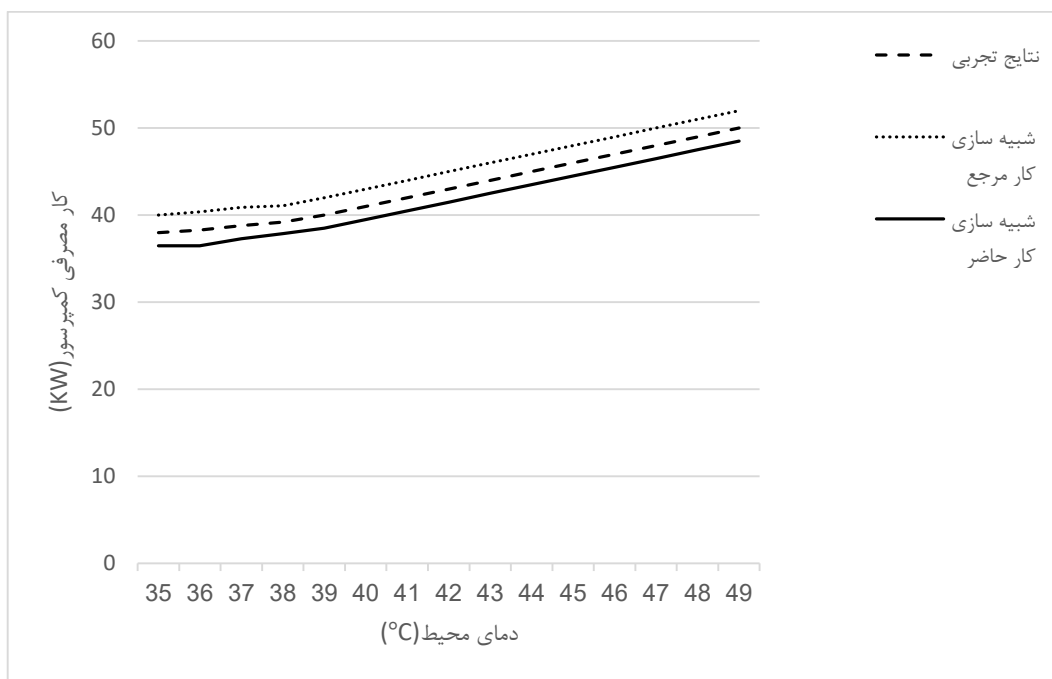
۱-۴ مقدمه

در ابتدا به ارزیابی کد حاضر جهت سیکل تراکمی (سیستم تهویه فعلی) و سیکل ترموالکتریک می پردازیم. سپس به طراحی سیکل ترموالکتریک جهت کار حاضر پرداخته می شود. در پایان نیز نتایج پارامتری ارائه میگرد.

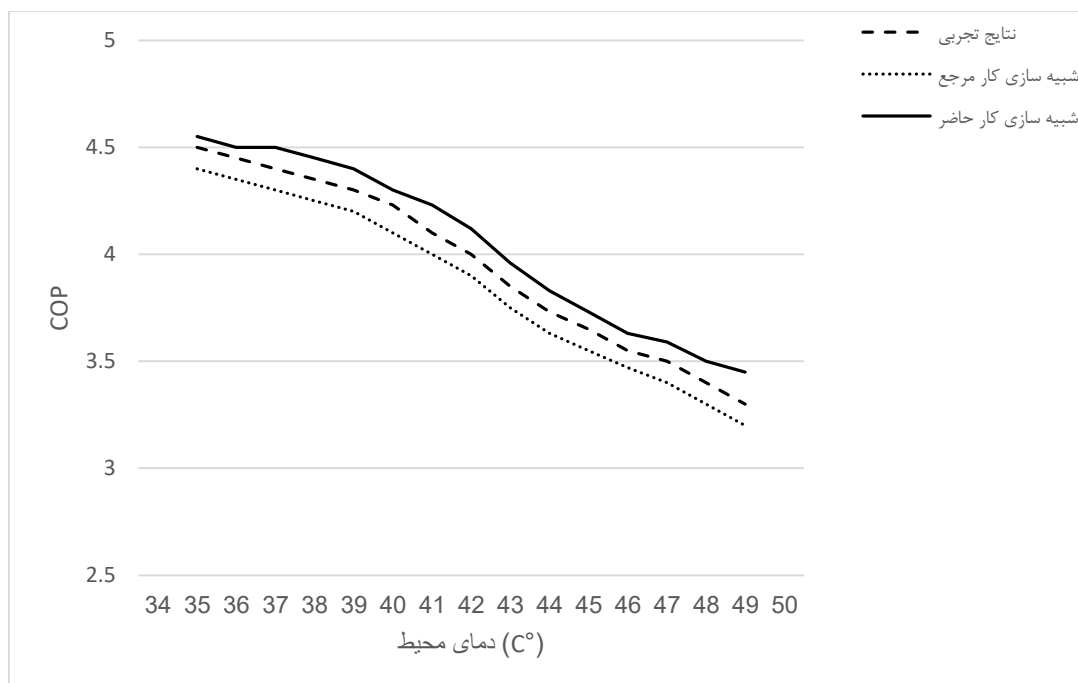
۲-۴ ارزیابی کد حاضر

۱-۲-۴ طراحی سیکل تبرید تراکمی

حاجی دولو و همکاران [۵۲] در سال ۱۳۹۰ پژوهشی تحت عنوان مدل سازی و شبیه سازی سیکل تبرید تراکمی پرداخته اند. از مقاله مذکور جهت اعتبارسنجی طراحی سیکل تبرید تراکمی استفاده می گردد. یکی از راه های تایید پژوهش انجام شده اعتبارسنجی است. در این روش یک مقاله اصلی به عنوان مقاله مرجع به کارگرفته می شود و نتایج مقاله مرجع با نتایج پژوهش خود سنجیده می شود. و اگر نتایج قابل قبول باشد اعتبارسنجی صحت لازم را دارد. شکل های (۱-۴) و (۲-۴) نمودار تغییرات کار مصرفی کمپرسور بر حسب دمای محیط و روند تغییرات ضریب عملکرد سیکل بر حسب دمای محیط برای نتایج تجربی ، نتایج کار مرجع و شبیه سازی کار حاضر نشان داده شده است. خطای مدل در پیش بینی کار مصرفی کمپرسور ۱,۵٪ بوده و خطای مدل در پیش بینی ضریب عملکرد ۱٪ می باشد.



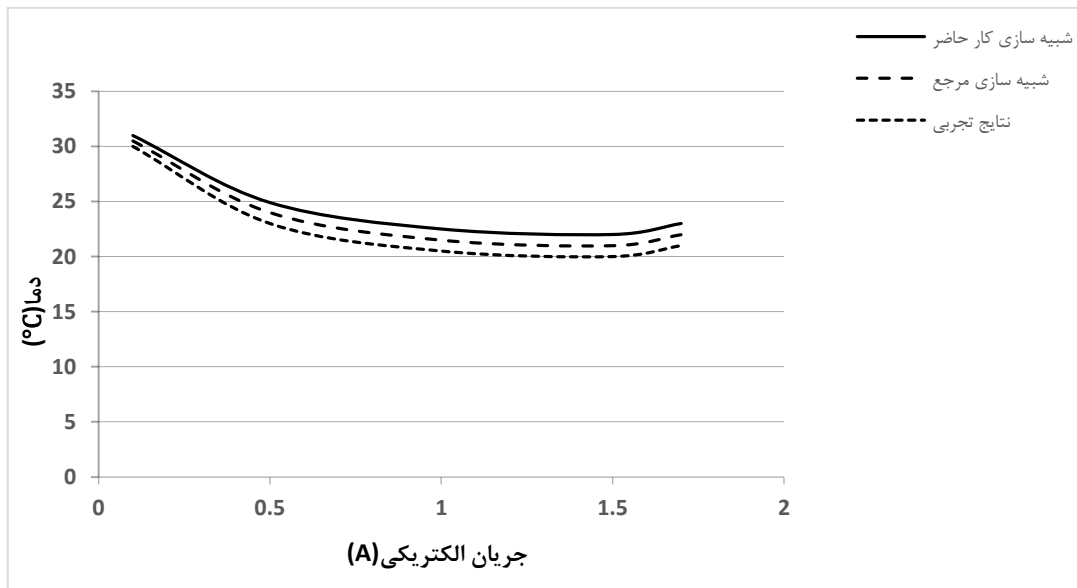
شکل (۴-۱): کار مصرفی کمپرسور بر حسب دمای محیط



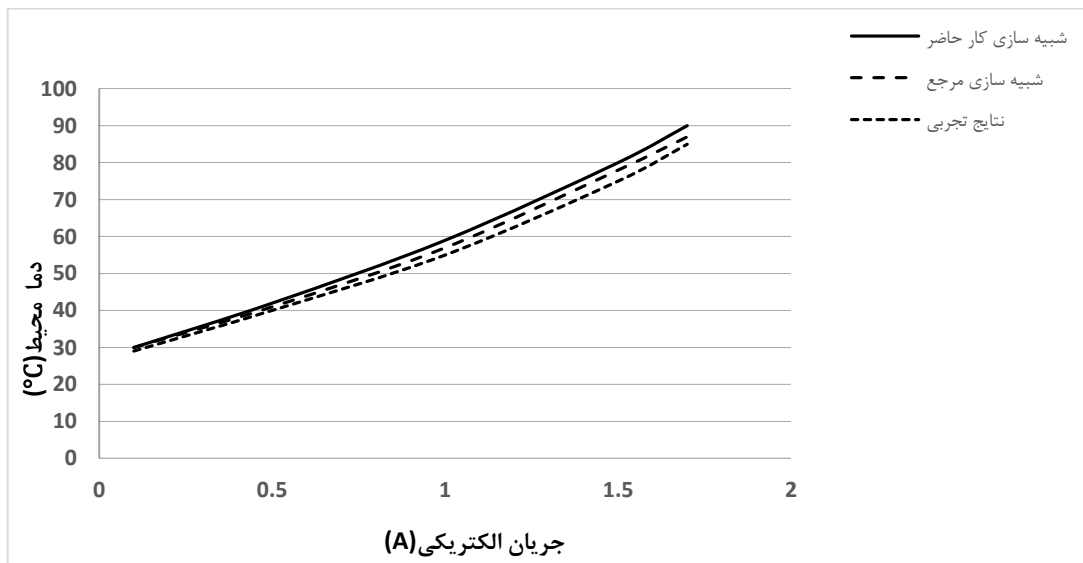
شکل (۴-۲): ضریب عملکرد بر حسب دمای محیط

۳-۴ طراحی سیکل تبرید ترموالکتریک

الی روسی و همکاران [۵۳] در سال ۲۰۱۷ به پژوهشی تحت عنوان طراحی بهینه یک سیستم سرمایش / گرمایش ترموالکتریک برای یک خودرو پرداخته اند. از مقاله مذکور جهت اعتبار سنجی در این پژوهش استفاده شده است. در این پژوهش مطابق شکل های (۳-۴) و (۴-۴) نتایج های این پژوهش با نتایج مقاله اصلی و نتایج آزمایشگاهی در قالب دو نمودار نشان داده شده است همانطور که دیده می شود نتایج با یکدیگر شباهت دارند و از نظر اعتبار سنجی قابل قبول می باشند.



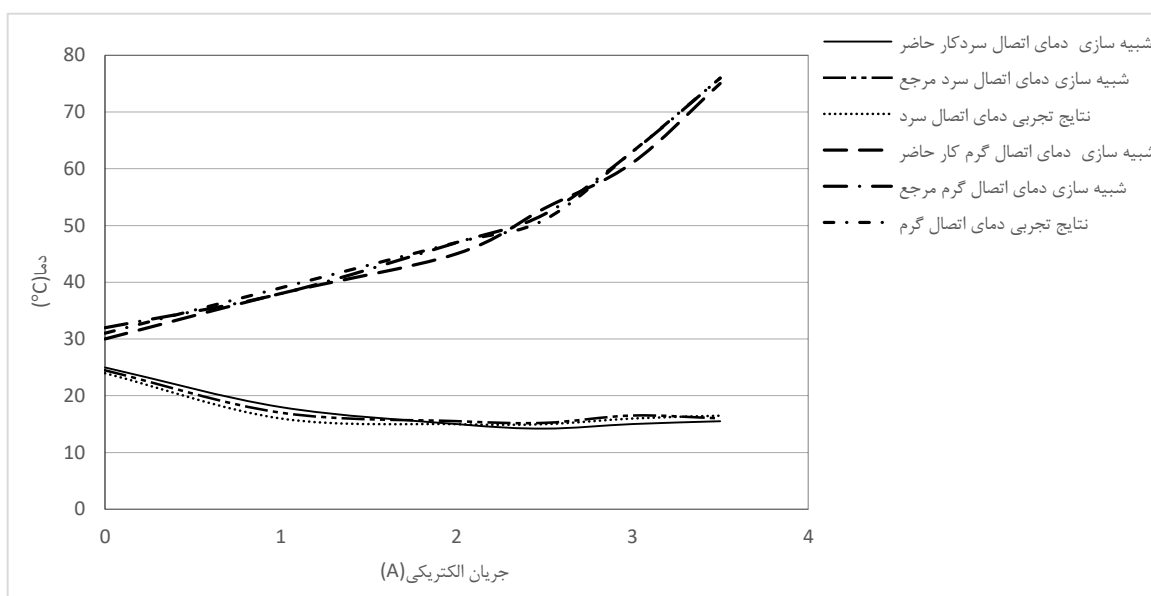
شکل (۳-۴): نمودار دمای خنک کننده بر حسب جریان الکتریکی



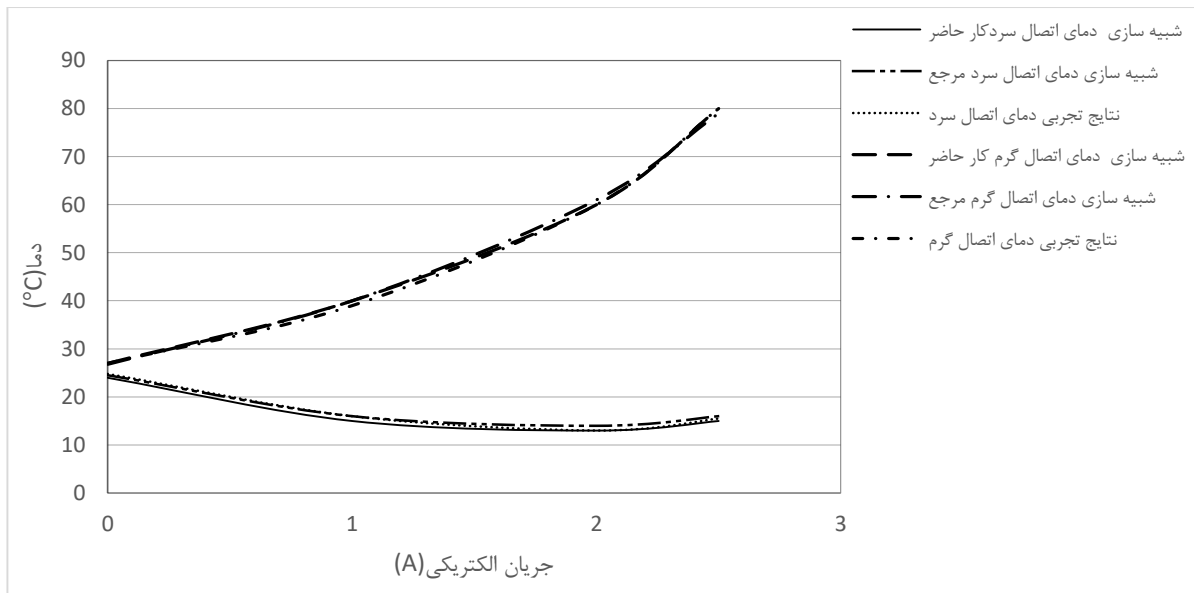
شکل (۴-۴): نمودار جریان الکتریکی بر حسب دمای محیط

همواره تست های آزمایشگاهی با شبیه سازی عددی از لحاظ نتایج همراه با اختلاف بوده است. اختلاف نتایج بدست آمده ناشی از تحلیل عددی بخاطر شرایط مختلف آزمایش و وجود پدیده هایی که در تحلیل عددی نمیتوان در نظر گرفت و یا عوامل ناشناخته می باشد. همچنین مقداری از این خطا بخاطر کرک نرم افزار می باشد که باعث ایجاد خطا در نتایج می شود.

در مقاله مذکور که جهت اعتبار سنجی استفاده شده است مقدار خطا در شکل (۳-۴) برابر با ۰۵٪ و در شکل (۴-۴) برابر با ۰۳٪ است. نتایج شبیه سازی شده و نتایج آزمایشگاهی همیشه یک خطای قابل قبولی را در بر دارد. جهت اطمینان بیشتر از شبیه سازی انجام شده در این بخش نتایج عملکرد سلول ها مورد بررسی قرار گرفتند. نخست، دماهای اتصال برای مطالعه دقت مدل تحلیلی با هم مقایسه می شوند. این مقایسه در دماهای محیطی مورد نظر سرد و گرم، جریان الکتریکی و نسبت های گردش هوا انجام شده است. دماهای اتصال تحلیلی با استفاده از معادلات پایه تعادل گرمایی حاصل می شوند که در آن خصوصیات موثر مواد اعمال میشوند. از طرف دیگر، دماهای اتصال تجربی با درون یابی بلوک های آلومینیوم به صورت ذکر شده قبلی حاصل می شوند. شکل زیر مقایسه بین دماهای اتصال تحلیلی و تجربی ترموالکتریک را برای تمام دو مدول تست شده ترموالکتریک ارائه کرده و مقدار خطا برابر با ۰،۰۸٪ می باشد و نتایج قابل قبولی را نشان میدهد.



(الف)



(ب)

شکل (۴-۵): شکل های بالا مقایسه بین دماهای اتصال تحلیلی و تجربی در مقابل جریان ورودی برای: الف) جدول ۱. ب) جدول ۲

۲-۴ طراحی سیستم تبرید ترموالکتریک برای کاربرد حاضر

۲-۲-۴ محاسبه بارهای وارد شده بر خودرو مورد نظر

بر اساس مقادیر جدول ۲-۳ و معادلات بخش ۳-۱۹، مقادیر بارهای مختلف وارد شده بر کابین خودرو در جدول ۱-۴ ارائه شده است:

جدول ۱-۴ بارهای وارد بر کابین خودرو

مقدار (W)	نوع بار وارد شده
۴۲۴۳	Q_{Met}
۹۲۵.۵	Q_{Dir}
۴۳۵.۱	Q_{Dif}
۵۹۰۰	Q_{Ref}
۵۸۲.۱	Q_{AMB}
۲۳۷.۵	Q_{Exh}
۶۴۲	Q_{Eng}
۲۲۳.۶	Q_{Ven}

۴-۲-۳ طراحی سیستم تبرید ترموالکتریک هوا به مایع

مطالعه طراحی قابل دسترس سیستم تهویه ترموالکتریک هوا به مایع که توسط شرکت جنترم^{۱۵} توسعه یافته بود بازتولید شده و با روش طراحی بهینه مقایسه شد. به این مطالعه با اعمال معادلات پایه کولر ترموالکتریک و با استفاده از چندین فرضیه تقرب می شود تا منحنی عملکرد جنترم را بتوان بازتولید کرد. برای انجام این کار، نخست باید پارامترهای ورودی را شناسایی کرد. به علاوه باید چند فرضیه مطرح شوند چون تمام پارامترهای ورودی مورد نیاز به فوریت در دسترس نبودند. مفروضات را در صورتی می توان اعتبارسنجی کرد که نتایج مدل تحلیلی حاضر با نتایج مدل جنترم قابل مقایسه باشند. پس از آن، این فرضیات همراه با پارامترهای ورودی را می توان در مدل طراحی بهینه استفاده کرد.

۴-۲-۳-۱ مطالعات شرکت جنترم

هدف این بخش خاص بازتولید منحنی ارائه شده توسط شرکت جنترم با استفاده از معادلات ایده آل پایه و داده های به فوریت در دسترس است. همچنین به دلیل اینکه برخی اطلاعات فراهم نبود فرضیاتی ایجاد شدند. سیستم سیستم تهویه ترموالکتریک هوا به مایع جنترم شامل دو لایه مازول ترموالکتریک می باشد که تبادل گر گرمایی مایع با عبور دو گانه را ساندویچ کرده و دارای سینک های گرمایی هوای متصل به بخش سرد هر لایه از مدول های ترموالکتریک در جهت متقاطع گردش با تبادل گر گرمایی مایع می باشد. بنابراین، گرمای منتشر شده از بخش داغ ترموالکتریک توسط مایع جذب می شود که در آن مایع به صورت مستقل در تبادل گر گرمایی جداگانه ای سرد می شود. هوای محیطی در زمان عبور از سینک های حرارتی سرد می شود که در آن بخش سرد مازول های ترموالکتریک دمای هوا را قبل از ورود به کابین جذب می کند. ابعاد کلی سیستم سیستم تهویه ترموالکتریک ۳۰۰ میلیمتر * ۱۲۰ میلیمتر * ۵۰ میلیمتر هستند. به علاوه، نرخ گردش هوا ۶۰ CFM و تفاوت دمای بخش سرد بین ورودی و خروجی هوای سرد برابر ۱۶٫۸ درجه و نیروی ورودی ۴۰۰ وات و COP برابر ۱٫۳ می باشد. شکل ۴-۶ الف ترسیم شماتیک کل سیستم سیستم تهویه ترموالکتریک هوا به مایع جنترم را نشان میدهد.

همان گونه که قبلاً ذکر شد، تمام پارامترهای ورودی مورد نیاز به فوریت در دسترس نبودند پس چند فرضیه باید برای بازتولید منحنی عملکرد جنترم صورت میگرفت. این فرضیات عبارتند از: دمای سرد محیطی ورودی ۳۰ درجه، دمای مایع گرم ورودی ۳۰ درجه، تغییرات خطی دماها در امتداد سیستم سیستم تهویه ترموالکتریک برای سیالات گرم و سرد، مایع ۵۰ درصد گلیکول اتیلن، نرخ گردش مایع ۷ لیتر در دقیقه، مواد سینک گرمایی و تبادلگر گرما شامل آلومینیتنیوم بوده، طول پروفایل پره سینک گرمایی ۱۵ میلیمتر،

^{۱۵} GENTHERM

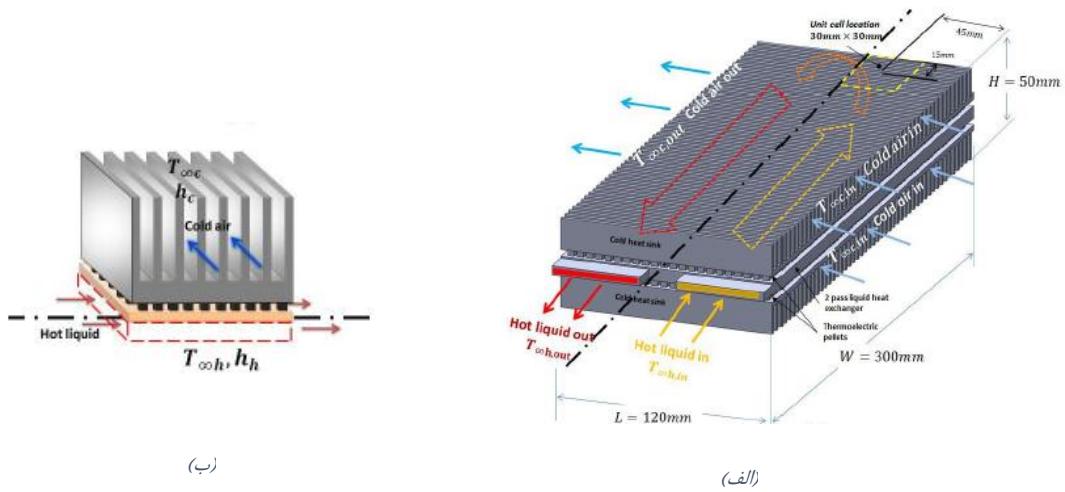
ضخامت پره ۰,۲۳ میلیمتر ، تعداد پره ها ۴۳۷ و ارتفاع تبادل گر گرمایی ۵ میلیمتر است. برای ماژول ترموالکتریک ، فاکتور هندسی و تعداد کلی کوپل ها برای سیستم به ترتیب تقریباً ۰,۳۶۵ و ۸۸۰ هستند. همچنین ، تمام محاسبات تحت فرض شرایط حالت پایدار و با استفاده از خصوصیات موثر مواد صورت می گیرند.

طراحی با شبیه سازی سلول واحد با ناحیه پایه ۳۰ در ۳۰ میلیمتر که در شکل ۴-۶ ب نشان داده شده است. تحلیل کل سیستم مدل سازی می شود که در آن چگالی نیرو در مقیاس کامل برای یافتن نیروی تبرید سلول واحد و نیروی ورودی در همان COP مورد استفاده قرار می گیرد. پارامترهای فراهم شده توسط جنترم شامل $P_{IN}=400W$ و $COP=1.3$ است. در نتیجه ، نیروی تبرید سلول واحد برابر ۶,۵ وات است که توسط نسبت ناحیه بین سلول واحد و نواحی پایه ترموالکتریک جنترم حاصل میشود. دمای هوای سرد محیطی محلی در سلول واحد با گرفتن میانگین از دماهای هوای سرد ورودی و خروجی با فرض تغییر خطی در دمای سلول واحد حاصل میشود. متشابهاً ، دمای مایع گرم محیطی محلی در سلول واحد با گرفتن میانگین از دماهای مایع گرم ورودی و خروجی حاصل میشود که در آن دمای مایع گرم خروجی از معادله گردش آنتالپی محاسبه می شود .

(۱-)

$$Q_h = V_h \rho_h C_{p,h} (T_{\infty H,OUT} - T_{\infty H,IN}) \quad (4)$$

از طرف دیگر ، ضریب انتقال گرمای سینک گرمایی از ضریب رقم ناسلت حاصل میشود. در نهایت ، دماهای تقاطع سلول واحد را می توان با استفاده از چهار معادله پایه محاسبه کرد که در آن جریان ورودی I تا زمانی که Q_c و Q_h با مقادیر طراحی جنترم مطابق شوند تغییر پیدا میکند. نتایج به دست آمده با داده های اصلی جنترم مقایسه می شوند که در جدول ۴-۲ نشان داده شده است. این جدول داده های تجربی خاص جنترم را با مدل پیش بینی مقایسه می کند که از معادلات ایده آل استفاده می کند. به علاوه ، شکل ۴-۷ منحنی عملکرد جنترم و کار پیش بینی شده برای COP را در مقابل نیروی ورودی مقایسه می کند. می توان از شکل مشاهده کرد که داده های تجربی جنترم با پیش بینی مطابق می باشد. به علاوه ، می توان از شکل مشاهده کرد که روند پیش بینی تحت دامنه وسیع نیروی ورودی توافق نسبی با داده های جنترم را نشان میدهد. در نتیجه ، این پیش بینی براساس داده های جنترم را می توان به عنوان پایه ای جدید برای مقایسه با طراحی بهینه تلقی کرد.



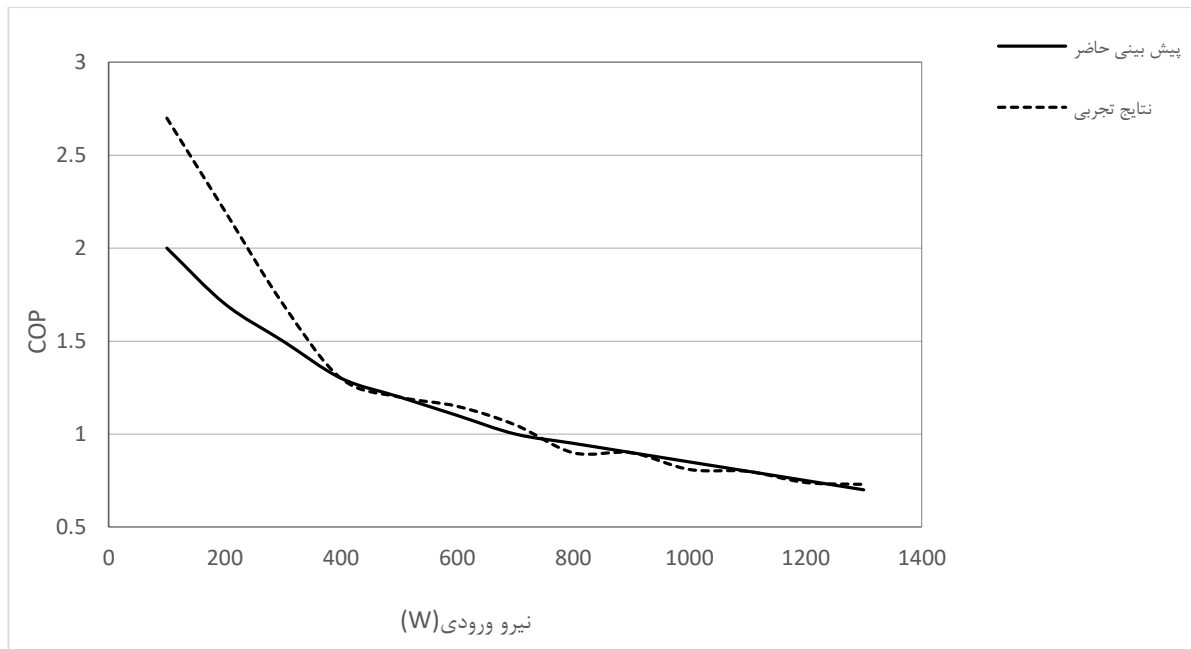
شکل (۴-۶): (الف) دیاگرام شماتیک سیستم تهویه ترموالکتریک هوا به مایع جنترم . (ب) شماتیک سلول واحد

جدول (۴-۲) : مقایسه میان طراحی جنترم و پیش بینی حاضر

پارامتر	جنترم	پیش بینی
$P_{in} (W)$	۴۰۰	۴۰۹.۵۹
$I (A)$	NA	۹.۱
$T_c (°C)$	NA	۱۸.۳۳
$T_h (°C)$	NA	۳۴.۹۳
$\Delta T_{cooling} (°C)$	۱۶.۸	۱۶.۸
COP	۱.۳	۱.۳
$Q_c (W)$	۵۲۰	۵۳۳.۰۲

$H = 50\text{mm}$, $W = 300\text{mm}$, $L = 120\text{mm}$, $V_c = 60\text{CFM}$

Assumptions: $V_h = 7.0 \text{ L/min}$, $T_{\infty c, in} = 30.0^\circ\text{C}$, $T_{\infty h, in} = 30.0^\circ\text{C}$, $T_{\infty c} = 23.6^\circ\text{C}$, $T_{\infty h} = 31.09^\circ\text{C}$, $t_c = 0.23\text{mm}$, $n_c = 437$, $b_c = 15 \text{ mm} \times 2$, $b_h = 5 \text{ mm}$, $A_{UC} = 9.0 \text{ cm}^2$, $n = 880$, $G_e = 0.365 \text{ cm}$, $\alpha_p = -\alpha_n = 189.2 \mu\text{V/K}$, $\rho_p = \rho_n = 0.9 \times 10^{-3} \Omega\text{cm}$, $k_p = k_n = 1.6 \times 10^{-2} \text{ W/cmK}$, $ZT_{\infty h} = 0.756$



شکل (۴-۷): ضریب عملکرد نسبت به نیروی ورودی برای کار جنترم و پیش بینی حاضر

۴-۲-۳-۲ طراحی بهینه هوا به مایع

روش طراحی بهینه از ما می‌خواهد که $ZT_{\infty H}$ ، T_{∞}^* و N_h را به عنوان ورودی داشته باشیم تا پارامترهای غیر ابعادی را بتوان به دست آورد. سپس عملکرد سلول واحد سیستم تهویه ترموالکتریک را می‌توان از این پارامترهای غیر ابعادی به دست آورد. هدف، بهینه‌سازی همزمان N_K و N_I برای حصول جریان ورودی بهینه و نسبت هندسی ترموالکتریک می‌باشد. بنابراین، همان پارامترهای مورد استفاده در بخش قبلی برای مدل‌سازی طراحی بهینه اعمال میشوند. در نتیجه، $ZT_{\infty H}$ ، T_{∞}^* و N_h به عنوان پارامترهای ورودی برای حل دماهای اتصال بدون ابعاد تنظیم میشوند. بعد از آن، N_K و N_I را میتوان برای ارائه COP حداکثری در توان ورودی مورد نظر بهینه‌سازی کرد. جدول ۳-۴ مقایسه‌ای بین پیش‌بینی مبتنی بر داده‌های جنترم و طراحی بهینه جریان را برای سیستم تهویه ترموالکتریک هوا به مایع نشان می‌دهد. طراحی بهینه ارتقای معناداری در COP و نیروی تبرید را نشان می‌دهد چون جریان الکتریکی و فاکتور هندسی همزمان بهینه‌سازی می‌شوند.

جدول (۳-۴) : مقایسه ای بین پیش بینی مبتنی بر داده های جنترم و طراحی بهینه

پارامتر	پیش بینی (بر پایه جنترم)	طراحی بهینه
$P_{in}(W)$	۴۰۹.۵۹	۴۰۱.۲۲
$I(A)$	۹.۱	۱۳.۶۶
$T_c (^{\circ}C)$	۱۸.۳۳	۱۶.۷۹
$T_h (^{\circ}C)$	۳۴.۹۳	۳۵.۳۵
$G_e (cm)$	۰.۳۶۵	۰.۹۳
COP	۱.۳	۱.۶۸
$Q_c (W)$	۵۳۳.۰۲	۶۷۲.۳۸

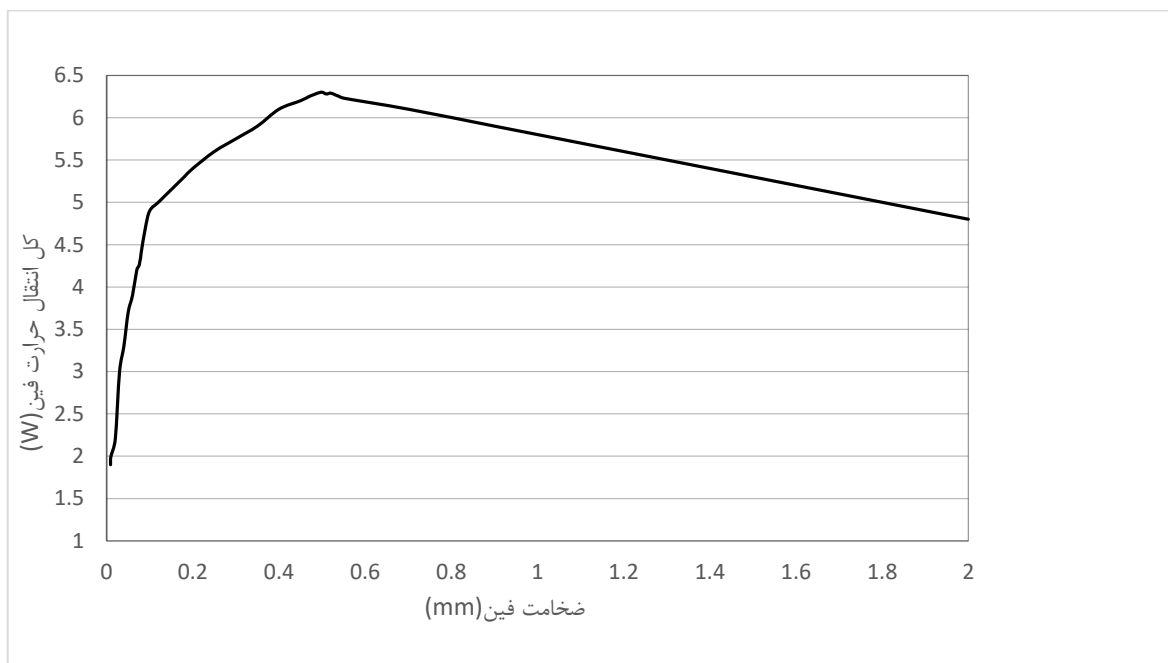
۴-۲-۴ طراحی سیستم ترموالکتریک هوا به هوا

در این بخش ، طراحی بهینه هوا به هوا براساس ورودی های یافت شده در بخش ۴-۲-۳ ولی با ارتفاع بیشتر مدل سازی میشود. ارتفاع کلی سیستم تهویه ترموالکتریک هوا به هوا باید افزایش پیدا کند تا نتایج بتوانند با عملکرد مورد نیاز DOE تطابق داشته باشند. همچنین ، وقتی هوا به جای مایع در بخش گرم استفاده میشود ، به ناحیه بزرگتری برای آزادسازی گرما نیاز است. بنابراین سیستم تهویه ترموالکتریک هوا به هوا براساس دو لایه ماژول ترموالکتریک الحاق شده به دو سینک گرمایی برای هوای گرم مدل سازی میشود در حالی که یک سینک گرمایی برای هوای سرد بین بخش های سرد ماژول های ترموالکتریک به صورت نشان داده شده در شکل (۱۰-۳) ساندویچ میشود. روند مدلسازی سیستم تهویه ترموالکتریک مشابه هوا به مایع می باشد که در آن سلول واحد در مرکز سیستم تعریف میشود.

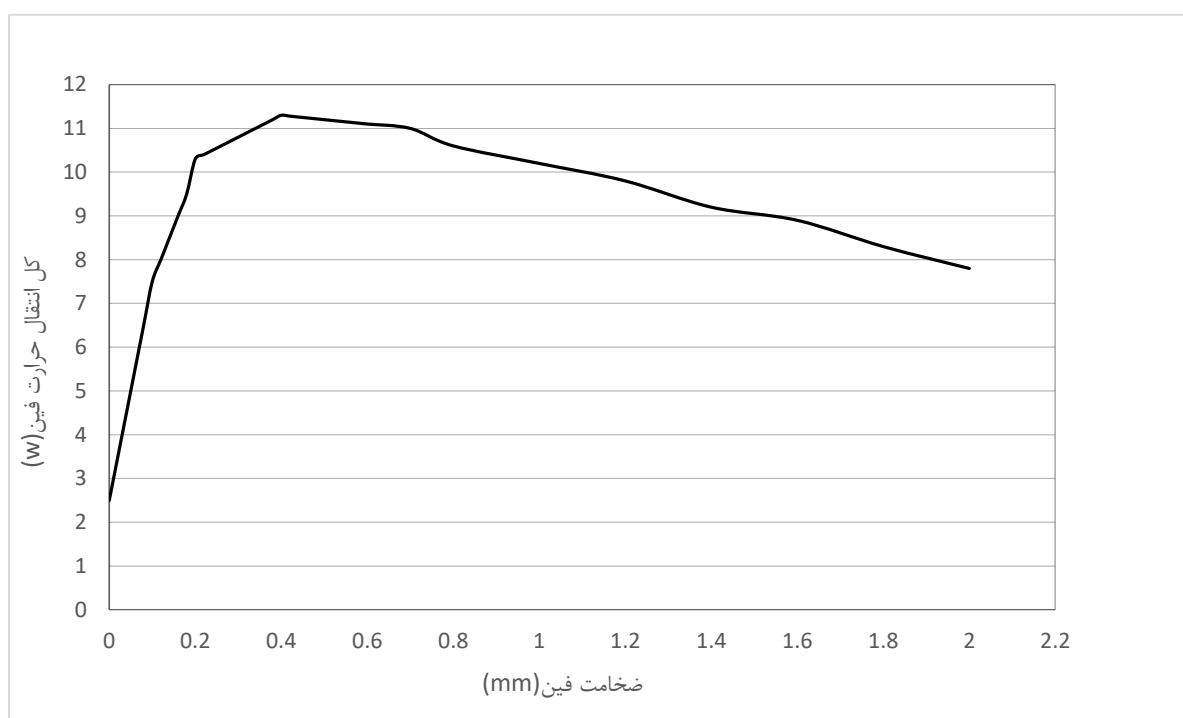
۴-۲-۴-۱ بهینه سازی پارامترهای سینک گرمایی

این بخش نتایج مفاهیم بحث شده قبلی درباره بهینه سازی پارامترهای سینک گرمایی را نشان میدهد. هدف ، داشتن حداقل مقاومت حرارتی ممکن برای سینک گرمایی سرد و گرم می باشد. در ناحیه پایه و طول پروفایل داده شده ، ضخامت و فضای پره برای ارائه نرخ حداکثری ممکن انتقال گرمایی بهینه سازی می شوند. بعد از استفاده از معادله (۱۰۴-۳) برای محاسبه فضای بهینه پره ، ضخامت پره را می توان برای انتقال

حداکثری گرما با استفاده از معادله (۳-۱۰۵) بهینه سازی کرد. شکل (۴-۸) نتایج انتقال گرما در مقابل ضخامت پره را برای : الف) سینک گرمایی بخش سرد و ب) سینک گرمایی بخش گرم نشان میدهد.



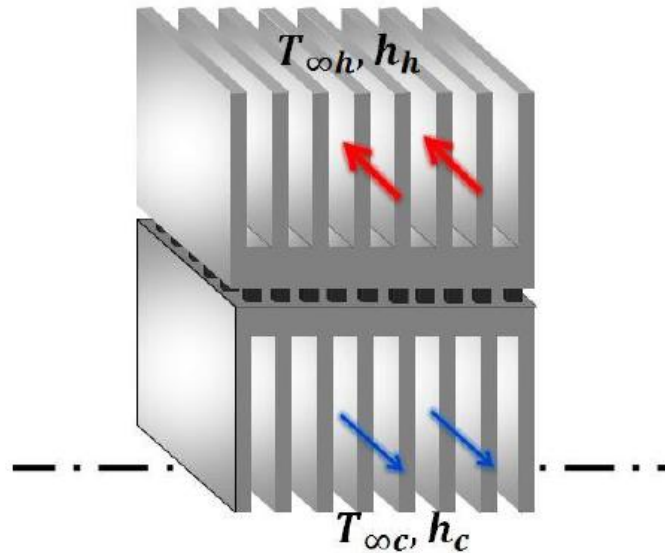
(الف)



شکل (۴-۸): انتقال کلی گرمای سلول واحد از سینک گرمایی در مقابل ضخامت پره برای : الف) سینک گرمایی بخش سرد و ب) سینک گرمایی بخش گرم

۲-۴-۲-۴ طراحی بهینه سلول واحد سیستم تهویه ترموالکتریک هوا به هوا

شماتیک یک سلول واحد در شکل (۴-۹) نشان داده میشود که در آن از دمای سیال سرد سلول واحد و دمای سیال گرم براساس پارامترهای ورودی جنترم میانگین گرفته میشود. بعد از آن ، روش بهینه غیر ابعادی را می توان برای ارائه COP حداکثری ممکن در نیروی ورودی مورد نظر اعمال کرد.

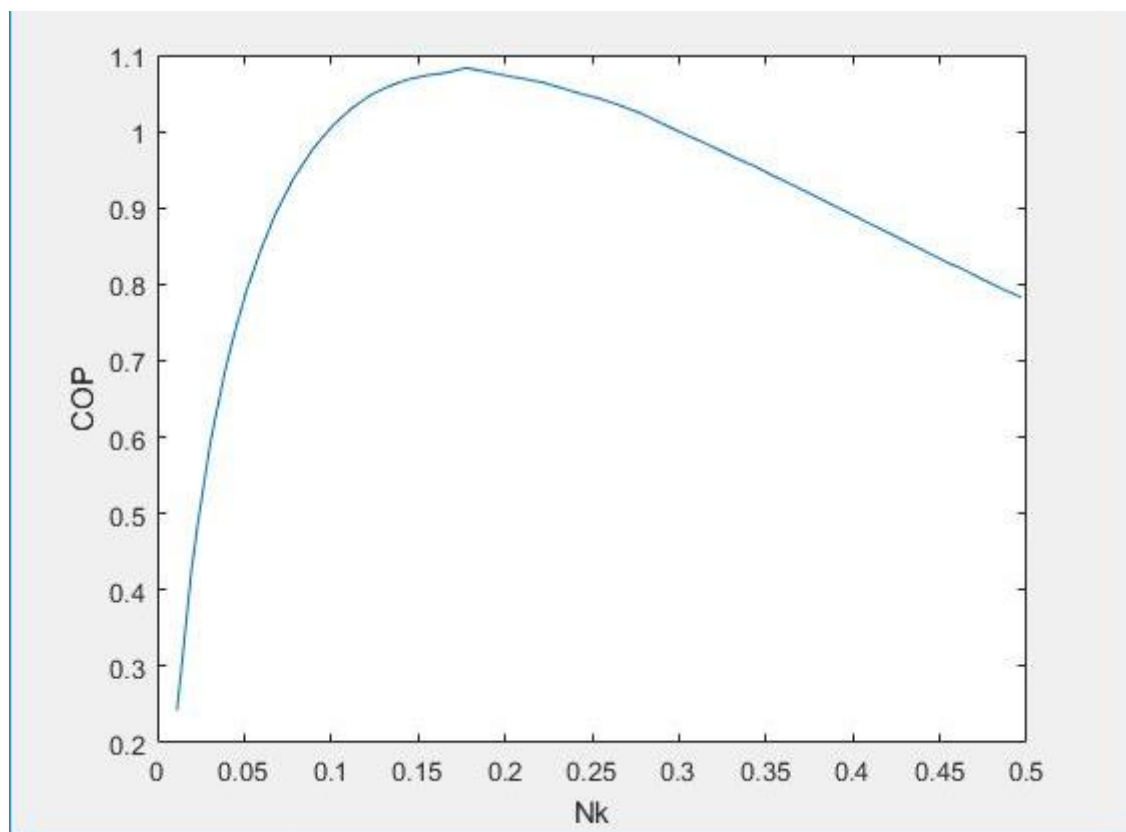


شکل (۴-۹): شماتیک سلول واحد سیستم تهویه ترموالکتریک هوا به هوا

یکی از اهداف آزمایش تجربی ، بررسی تاثیر نسبت هندسی عنصر در جریان الکتریکی ورودی بهینه است. به این هدف می توان با تحلیل نسبت رسانایی حرارتی به رسانایی همرفتی و رابطه آن با طراحی بهینه شده اشاره کرد. تست سه ماژول متفاوت آن هدف را اعتبارسنجی کرده و نزدیکترین ماژول به طراحی بهینه را نشان می دهد. شکل (۴-۱۰) و جدول (۴-۴) پیش بینی و مقایسه COP در مقابل N_K بین سه ماژول را زمان تثبیت نیروی ورودی در ۴,۵ وات نشان میدهد. منحنی پیش بینی شده را می توان با تثبیت نیروی ورودی و فرض تفاوت دمایی پایدار در اتصالات خلق کرد و سپس N_I به عنوان تابعی از N_K حل کرد. این فرض به بیان COP اجازه میدهد تا از N_I مستقل باشد که در سه ماژول تست شده می توان گنجاند. شکل نشان میدهد که ماژول ۲ بالاترین COP را دارد و به خاطر نزدیکترین مقادیر N_I و N_K به طراحی بهینه ، بهترین در میان سه ماژول تلقی می شود.

جدول (۴-۴) : مقایسه بین سه ماژول تست شده

ماژول	N_I	N_K	COP
۱	۰.۱۶۲	۰.۲۵۸	۱.۰۴۴
۲	۰.۱۹۹	۰.۱۸	۱.۰۸۵
۳	۰.۱۵۵	۰.۲۸	۱.۰۲۵

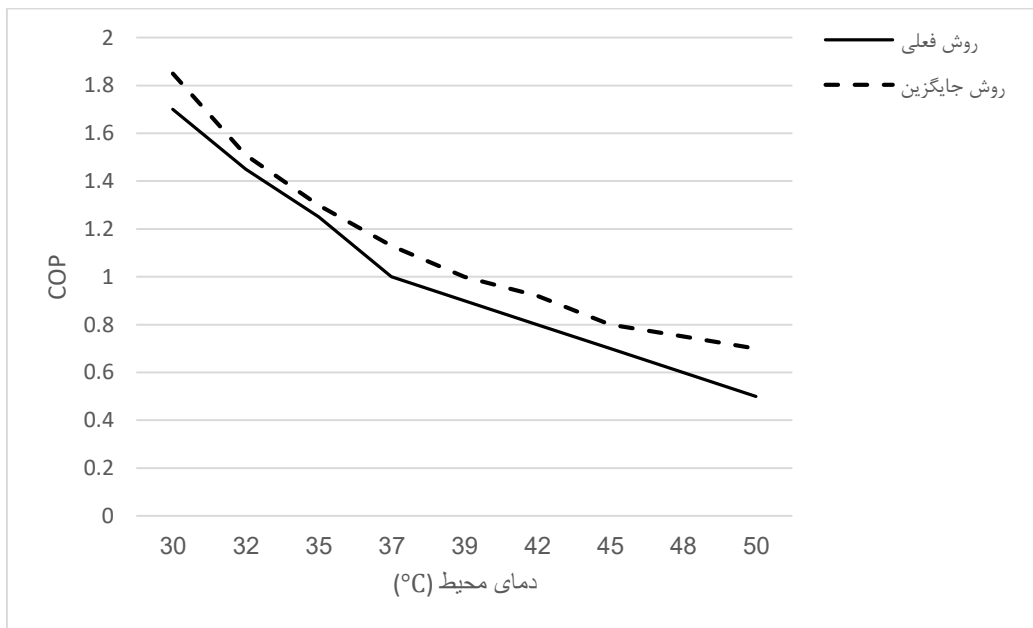


شکل (۴-۱۰): بازده برحسب عدد بی بعد هدایت

۳-۴ مطالعات پارامتری

۱-۳-۴ مقایسه ضریب عملکرد سیستم فعلی با سیستم جایگزین

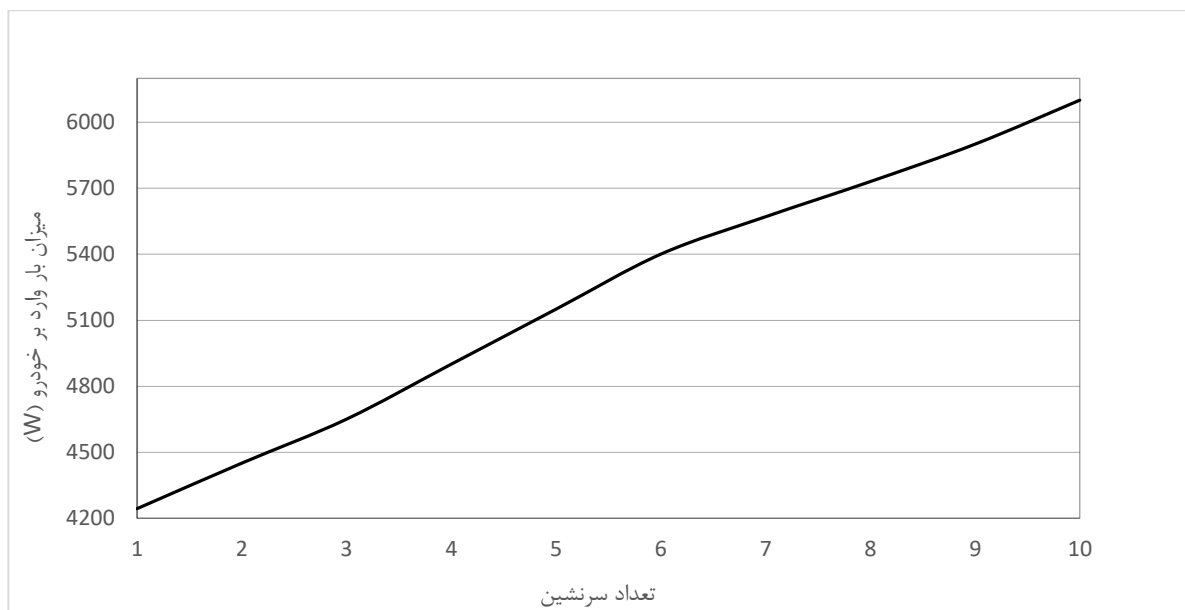
بر اساس بررسی های صورت گرفته بروی سیستم های تهویه اتومبیل ها، مشخص شد که برای مدلسازی این سیکل، ابتدا باید تک تک عوامل اصلی سیکل تبریدی خودرو یعنی کندانسور، کمپرسور و اواپراتور مدل سازی شود. با مدلسازی صورت گرسفه شده مشخص شد که هر چه دمای محیط افزایش یابد، توان مصرفی اجزای سیستم نیز افزایش می یابد. از طرفی هر چه دما افزایش یابد ضریب عملکرد سیستم تهویه خودرو کاهش می یابد. در واقع با افزایش ۱ درجه دمای محیط، ضریب عملکرد حدود ۳,۵ درصد کاهش می یابد. از آنجا که دمای محیط تاثیر قابل توجهی بروی ضریب عملکرد سیستم دارد، لذا ضریب عملکرد سیستم تهویه معمول خودرو را با سیستم تهویه جایگزین (ترموالکتریک) بر اساس دمای محیط بررسی می کنیم. این مقایسه در شکل (۴-۱۱) نشان داده می شود.



شکل (۴-۱۱) : مقایسه ضریب عملکرد روش فعلی و روش جایگزین

۴-۳-۲ تحلیل تعداد سرنشین بر میزان بار وارد شده بر خودرو

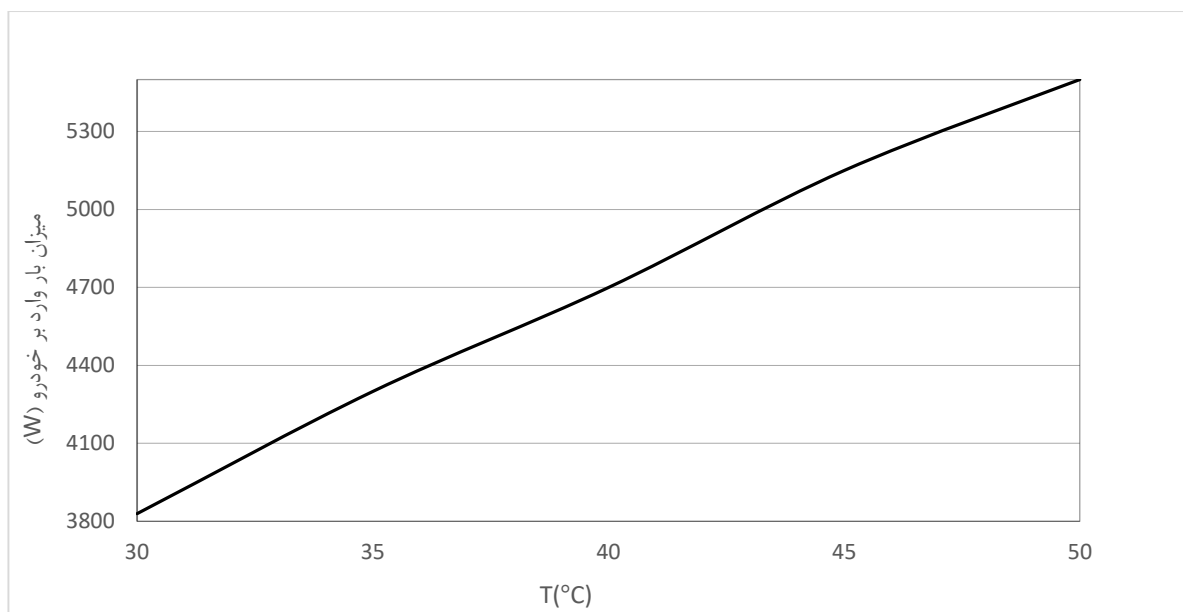
همان طور که در شکل (۴-۱۳) مشاهده می کنید با افزایش یا کاهش تعداد سرنشینان ، میزان بار وارد شده بر خودرو که طبق رابطه (۴-۶) محاسبه می گردد نیز تغییر می کند. ما در شکل (۴-۱۲) تعداد ده سرنشین را مورد بررسی قرار داده ایم.



شکل (۴-۱۲): نمودار میزان بار وارد بر حسب تعداد سرنشین

۴-۳-۳ تحلیل دمای محیط بر میزان بار وارد شده بر خودرو

در این پایان نامه ما دمای محیط را از ۳۰ درجه سانتی گراد الی ۵۰ درجه سانتی گراد (کمترین و بیشترین دمای محیط در ایران) در نظر گرفته ایم. همان طور که در شکل (۴-۱۳) مشاهده می کنید با افزایش دمای محیط ، میزان بار وارد بر خودرو نیز افزایش پیدا می کند.

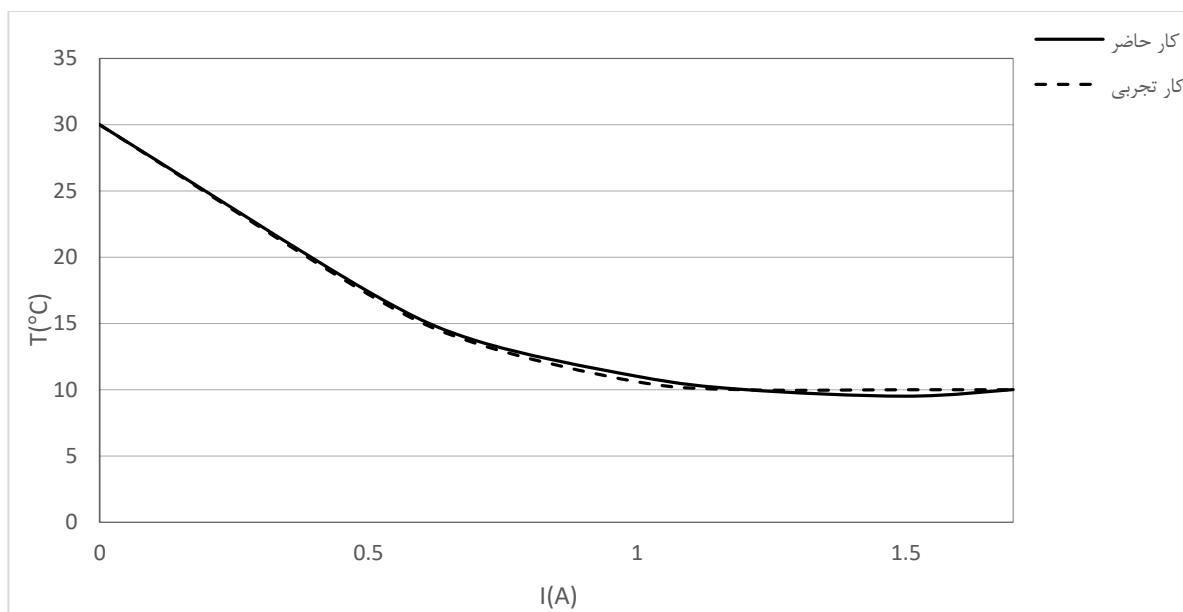


شکل (۱۳-۴): میزان بار وارده بر حسب دمای محیط

قابل ذکر است که داخل کابین نیاز به یک سلکتور جهت تعیین میزان جریان ورودی به سیستم ترموالکتریک می باشد. در هر صورت که میزان بار وارد بر خودرو تغییر کند با استفاده از سلکتور میتوان جریان ورودی به سیستم را تغییر داد.

۴-۳-۴ تحلیل دمای قسمت سرد ماژول نسبت به جریان عبوری

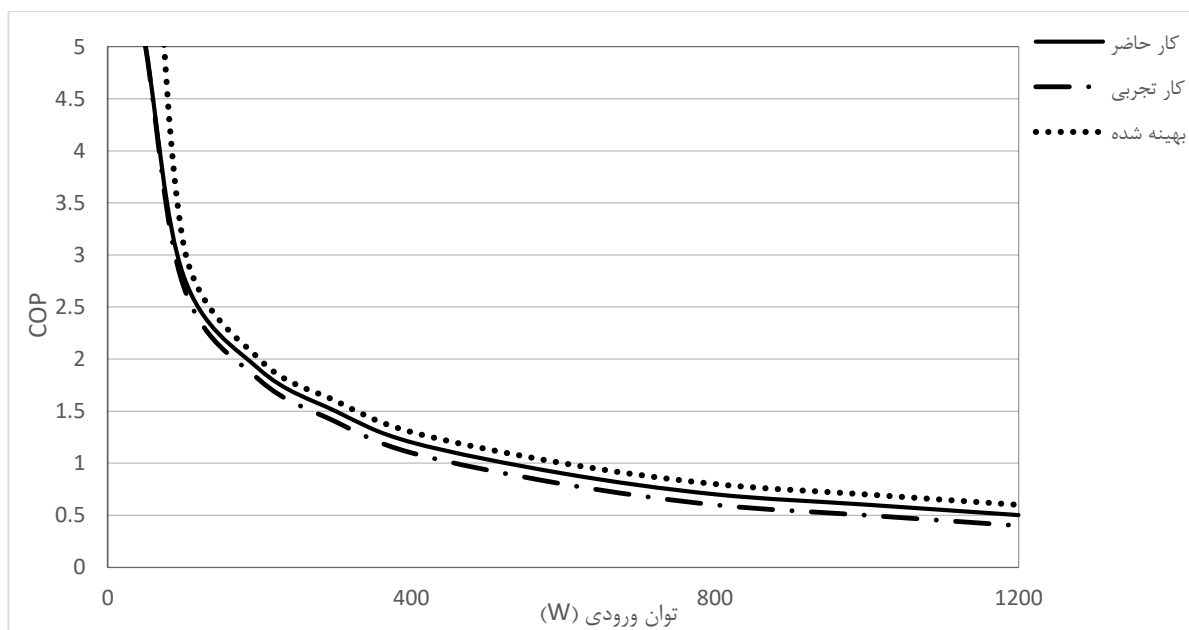
مدل تحلیلی اصلاح شده براساس شش معادله ایده آل اصلی (معادلات ۳-۸۸ تا ۳-۹۱) ساخته شده است که در آن مقاومت حرارتی بلوک آلومینیوم همراه با ابعاد هیت سینک تجاری و ماژول های ترموالکتریک در نظر گرفته می شود. حل این معادلات به ما امکان می دهد تا دمای دمایی سرد را بدست آوریم که می تواند با دماهای اتصال تجربی مقایسه شود. به طور کلی نتایج حاصل از شکل (۴-۱۴) ارتباط بسیار خوبی بین مدل تحلیلی و مدل تجربی را نشان می دهد.



شکل (۴-۱۴): دمای قسمت سرد مازول نسبت به جریان عبوری

۴-۳-۵ تحلیل ضریب عملکرد نسبت به توان ورودی

عملکرد نتایج تحلیلی سیستم تهویه ترموالکتریک را می توان با آزمایش مقایسه کرد که در شکل ۴-۱۵ نشان داده شده است. شکل (۴-۱۶) COP در مقابل توان ورودی برای هر دو مدل تحلیلی و تجربی را نشان می دهد. می توان نتیجه گرفت که معادلات پایه حرارت با خواص مؤثر مواد، عملکرد سیستم تهویه ترموالکتریک را بسیار خوب پیش بینی می کنند. علاوه بر این، این شکل بهبود عملکرد در هنگام برداشتن بلوک های آلومینیومی و استفاده از هیت سینک های بهینه شده را نشان می دهد. علاوه بر شکل، جدول ۴-۵ کار تجربی، کار حاضر و طراحی بهینه را با استفاده از هیت سینک های بهینه شده و بدون بلوک های آلومینیومی در قدرت ورودی ۴۰۰ وات مقایسه می کند.



شکل (۱۵-۴) : مقایسه COP

جدول (۵-۴) : مقایسه نتایج

	N_I	I(A)	N_K	COP_{Total}
نتایج تجربی	۰.۲۵۷	۰.۷۵۵	۰.۱۳۱	۱.۰۶
نتایج حاضر	۰.۲۵۷	۰.۷۶۱	۰.۱۳۱	۱.۱۱
نتایج بهینه شده	۰.۱۹۴	۰.۵۷	۰.۱۲۷	۱.۲۷

۴-۴ جمع بندی

با توجه به بررسی های انجام شده نتایج زیر حاصل گردید :

مقدار بارهای وارد بر خودرو برابر است با ۱۳۵۰۰ وات

۱- جهت طراحی به تعداد ۵۴ عدد ماژول نیاز می باشد

۲- بهینه سازی سیستم ترموالکتریک هوا به هوا با استفاده از بهینه کردن جریان ورودی

۳- بهینه سازی سیستم ترموالکتریک هوا به مایع با استفاده از بهینه کردن چاه حرارتی

۴- بازده سیستم ترموالکتریک هوا به هوا بهینه شده برابر است با ۱,۱

۵- بازده سیستم ترموالکتریک هوا به مایع بهینه شده برابر است با ۱,۶۸

۴-۶ پیشنهادات

در این قسمت جهت ادامه روند پژوهش پیشنهادهای زیر ارائه می گردد:

۱. جانمایی سیکل ترموالکتریک در داخل کابین
۲. بهینه سازی هیت سینک ها و استفاده از هندسه های دیگر
۳. بررسی اثر رطوبت بر روی سیستم حاضر

منابع و ماخذ

- ۱) اعتماد، سیدغلامرضا، رودپیما، شاپور، وفائی، مژگان. (۱۳۷۹). طراحی و شبیه سازی مبدلهای حرارتی فشرده؛ پنجمین کنگره ملی و چهارمین کنگره بین المللی مهندسی شیمی ایران ۱۳۷۹.
- ۲) زونتاگ - بورگناک - ون وایلن به اهتمام مهدی ثانی، رضا غرائی، یاشار مرادزاده؛ با همکاری مجمع علمی - پژوهشی دانشجویان مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز (۱۳۷۹) ، تشریح مسائل مبانی ترمودینامیک کلاسیک؛ نشر آشینا.
- ۳) گوردون جان ون وایلن-ریچارد ادوین ، مترجم حقیقی تاجور، حسن. (۱۳۷۹). مبانی ترمودینامیک کلاسیک ؛ مرکز نشر دانشگاهی..
- ۴) دکتر تقی لبتکار؛ دکتر سید رضا حسینی؛ مهندس مجتبی ضیایی (۱۳۸۰). کتاب درس فنی و تکنولوژی کارگاهی ، ویرایش اول. چاپ دوم.
- ۵) E. Hajidavalloo*, H. Eghtedari, "Performance improvement of air-cooled refrigeration system by using evaporatively cooled air condenser" International Journal of Refrigeration, 2010
- ۶) K. DavidHuangaSheng, ChungTzengbTzer, MingJengcWing, DingChiang" Air-conditioning system of an intelligent vehicle-cabin" Applied Energy Volume 83, Issue 6, June 2006, Pages 545-557
- ۷) K.MeieraC.KurtzaC.WeckerlebM.HubneraI.Bürger " Air-conditioning system for vehicles with on-board hydrogen" Applied Thermal Engineering Volume 129, 25 January 2018, Pages 1150-1159,
- ۸) ZeyuChen. RuiXiong.JiahuanLu.XinggongLi " Temperature rise prediction of lithium-ion battery suffering external short circuit for all-climate electric vehicles application" Applied Energy Volume 213, 1 March 2018, Pages 375-383
- ۹) Keenan JH, Neumann EP. A simple air ejector. J Appl Mech-T ASME, 64,75-81, 1942
- ۱۰) Rogdakis, ED., and Alexis, A., 2000. "Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system". Applied Thermal Engineering , 20(2), pp. 213-26
- ۱۱) Kairouani, L., Elakhdar, M., Nehdi, E., and Bouaziz, N., 2009. "Use of ejectors in a multi-evaporator refrigeration system for performance enhancement". International journal of Refrigeration, March, pp. 1-13
- ۱۲) yapipi R و Ersoy HK. performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model. energy convers manage (2005) 31:17-35
- ۱۳) Yu, J., Chen, H., Ren, Y., Li, Y., 2006. "A new ejector refrigeration system with an additional jet pump". Applied Thermal Engineering 26, pp. 312-319.
- ۱۴) Nakagawa, M., Takeuchi, H., 1998. "Performance of two-phase ejector in refrigeration cycle". In: Proceedings of 3rd Int'l Conf. on Multiphase Flow, France, pp. 1-8.

- ۱۵) Zheng, B., Weng, Y.W., 2010. "A combined power and ejector refrigeration cycle for low temperature heat sources". *Solar Energy* 84, pp. 784-791.
- ۱۶) Hong, D., Chen, G., Tang, L., He, Y., 2011. "A novel ejector-absorption combined refrigeration cycle". *International Journal of Refrigeration* 34, pp. 1596-1603.
- ۱۷) Al-Khalidy, N., 1998. "An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113". *International Journal of Refrigeration*, pp.617-625.
- ۱۸) Sun, D.W., 1999. "Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants". *Energy Conversion & Management* 40, pp. 873-884.
- ۱۹) Yu, J., Tian, G., Xu, Z., 2009. "Exergy analysis of Joule–Thomson cryogenic refrigeration cycle with an ejector". *Energy* 34, pp. 1864-1869.
- ۲۰) Yapici, R., 2008. "Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123". *Energy Conversion and Management* 49, pp. 953-961.
- ۲۱) Chen, J., Yan, Z., 1988. "Optimal performance of an endoreversible combined refrigeration cycle". *Journal of Applied Physics*. 63, pp. 4795-4798.
- ۲۲) Paliwoda .A, 1968, Experimental study on low-grade heat and solar enegy operated halocarbon vapour jet refrigeration system. *Trop stud IIR Bull*.
- ۲۳) باغبانی ، مجتبی ، زهره شمس ، مهران عامری ، ۱۳۸۸ ، مطالعه عملکرد اجکتور در سیکل تبرید اجکتوری ، تهران
- ۲۴) DeFrate, L. A., and A. E. Hoerl, "Optimum Design of Ejectors Using Digital Computers," *Chem. Eng. Prog. Symp. Series*, 21.(1959)
- ۲۵) Kim, H. D., T. Setoguchi, S. Yu, and S. Raghunathan, "Navier-Stokes Computations of the Supersonic Ejector-Diffuser System with a Second Throat," *J. Therm. Sci.*(1999), 8, 2.
- ۲۶) آلتهاوس، ترن کویست و براچیانو، "اصول نوین سردکننده ها"، ویرایش اول، ترجمه سپانوس سلیمانی و پرویز زمانی. ، انتشارات دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، جلد چهارم، ۱۳۷۷
- ۲۷) S. M. Ali and A. Chakraborty (2015), "Thermodynamic modelling and performance study of an engine waste heat driven adsorption cooling for automotive airconditioning," *Applied Thermal Engineering*, vol. 90, pp. 54-63,
- ۲۸) Y. Liu and K. Leong (2008), "Numerical modeling of a zeolite/water adsorption cooling system with non-constant condensing pressure," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 35, pp. 618-622,
- ۲۹) H. Chua, K. Ng, W. Wang, C. Yap, and X. Wang (2004), "Transient modeling of a two bed silica gel–water adsorption chiller," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 659-669,
- ۳۰) H. Niazmand and I. Dabzadeh (2012), "Numerical simulation of heat and mass transfer in adsorbent beds with annular fins," *international journal of refrigeration*, vol. 35, pp. 581-593
- ۳۱) L. Zhang (2000), "A three-dimensional non-equilibrium model for an intermittent adsorption cooling system," *Solar energy*, vol. 69, pp. 27-35

- ۳۲) R. Musta, E. Helerea – parameters and models of the vehicle thermal comfort-acta universitatis sapientiea electrical and mechanical engineering-2009
- ۳۳) A. Alahmer, M. Abdelhamid, M. Omar – design for thermal sensation and comfort states in vehicles cabin – Elsevier – 2011
- ۳۴) S
- ۳۵) Riffat, S. B., Omer, S. A., & Ma, X. (2001). A novel thermoelectric refrigeration system employing heat pipes and a phase change material: an experimental investigation. *Renewable Energy*, 23(2), 313-323.
- ۳۶) Chein, R., & Huang, G. (2004). Thermoelectric cooler application in electronic cooling. *Applied Thermal Engineering*, 24(14-15), 2207-2217
- ۳۷) Minnich, A., Dresselhaus, M. S., Ren, Z. F., & Chen, G. (2009). Bulk nanostructured thermoelectric materials: current research and future prospects. *Energy & Environmental Science*, 2(5), 466-479.
- ۳۸) Liu, H., Shi, X., Xu, F., Zhang, L., Zhang, W., Chen, L., ... & Snyder, G. J. (2012). Copper ion liquid-like thermoelectrics. *Nature materials*, 11(5), 422.
- ۳۹) Hamid Khayyam “ Adaptive intelligent control of vehicle air conditioning system” Applied Thermal Engineering Volume 51, Issues 1–2, March 2013, Pages 1154-1161
- ۴۰) Cherkez, R. (2012). Theoretical studies on the efficiency of air conditioner based on permeable thermoelectric converter. *Applied Thermal Engineering*, 38, 7-13
- ۴۱) Gouws, R., & Eilers, H. (2013). A review on thermoelectric cooling modules: Installation design, performance and efficiency. *Scientific Research and Essays*, 8(13), 485-492.
- ۴۲) Ma, M., & Yu, J. (2014). An analysis on a two-stage cascade thermoelectric cooler for electronics cooling applications. *International Journal of Refrigeration*, 38, 352-357.
- ۴۳) Chen Yue, Fengqi You, Ying Huang “ Thermal and economic analysis of an energy system of an ORC coupled with vehicle air conditioning” International Journal of Refrigeration Volume 64, April 2016, Pages 152-167

۴۴) محمد حسن شجاعی فرد؛ غلامرضا مولایی منش؛ علی یارمحمدی؛ سینا چنگیزیان " ارائه یک مدل حرارتی کوپل شده برای چرخه تبرید و کابین اولین محصول مبتنی بر پلتفرم ملی خودرو " نشریه مهندسیین مکانیک امیرکبیر ۱۳۹۶

- ۴۵) Al-Kaby, R. N. M. Study Of Thermal Performance of Thermoelectric Cooling System. *Mechanical Department, Babylon University-College of Engineering*.
- ۴۶) Alaa Atar" Studying the Optimum Design of Automotiv Thermoelectric Air Conditioning “ 2015). *Dissertations*. 1163

- ۴۷) ابراهیم حاجی دولو ، فرزانه ویسی " مدل سازی و شبیه سازی سیکل تبرید تراکمی " مجموعه مقالات سومین کنفرانس بین المللی گرمایش ، سرمایش و تهویه مطبوع ، ۱۳۹۰
- ۴۸) Phelan, P. E., Chiriach, V. A., & Lee, T. Y. (2002). Current and future miniature refrigeration cooling technologies for high power microelectronics. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 25(3), 356-365.
- ۴۹) Bell, L. E. (2008). Cooling, heating, generating power, and recovering waste heat with thermoelectric systems. *Science*, 321(5895), 1457-1461.
- ۵۰) B. Paul Vinofer, S.Rajakumar." COOLING LOAD CALCULATION AND DESIGN OF AIR CONDITIONING SYSTEM IN AUTOMOBILE " International Journal of Research in Social Sciences And Humanities,2016
- ۵۱) Ashree Handbook , heating and ventilating and air conditioning applications,2015
- ۵۲) ابراهیم حاجی دولو ، فرزانه ویسی " مدل سازی و شبیه سازی سیکل تبرید تراکمی " مجموعه مقالات سومین کنفرانس بین المللی گرمایش ، سرمایش و تهویه مطبوع ، ۱۳۹۰
- ۵۳) ABDULMUNAEM ELARUSI, ALAA ATTAR, and HOSUNG LEE "Optimal Design of a Thermoelectric Cooling/Heating System for Car Seat Climate Control (CSCC)" Journal of ELECTRONIC MATERIALS, Vol. 46, No. 4, 2017