

بهینه‌سازی مبادله‌کن گرمایی فشرده باتری ولتاژ بالای خودروی هیبریدی به‌منظور افزایش توان گرمایی و کاهش جرم

سید عبدالله موسوی*، مربی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران، Samousavi@tvu.ac.ir

چکیده

در مطالعه حاضر سامانه مدیریت گرمایی باتری ولتاژ بالای خودروی هیبریدی با استفاده از مدل جدید دارای جزئیات هندسی مبادله‌کن گرمایی (رادیاتور) باتری در نرم‌افزار GT-SUITE مدل‌سازی و نتایج مدل با نتایج تست خودرو صحت‌گذاری شده است. سپس مشخصات بهینه مبادله‌کن گرمایی با هدف افزایش توان گرمایی و کاهش جرم مبادله‌کن گرمایی بررسی شده است. عوامل تعداد، طول، ارتفاع لوله‌ها و گام پره برای بهینه‌سازی مبادله‌کن گرمایی انتخاب و بهینه‌سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک برای ۱۵ نسل با جمعیت اولیه ۱۶ مورد انجام شد. با توجه به تعارض اهداف مدنظر، نمودار پارتو بهترین نتایج ارائه شد که هر کدام از طرح‌ها می‌تواند جواب بهینه باشد. نتایج نشان داد با در نظر گرفتن طرح با کمینه جرم، جرم مبادله‌کن گرمایی ۵۵٪ نسبت به طرح پایه کاهش و توان انتقال گرمای میانگین ۴/۱٪ بهبود می‌یابد. با هدف بیشینه توان انتقال گرما، انتقال گرمای میانگین ۱۱٪ و جرم مبادله‌کن گرمایی ۲۶٪ نسبت به طرح پایه افزایش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: خودروی هیبریدی، مبادله‌کن گرمایی، الگوریتم ژنتیک، باتری ولتاژ بالا، باتری لیتیوم - یون، مدیریت گرمایی.

Optimization of the hybrid vehicle high voltage battery compact heat exchanger in order to increase the thermal power and reduce the mass

S. A. mousavi Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran

Abstract

In the present study, the high voltage battery thermal management system in hybrid vehicle was simulated using a new model with geometrical details of the heat exchanger in GT-SUITE software, and the model results were validated by the vehicle test results. Then the optimization of the heat exchanger was carried out to increase the thermal power and reduce the mass of the heat exchanger. Optimizing the heat exchanger, the factors of number, length, height of tubes, and pitch of the fins were selected. Optimization was done by genetic algorithm for 15 generations with an initial population of 16 cases. According to the conflict of the considered goals, the Pareto diagram of the best results was presented, and each design can be achieved the optimal solution according to the conditions. The results showed that considering the design with the minimum mass, the mass of the heat exchanger is reduced by 55% compared to the basic design, and the average heat transfer power is improved by 4.1%. With the aim of achieving maximum heat transfer power, heat transfer increases by 11%, and heat exchanger mass increases by 26% compared to the basic design.

Keywords: Hybrid vehicle, heat exchanger, genetic algorithm, high voltage battery, lithium-ion battery, thermal management.

۱- مقدمه

مبادله‌کن‌های گرمایی برای انتقال انرژی گرمایی یک سیال به سیال دیگر، به طور گسترده در صنایع فرآیندی و بخش‌های انرژی مورد استفاده قرار می‌گیرند [۱]. مبادله‌کن‌های گرمایی در بسیاری از کاربردهای مهندسی مانند آب گرم‌کن‌ها، سامانه‌های تبرید، موتورهای بخار، سامانه‌های تهویه مطبوع، نیروگاه‌ها، سامانه‌های فرآوری مواد غذایی و فرآیندهای شیمیایی استفاده می‌شوند [۲]. با افزایش توان خروجی در کاربردهای مختلف نیاز به مدیریت گرمایی نیز افزایش می‌یابد و این امر با استفاده از مبادله‌کن بزرگ‌تر قابل دستیابی است، اما کاهش هزینه‌ها و بهبود کارایی در بهینه‌سازی مبادله‌کن‌ها و فشرده‌سازی آن‌ها باید مورد توجه قرار بگیرد [۳]. دردهه‌های اخیر افزایش هزینه انرژی و مواد اولیه، باعث نیاز به طراحی مبادله‌کن‌های گرمایی کارآمدتر شده و از بزرگ‌کردن بیش از حد این دستگاه‌ها جلوگیری می‌شود. برای رسیدن به این هدف مدل‌های مختلف برای پیش‌بینی عملکرد و بهینه‌سازی از نظر نرخ انتقال گرما و افت فشار ایجاد شده است [۴]. معمولاً ارزیابی مبادله‌کن‌های گرمایی در آزمایشگاه ترجیح داده می‌شود ولی انجام بهینه‌سازی با روش

آزمایشگاهی خسته کننده، وقت‌گیر و پرهزینه است. استفاده از مدل‌سازی روشی مناسب برای بهینه‌سازی مبادله‌کن‌های گرمایی است [۵].

امروزه مزایای برقی‌سازی قوای محرکه کارخانه‌های خودروسازی را به سمت تولید خودروهای برقی و هیبریدی سوق داده است تا نتایج قابل قبول کارایی، مصرف سوخت و راحتی سرنشینان را بدست آورند. یکی از چالش‌های تولید این خودروها مدیریت گرمایی اجزا مختلف است که نقش اساسی در بازدهی این خودروها ایفا می‌کند و دلیل تمرکز طراحان بر توسعه سامانه‌های مدیریت گرمایی نسل جدید است [۶-۸]. در این خودروها با توجه به چیدمان سامانه مدیریت گرمایی از مبادله‌کن‌های گرمایی متعدد در جلوی خودرو استفاده می‌شود. بسیاری از محققان مطالعات مختلف بهینه‌سازی برای دستیابی به کوچک‌سازی، توان گرمایی بالا و هزینه کم مبادله‌کن‌ها انجام داده اند [۹]. برای مثال شاه و همکار مصرف سوخت یک خودرو با موتور احتراقی را با استفاده از بهینه‌سازی مبادله‌کن گرمایی (آرایش و شکل لوله‌ها، جنس پره‌ها) ۸/۸٪ و بازدهی گرمایی ترمزی را ۲۳/۱۶٪ بهبود بخشیدند [۱۰].

* نویسنده‌گان مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: Samousavi@tvu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۵/۲۱

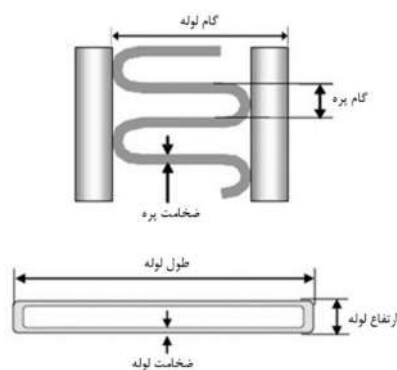
تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۱۰/۱۰

$$PEC = \frac{NU/NU_{ref}}{(f/f_{ref})^{1/3}} \quad (1)$$

اکباز و همکاران در معیاری شبیه معیار قبلی، بجای عدد ناسلت ضریب کولبرن را قرار داده و از عبارت زیر برای تعیین حالت بهینه استفاده کردند[۱۸].

$$PEC = \frac{j/j_{ref}}{(f/f_{ref})^{1/3}} \quad (2)$$

جینگ و همکاران ضریب کولبرن و ضریب اصطکاک را به عنوان تابع هدف مساله بهینه‌سازی چند هدفه مبادله‌کن گرمایی لوله-پره در نظر گرفتند و در نهایت مجموعه جواب‌های بهینه پارتو را ارائه کردند[۵]. منا و همکاران بیشترین توان انتقال گرما را به عنوان تابع هدف بهینه-سازی مبادله‌کن گرمایی در نظر گرفتند[۱۹]. لیو و همکاران حداکثر انتقال گرما را برای بهینه‌سازی و پیشنهاد پره جدید استفاده کردند[۱۳]. در مطالعه حاضر بهینه‌سازی با اهداف افزایش توان انتقال گرما و حداقل جرم مبادله‌کن گرمایی انجام شده است.



شکل ۱- مشخصات هندسی مدنظر لوله و پره یک مبادله‌کن گرمایی فشرده

۲- الگوریتم ژنتیک

ایده اصلی الگوریتم ژنتیک بهینه‌سازی با استفاده از اکتشاف، جهش و انتخاب بر اساس کیفیت مد نظر بهینه‌سازی است. این روش با توجه به قابلیت‌ها برای مسایل صنعتی بسیار مفید است زیرا می‌تواند مسایلی کاملاً غیرخطی و اهداف متعدد را در مسایل واقعی حل کند. توانایی الگوریتم ژنتیک به عنوان یک ابزار قدرتمند در بررسی‌های مختلف ثابت شده است. الگوریتم ژنتیک از فرآیند تکامل موجودات الهام گرفته است. نسل‌های ضعیف با خطر انقراض مواجه هستند در صورتی که نسل‌های قوی فرصت بیشتری برای انتقال ژن خود به نسل‌های جدید دارند. با اجرای مناسب چند مرحله‌ای بعد از چند نسل، گونه‌های بهینه مشخص می‌شوند. با این روش جواب‌های نزدیک به حالت بهینه مشخص می‌شود[۲۰]. در تحقیقات زیادی توانایی الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی نشان داده شده است[۵، ۲۱-۳۰]. الگوریتم ژنتیک به طور گسترده در مسائل بهینه‌سازی مختلف مانند کارایی پروانه‌های کمپرسور گریز از مرکز[۳۱]، بهینه‌سازی طراحی موتور الکتریکی[۳۲]، پارامترهای باتری لیتیوم-یون[۳۳]، رادیاتور با پره‌های لووردار[۱۹] و موارد بسیار دیگر استفاده شده است.

در صنعت خودرو از مبادله‌کن‌های گرمایی لوله-پره استفاده می‌شود که بیشتر به دلیل فشرده بودن، بازده گرمایی بالا و وزن سبک آن‌ها است. مطالعات قبلی نشان داده است که پارامترهای هندسی و جریان در سیالات داخل و سیال بیرون لوله‌ها، تاثیر قابل توجهی بر انتقال گرمایی این مبادله‌کن‌ها دارد[۱۱، ۲]. بسیاری از مبادله‌کن‌های گرمایی لوله-پره با سطوح گسترش‌یافته به صورت فشرده ساخته می‌شوند. معیار فشردگی نسبت سطح به حجم است و برای مبادله‌کن‌های با سیال داخلی گاز و مایع به ترتیب ۷۰۰ و ۴۰۰ مترمربع بر مترمکعب در نظر گرفته می‌شود[۱۲، ۱۳]. نقاط قوت یک مبادله‌کن می‌تواند فشرده بودن، سبکی و کاهش هزینه‌های تولید و به طور همزمان دستیابی به عملکرد انتقال گرمایی بالا با افت فشار کم باشد[۴]. به دلیل خواص انتقال گرمایی ضعیف سمت هوا، مقاومت گرمایی مبادله‌کن‌های هواخنک بالا است و حدود ۸۰ درصد از مقاومت گرمایی کلی به سمت هوا مربوط می‌شود که عملکرد مبادله‌کن گرمایی را به صورت قابل توجهی کاهش می‌دهد و باید ضریب انتقال گرمایی سمت هوا با استفاده از روش‌هایی افزایش یابد. پره‌ها برای بهبود عملکرد گرمایی با هدف افزایش ضریب کولبرن و حداقل ضریب اصطکاک استفاده می‌شوند. پره‌ها در مبادله‌کن‌های گرمایی می‌توانند مساحت انتقال گرما را ۵ تا ۱۲ برابر مساحت اولیه افزایش دهند و پره‌های لووردار می‌توانند ضریب انتقال گرما را ۲ تا ۴ برابر پره‌های ساده افزایش دهند[۵]. بررسی‌ها نشان می‌دهد پره‌های لووردار بهترین عملکرد را در بین پره‌ها دارند. استفاده از لوورها بدلیل اختلال در ایجاد لایه مرزی، انتقال گرما را افزایش می‌دهد اما باعث افت فشار بیشتر نیز می‌شود[۱۴]. عملکرد مبادله‌کن گرمایی لوله-پره تا حد زیادی تحت تاثیر هندسه آن مانند تعداد، قطر، طول و ضخامت لوله‌ها، ضخامت و گام پره‌ها است، بنابراین انجام بهینه‌سازی روی چنین پارامترهایی می‌تواند عملکرد را به صورت قابل توجهی بهبود ببخشد. محققان بسیاری اثرات پارامترهای هندسی بر عملکرد مبادله‌کن‌های گرمایی را بررسی کرده‌اند. برای لوله تعداد، طول، عرض و ضخامت مشخصات هندسی را تعیین می‌کند. مشخصات هندسی پره‌ها شامل گام، ضخامت و عمق پره، طول، زاویه و ارتفاع لوورها می‌باشد. پارامترهای هندسی مورد بررسی در این مطالعه، برای لوله و پره‌های مبادله‌کن گرمایی مورد استفاده در خودروها در شکل ۱ نشان داده شده است.

بچمن و همکاران برای ساده سازی طراحی یک مبادله‌کن لوله-پره لووردار شش پارامتر هندسی بدون بعد شامل نسبت اندازه طول به گام پره، عمق پره، زاویه لوور، گام لوور، طول لوور، ارتفاع کانال را معرفی کردند. ضخامت پره و لوله ثابت در نظر گرفته شده است، زیرا این پارامترها عمدتاً به جنبه‌های ساختاری مانند فشار سیال درون لوله‌ها بستگی دارد، هرچند به طور کلی هرچه ضخامت نازک‌تر باشند، مقاومت گرمایی و آیرودینامیکی کمتر است[۱۵]. بلاگین و همکاران کاهش جرم و افزایش راندمان پره رادیاتور را برای انتخاب حالت بهینه پره‌ها بررسی کردند. شرط قبولی هر طرح جدید حفظ حداکثر دمای عملیاتی در محدوده قابل قبول (نه بالاتر از نمونه اولیه) در نظر گرفته شده است[۱۶]. خان‌محمدی و همکاران ۴ طرح لوله مبادله‌کن گرمایی را با استفاده از معیارهای ارزیابی ارائه شده (فرمول شماره ۱) نسبت به مدل پایه مقایسه کردند. در این ارزیابی هدف افزایش انتقال گرما نسبت به افزایش اصطکاک است[۱۷].

۳- سامانه مدیریت گرمایی باتری، مدل سازی و تایید

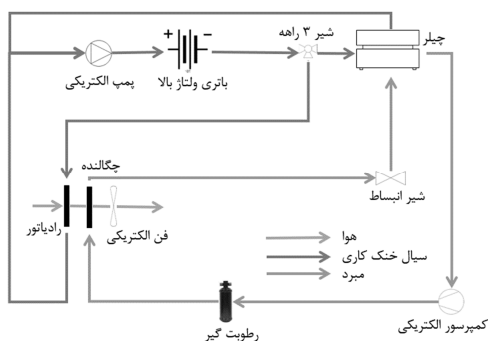
نتایج

۳-۱- سامانه مدیریت گرمایی باتری ولتاژ بالا

هدف اصلی سامانه مدیریت گرمایی باتری دستیابی بهینه به شرایط مناسب برای باتری در شرایط مختلف آب و هوایی و رانندگی است. سامانه مدیریت گرمایی باتری شامل پمپ الکتریکی، شیر برقی ۳ راهه، سردکن (چیلر)، مبادله کن گرمایی (رادیاتور)، مخزن انبساط و لوله های اتصال می باشد. مسیر میرد از یک کمپرسور الکتریکی، چگالنده، رطوبت گیر، شیر انبساط و چیلر تشکیل شده است. برای خنک کاری باتری پمپ فعال شده و سیال با عبور از باتری به سمت شیر ۳ راهه ارسال می شود. با توجه به استراتژی کنترل و شرایط دمایی واحد کنترل یکی از مسیرهای سمت رادیاتور یا چیلر فعال می شود. در مسیر رادیاتور سیال با عبور از رادیاتور مجدداً به قبل از پمپ می رسد. در مسیر چیلر نیز بعد از خنک کاری سیال عبوری توسط میرد، مجدداً سیال به قبل پمپ می رسد. فعال شدن فن الکتریکی و کمپرسور نیز توسط واحد کنترل و استراتژی تعریف شده انجام می شود. سامانه مدیریت گرمایی باتری خودرو هیبریدی در شکل ۲ نشان داده شده است.

۳-۲- مدل سازی سامانه مدیریت گرمایی

سامانه مدیریت گرمایی باتری در نرم افزار GT-SUITE مدل سازی شده است و معادلات حاکم، مدل کلی و مدل اجزا مورد استفاده، استراتژی کنترل، الگوی بار گرمایی باتری و سایر موارد به طور کامل در کار قبلی [۳۸] آمده است. در مطالعه حاضر رادیاتور باتری با جزئیات مشخصات هندسی لوله و پره ها مدل سازی و در مدل پایه جایگزین نتایج تجربی قبلی شده است تا با توجه به جزئیات جدید بهینه سازی رادیاتور باتری قابل انجام باشد. سیال خنک کاری باتری، مخلوط اتیلن گلیکول-آب ۵۰٪ و میرد از نوع گاز R134a است.



شکل ۲- سامانه مدیریت گرمایی باتری

۳-۳- مدل سازی مبادله کن گرمایی (رادیاتور باتری) با

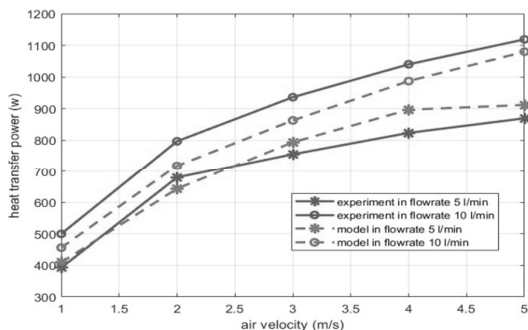
جزئیات مدنظر

توان گرمایی مبادله کن گرمایی با مشخصات هندسی آن مانند تعداد و اندازه لوله ها و پره ها رابطه دارد. برای مدل سازی توان مبادله کن گرمایی از روش ϵ -NTU استفاده می شود.

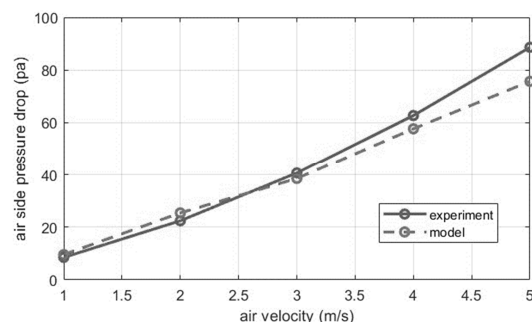
مبادله کن های گرمایی به صورت گسترده در صنعت استفاده می شوند و بهینه سازی آن ها یک حوزه کلیدی و مهم در تحقیقات است. برای استخراج پارامترهای بهینه طراحی مبادله کن های گرمایی که اهداف منفرد یا چندگانه را برآورده می کنند، از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است [۹]. سایجال و همکاران بهینه سازی چند هدفه یک مبادله کن گرمایی پوسته-لوله به منظور دستیابی به حداکثر انتقال گرما و حداقل افت فشار را با استفاده از روش تاگوچی، ازدحام ذرات و الگوریتم ژنتیک انجام دادند. نتایج الگوریتم ژنتیک در مقایسه با دو روش دیگر بهتر بود [۳۴]. زی و همکاران بهینه سازی مبادله کن گرمایی را با استفاده از الگوریتم ژنتیک با تابع هدف حداقل حجم و هزینه سالانه انجام دادند [۲۸]. برای مسائلی با پیچیدگی متوسط به بالا (مسائلی با سه یا چند متغیر مستقل، برای مسائل چندوجهی و مسائل غیر خطی)، الگوریتم ژنتیک جواب قابل قبولی ارائه می دهد [۳۵]. در پژوهشی دیگر بهینه سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک برای پارامترهای طراحی شامل سرعت کمپرسور، نسبت تراکم، دمای هوای تخریک، دمای فوق داغ، سرعت جریان هوا، ظرفیت خنک کاری، دمای هوای چگالنده، جریان هوای عبوری چگالنده و دمای مادون سرد با دامنه مشخص شده انجام شد [۲۰]. ساو و همکاران با استفاده از رویکرد الگوریتم ژنتیک چند هدفه بهینه سازی یک مبادله کن پوسته-لوله با بافل پیچشی را انجام دادند [۳۶]. جیکوب و همکاران از الگوریتم ژنتیک برای بهینه سازی پره های خنک کننده یک موتور با استفاده از متغیرهای ضخامت، طول، تعداد پره و سرعت جریان هوای عبوری استفاده کردند [۳۷]. عاصف و همکاران از الگوریتم ژنتیک برای به حداقل رساندن هزینه کلی مالکیت استفاده کردند [۳۸]. تانگ و همکاران بهینه سازی یک مبادله کن گرمایی را به منظور دستیابی به حداکثر انتقال گرما با حداقل افزایش ضریب اصطکاک با استفاده از الگوریتم ژنتیک انجام دادند [۳۹]. جینگ و همکاران با استفاده از روش های مبتنی بر الگوریتم ژنتیک، بهینه سازی یک مبادله کن گرمایی لوله-پره سامانه تهویه مطبوع را انجام دادند [۵]. صادق زاده و همکاران با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه سازی یک مبادله کن گرمایی پوسته-لوله را با استفاده از بهینه سازی چندهدفه انجام دادند و مجموعه ای از راه حل های بهینه را ارائه کردند [۲۶]. کایو و همکاران نیز از الگوریتم ژنتیک چند هدفه برای طراحی مبادله کن گرمایی استفاده کردند [۳۶]. ژانگ و همکاران با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه سازی چند هدفه یک مبادله کن گرمایی با متغیرهای سرعت هوای ورودی و شکل لوله های مبادله کن را انجام دادند [۴۰]. کولاکو و همکاران با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه سازی مبادله کن گرمایی دو لوله با بافل سوراخ دار را انجام دادند و عملکرد گرمایی را حداکثر و اصطکاک را به حداقل رساندند [۴۱]. هو و همکاران برای افزایش انتقال گرمای مبادله کن از الگوریتم ژنتیک برای بهینه سازی چند هدفه استفاده کردند [۴۲]. صنایع و همکارش چگالنده یک خودرو را با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه سازی کردند و در نتیجه نرخ انتقال گرما ۷/۱٪ افزایش و افت فشار مدار ۹۶٪ کاهش پیدا کرد [۴۳].



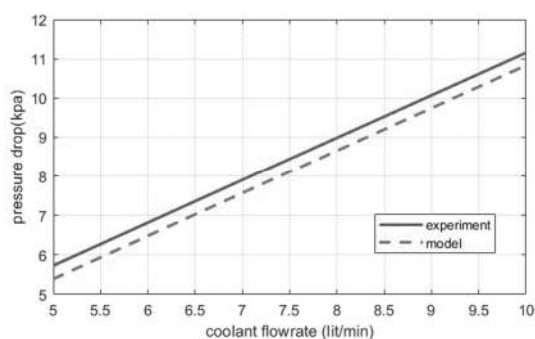
شکل ۴- مبادله‌کن گرمایی باتری استفاده شده در خودرو



شکل ۵- نمودار تجربی و محاسبه شده عملکرد گرمایی رادیاتور



شکل ۶- نمودار افت فشار تجربی و محاسبه شده سمت هوا



شکل ۷- نمودار افت فشار تجربی و محاسبه شده سمت سیال خنک کاری

با استفاده از روابط ارائه شده در قسمت قبل رادیاتور باتری مدل سازی شد. نتایج مدل سازی برای توان گرمایی، مقادیر افت فشار سمت هوا و سیال خنک کاری به ترتیب دارای خطای میانگین ۳/۶، ۷/۱۰، ۳۹/۴ درصد و بیشینه خطای پیش بینی ۸/۹، ۵/۱۴ و ۹/۵ درصد است. مشخصات توان گرمایی و افت فشار سمت هوا و سیال خنک کاری تجربی و محاسبه شده این رادیاتور در شکل های ۵-۷ آمده است. تست در شرایط رانندگی واقعی و در حالت تمام برقی و با موتور احتراقی خاموش در دمای هوای محیط ۲۴ درجه سلسیوس انجام شد.

$$Q_{hx} = \varepsilon C_{min} (T_{hot-i} - T_{cool-i}) \quad (3)$$

ضریب بازدهی (ε) برای مبادله‌کن‌های گرمایی تک فاز جریان عمودی با سیال غیر مخلوط شونده از فرمول زیر محاسبه می‌شود [۴۵، ۴۴].

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{1}{C} NTU^{0.22} \left[\exp^{-C NTU^{0.78}} - 1\right]\right] \quad (4)$$

که برای محاسبه نسبت ظرفیت گرمایی (C)، باید ظرفیت گرمایی هر دو سیال محاسبه شده و مقدار کوچک‌تر بر مقدار بزرگ‌تر تقسیم شود.

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (5)$$

برای محاسبه تعداد واحد انتقال (NTU) از فرمول زیر استفاده می‌شود که تابع مقاومت گرمایی همرفتی سمت سیال خنک کاری، مقاومت گرمایی رسانش لوله و پره و مقاومت گرمایی همرفتی سمت هوا است [۱۹].

$$\frac{1}{NTU} = \left(\frac{1}{hA}\right)_{air} + R_{th} + \left(\frac{1}{hA}\right)_{coolant} \quad (6)$$

برای محاسبه ضریب انتقال گرما همرفتی سمت هوا از رابطه زیر استفاده می‌شود.

$$h_{air} = \frac{j}{pr^{1/3}} C_p \rho V \quad (7)$$

که برای محاسبه ضریب کولبرن برای سمت سیال هوا از رابطه ارائه شده زیر استفاده می‌شود و سایر متغیرها طبق اطلاعات موجود در شبیه سازی مشخص است [۴۶].

$$j = Re^{-0.49} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.14} \times \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-0.29} \left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0.23} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.28} \left(\frac{F_c}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (8)$$

برای محاسبه سطح انتقال گرمای سمت سیال خنک کاری و هوا، ضریب اصطکاک (فانینگ) سمت هوا و سمت سیال از روابط ارائه شده در مراجع [۴۷، ۴۸، ۱۹] استفاده شده است و به دلیل وجود روابط با تعداد زیاد و همچنین ارایه شفاف در مراجع از تکرار ارائه روابط خودداری می‌شود.

۳-۴- دستگاه آزمایش و صحنه گذاری نتایج

نمونه اولیه خودروی دنا هیبرید پلاگین در شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو طراحی و ساخته شده است. از نتایج تست این خودرو در حالت تمام برقی برای اعتبارسنجی الگوی سامانه مدیریت گرمایی باتری و رادیاتور باتری استفاده می‌شود.

مدل سازی رادیاتور با استفاده از مشخصات هندسی (اندازه کلی، جزئیات لوله‌ها، پره‌ها و لوورها) در نرم افزار GT-SUITE انجام شده است. رادیاتور باتری در شکل ۴ نشان داده شده است.

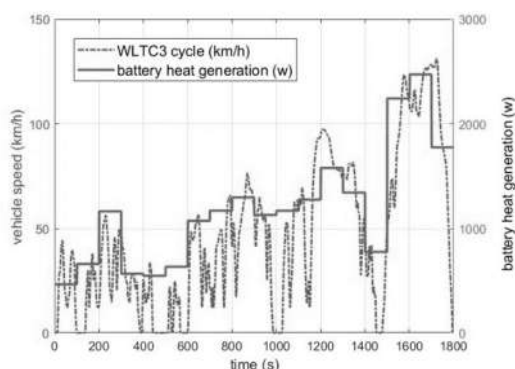


شکل ۳- خودروی دنا هیبریدی پلاگ این

$f2 \text{ optimization} = \text{minimize heat exchanger mass}$
 $f1 \text{ optimization} = \text{maximize average heat transfer power}$

۴-۲- چرخه رانندگی و فرضیات

چرخه رانندگی در مدل سازی چرخه تست هماهنگ جهانی خودروهای سبک وزن (WLTC3) در نظر گرفته شد. در این چرخه توان مورد نیاز و بار گرمایی باتری بیشتر است و در صورت پاسخگویی سامانه مدیریت گرمایی در این چرخه، سامانه جدید در چرخه های رایج دیگر نیز پاسخگوی نیاز گرمایی خواهد بود. چرخه رانندگی و بار گرمایی باتری در طول چرخه رانندگی مطابق الگوی ارائه شده در کار قبلی [۳۸] در شکل ۱۰ نشان داده شده است. با توجه به این که هدف تعیین مشخصات بهینه رادیاتور باتری است، دمای هوای محیط مدل سازی دمای ۲۲ درجه سلسیوس در نظر گرفته شد. در این حالت رادیاتور باتری بدون استفاده از مدار چیلر پاسخگوی نیاز گرمایی باتری است. استراتژی کنترل با یک پسماند (هیستریزس) بین دمای ۲۵ و ۲۸ درجه سلسیوس استفاده می شود، به این معنی که با افزایش دمای باتری به بیش از ۲۸ درجه مدار خنک کاری شروع به کار کرده و وقتی دما به زیر ۲۵ درجه رسید، مدار غیر فعال می شود. در این حالت مدار رادیاتور به تنهایی قادر به حفظ دمای باتری ولتاژ بالا در محدوده مجاز است و استفاده از مدار مبرد و چیلر نیاز نیست و این مدار غیر فعال در نظر گرفته شده است.

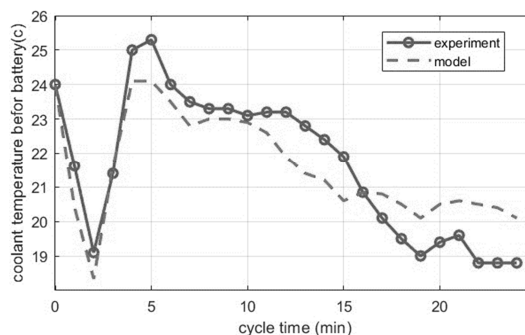


شکل ۱۰- چرخه رانندگی و بار گرمایی باتری در حالت تمام برقی

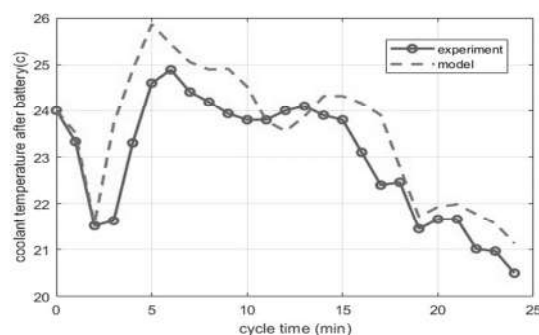
۴-۳- انتخاب پارامترهای بهینه سازی

با توجه به جانمایی رادیاتور در خودروی موجود مشخصات هندسی رادیاتور شامل طول و ارتفاع رادیاتور ثابت در نظر گرفته شد. مشخصات هندسی مدنظر لوله و پره ها در مقدمه ارائه شد. طبق شکل ۱، چهار عامل تعداد لوله ها (تعیین کننده گام لوله)، ارتفاع و طول لوله ها و گام پره ها به عنوان عوامل بهینه سازی انتخاب شد. مقدار این پارامترها در رادیاتور پایه و محدوده مدنظر برای بهینه سازی در جدول ۱ آمده است.

حسگرهای دمای استفاده شده از نوع ترموکوپل نوع k با محدوده اندازه گیری ۰-۱۰۰۰ درجه و دقت ۲ درجه سلسیوس استفاده شد. دمای سیال خنک کاری ورودی و خروجی پیش بینی شده و اندازه گیری شده بسته باتری در چرخه رانندگی واقعی در شکل ۸ و ۹ نشان داده شده است. روند دمای پیش بینی شده به خوبی با داده های تجربی همخوانی دارد و مدل ایجاد شده دمای سیال ورودی و خروجی باتری را با خطای بیشینه ۸٪ پیش بینی می کند. این اختلاف با توجه به ساده سازی های انجام شده مانند در نظر نگرفتن انتقال گرمای لوله ها و بدنه باتری و همچنین دقت حسگرها قابل قبول است.



شکل ۸- دمای سیال ورودی باتری در حالت شبیه سازی و تجربی



شکل ۹- دمای سیال خروجی باتری در حالت شبیه سازی و تجربی

۴-۴- بهینه سازی

۴-۱- تابع هدف بهینه سازی

بهینه سازی با استفاده از مدل جدید سامانه مدیریت گرمایی که دارای جزئیات مدنظر رادیاتور باتری است، انجام شد. در مبادله کن های گرمایی توان انتقال گرما، مقدار افت فشار سمت سیال، مقدار افت فشار سمت هوا و جرم مبادله کن دارای اهمیت زیادی است. در این مطالعه بهینه سازی رادیاتور باتری برای تعیین بیشینه توان انتقال گرما با کمینه جرم در نظر گرفته شد. افزایش افت فشار در هر دو سمت هوا و سیال باعث کاهش دبی هوا و سیال خنک کاری عبوری شده و در نتیجه توان انتقال گرما کاهش می یابد؛ بنابراین افت فشارها به دلیل عامل مؤثر در توان انتقال گرما برای تابع هدف در نظر گرفته نشد. تابع هدف با اهداف بهینه سازی میانگین توان انتقال گرما در زمان فعال بودن مدار خنک کاری و کمینه سازی جرم مبادله کن به صورت زیر تعریف شد.

جدول ۱- عوامل انتخاب شده برای بهینه سازی، مقدار آنها در رادیاتور

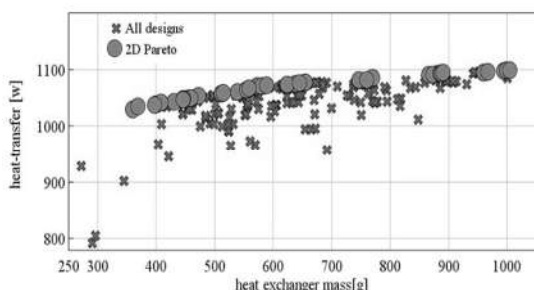
پایه و محدوده بهینه سازی		
عامل موردنظر	مقدار در رادیاتور پایه	محدوده بهینه سازی
تعداد لوله ها	۱۴ لوله	۱۰-۲۰ لوله
طول لوله ها	۲۶ میلیمتر	۱۰-۴۰ میلیمتر
ارتفاع لوله ها	۳ میلیمتر	۱/۵-۴ میلیمتر
گام پره ها	۱/۶ میلیمتر	۱-۳ میلیمتر

در بهینه سازی برای هر طرح جدید محدودیت حفظ دمای باتری در محدوده مجاز وجود دارد. به عبارتی هر طرحی که دمای باتری از ۴۰ درجه سلسیوس تجاوز کند، قابل قبول نیست. در ضمن طرح هایی که تعداد و ارتفاع لوله باعث افزایش ارتفاع رادیاتور به بیش از مقدار پایه می شود نیز قابل قبول نیست. بهینه سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک برای ۱۵ نسل با جمعیت اولیه ۱۶ مورد انجام شد.

۵- بررسی نتایج

نتایج میانگین توان انتقال گرما بر حسب جرم مبادله کن در نمودار پارتو شکل ۱۱ نشان داده شده است. در ابتدای نمودار طرح هایی با جرم کمتر از ۳۵۹ گرم تایید شده وجود دارد که در آن ها دمای باتری به بیش از محدوده ۴۰ درجه سلسیوس می رسد و به همین دلیل قابل قبول نیستند. در سایر طرح ها نیز اگر توان انتقال گرما پاسخگوی نیاز باشد ولی طرح دیگری با همین توان جرم کمتری داشته باشد نیز طرح دارای جرم کمتر انتخاب می شود. دایره نشان دهنده مشخصات طرح های برگزیده است که نمودار پارتو را تشکیل می دهد. جرم کمینه برابر ۳۵۹ گرم با توان میانگین انتقال گرمای ۱۰۲۹ وات است. توان بیشینه میانگین انتقال گرمای برابر ۱۰۹۸ وات با جرم ۱۰۰۳ گرم تعیین شد. مشخصات طرح رادیاتور پایه و طرح با جرم کمینه (طرح ۱)، طرح با جرم نزدیک به رادیاتور پایه (طرح ۲) و طرح با بیشترین میانگین توان انتقال گرمای (طرح ۳) در جدول شماره ۲ ارایه شده است. در عامل تعداد لوله های رادیاتور طرح های منتخب دارای ۱۳-۱۶ لوله است و طرح هایی با تعداد لوله بیشتر از ۱۶ و کمتر از ۱۳ لوله به عنوان حالت بهینه وجود ندارد. در بین طرح های منتخب برای عامل طول لوله، طرح با کمترین طول لوله برابر ۱۶/۲ میلیمتر دارای کمترین جرم و توان انتقال گرما است و طرح با بیشترین طول لوله برابر ۴۰ میلیمتر دارای بیشترین جرم و توان انتقال گرما است. بنابراین عامل طول لوله ارتباط مستقیم با جرم رادیاتور و توان انتقال گرما دارد. در مورد ارتفاع لوله در تمام طرح های منتخب مقدار نزدیک به حداقل ارتفاع انتخاب شده است و می توان نتیجه گرفت ارتفاع کمینه لوله باعث کاهش جرم مبادله کن و افزایش توان انتقال گرما می شود. گام پره در تمام طرح های منتخب نسبت به مقدار پایه افزایش یافته است. در طرح ۱ توان انتقال گرمای میانگین ۴/۱٪ و جرم رادیاتور ۵۵٪ نسبت به طرح پایه بهبود می یابد. در طرح ۲ با کاهش ۱/۸٪ جرم رادیاتور، توان گرمایی میانگین ۶/۸٪ افزایش می یابد. در طرح ۳ با افزایش ۲۶٪ جرم رادیاتور نسبت به طرح پایه، توان انتقال گرما ۱۱٪ بهبود می یابد. مقایسه طرح های ۱ و ۳ نشان می دهد با افزایش جرم رادیاتور به حدود

۳ برابر، توان انتقال گرمای میانگین فقط حدود ۶۹ وات بهبود یافته است. لازم به ذکر است افزایش توان انتقال گرما در تمام موارد در مقایسه با نتایج تست تجربی رادیاتور به دلیل افزایش اختلاف دمای سیال و هوای ورودی در دو حالت ذکر شده است.

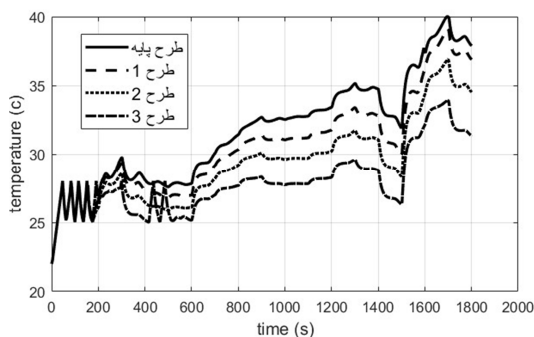


شکل ۱۱- نمودار پارتو میانگین توان انتقال گرمای بر حسب جرم مبادله کن

جدول ۲- مشخصات طرح پایه و طرح های بهینه منتخب

عوامل موردنظر/ طرح های رادیاتور	طرح پایه	طرح ۱	طرح ۲	طرح ۳
تعداد لوله ها (عدد)	۱۴	۱۵	۱۳	۱۶
طول لوله ها (میلیمتر)	۲۶	۱۶/۲	۳۲/۹۷	۴۰
ارتفاع لوله ها (میلیمتر)	۳	۱/۵	۱/۵	۱/۶
گام پره ها (میلیمتر)	۱/۶	۲/۶	۲	۱/۹۵
توان میانگین انتقال گرما (وات)	۹۸۸	۱۰۲۹	۱۰۵۶	۱۰۹۸
درصد افزایش توان میانگین نسبت به حالت پایه	۰	۴/۱	۶/۸	۱۱
جرم کلی مبادله کن (گرم)	۷۹۵	۳۵۹	۷۸۰	۱۰۰۳
درصد کاهش جرم نسبت به حالت پایه	۰	۵۵	۱/۸	-۲۶
میانگین دمای باتری (سلسیوس)	۳۱/۷	۳۰/۶	۲۹/۴	۲۷/۹
بیشینه دمای باتری (سلسیوس)	۳۹/۹	۳۹/۱	۳۶/۸	۳۳/۹

در ادامه دمای سیال خروجی باتری با استفاده از رادیاتورهای طرح پایه و طرح شماره ۳-۱ بررسی شد. دمای باتری در طول چرخه رانندگی و ۱۵۰-۳۰۰ ثانیه با بزرگ نمایی در شکل های ۱۲ و ۱۳ نشان داده شده است.



شکل ۱۲- دمای سیال خروجی باتری در طول چرخه رانندگی

رادیاتور انجام شد. تعداد، طول، ارتفاع لوله‌ها و گام پره‌های رادیاتور برای عوامل بهینه‌سازی انتخاب شد. با توجه به تعارض اهداف مدنظر، نمودار پارتو بهترین نتایج ترسیم و نتایج ۳ طرح با کمینه جرم (طرح ۱)، طرح با مقدار جرم نزدیک رادیاتور پایه (طرح ۲)، طرح با بیشینه انتقال گرما (طرح ۳) با طرح رادیاتور پایه مقایسه شد. نتایج حاصل به شرح زیر است:

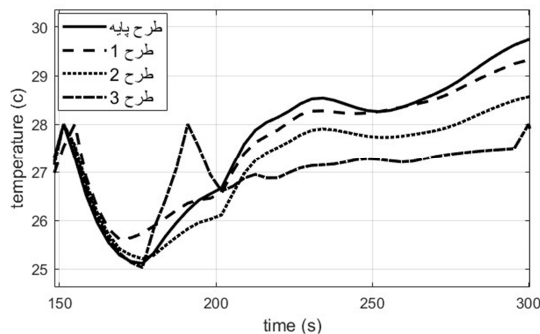
- در طرح ۱، توان انتقال گرمای میانگین ۴/۱٪ و جرم رادیاتور ۵۵٪ نسبت به طرح پایه بهبود می‌یابد.
- در طرح ۲، با کاهش ۱/۸٪ جرم رادیاتور توان گرمایی میانگین ۶/۸٪ افزایش می‌یابد.
- در طرح ۳، با افزایش ۲۶٪ جرم رادیاتور توان انتقال گرما ۱۱٪ نسبت به طرح پایه بهبود می‌یابد.
- مقایسه طرح دارای کمینه جرم با طرح دارای بیشینه توان انتقال گرما نشان داد با افزایش جرم حدود ۳ برابر (۳۵۹) به ۱۰۰۳ گرم، توان انتقال گرمای میانگین حدود ۶۹ وات بهبود می‌یابد.
- میانگین دمای باتری در طرح پایه و ۱-۳ به ترتیب برابر ۳۱/۷، ۳۰/۶، ۲۹/۴، ۲۷/۹ درجه سلسیوس است.
- حداکثر دمای باتری در طرح پایه و ۱-۳ به ترتیب برابر ۳۹/۹، ۳۹/۱، ۳۶/۸، ۳۳/۹ است. استفاده از رادیاتور با توان گرمایی بالاتر باعث کاهش بیشینه دمای باتری و در نتیجه کاهش زمان فعال بودن مدار چیلر شده و مصرف انرژی سامانه مدیریت گرمایی کاهش می‌یابد.

۷- فهرست علائم

A	مساحت (m^2)
c_{min}	گرمای ویژه کوچک‌تر ($J/kg.K$)
c_{max}	گرمای ویژه بزرگ‌تر ($J/kg.K$)
C	نسبت گرمای ویژه
c_p	گرمای ویژه فشار ثابت ($J/kg.K$)
f	ضریب اصطکاک (فانینگ)
F_p	گام پره (mm)
F_h	ارتفاع پره (mm)
F_d	عمق پره (mm)
F_t	ضخامت پره (mm)
h	ضریب انتقال گرمای همرفتی ($W/m^2.K$)
j	ضریب کولبرن
L_l	طول لوور (mm)
L_p	گام لوور (mm)
Nu	عدد ناسلت
NTU	تعداد واحد انتقال
Q_{hx}	توان گرمایی مبادله‌کن (W)
R_{th}	مقاومت گرمایی رسانش لوله (K/W)
V	سرعت (m/s)

علائم یونانی

ε	ضریب بازدهی
ρ	چگالی (kg/m^3)
θ	زاویه لوور (d)



شکل ۱۳- دمای سیال خروجی باتری بین ثانیه‌های ۱۵۰-۳۰۰ ثانیه

در ابتدا دمای همه اجزا برابر دمای محیط ۲۲ درجه است. با شروع به حرکت خودرو طبق چرخه مدنظر و با توجه به بار گرمایی باتری، دمای سیال باتری افزایش می‌یابد تا مدار خنک‌کاری رادیاتور فعال شود. با توجه به بار گرمایی کم در ابتدای چرخه دما در ثانیه ۴۷ به ۲۸ درجه سلسیوس رسیده و مدار خنک‌کاری باتری فعال می‌شود. با خنک‌کاری مدار بعد از چند ثانیه دما به ۲۵ درجه کاهش پیدا کرده و مجدداً سامانه خنک‌کاری غیرفعال می‌شود. این روند برای مدار با رادیاتور طرح پایه و طرح‌های ۱ و ۲ با چند ثانیه تفاوت به صورت متوالی و ۳ بار انجام می‌شود. با استفاده از رادیاتور طرح ۳ با توجه به توان گرمایی بالاتر، دما سریع‌تر کاهش پیدا کرده و در طی چرخه ۶ بار بعد از روشن شدن پمپ دما به ۲۵ درجه رسیده و سامانه خنک‌کاری غیرفعال می‌شود. برای نمونه در زمان ۱۷۲ تا ۱۹۱ ثانیه با استفاده از طرح ۳ مدار خنک‌کاری غیرفعال است و روند دمای باتری با طرح‌های دیگر متفاوت است. برای طرح پایه و ۱-۳ به ترتیب بعد از زمان ۱۵۱، ۱۵۴، ۱۵۶ و ۴۸۳ ثانیه از شروع چرخه رانندگی مدار خنک‌کاری دائم فعال است. در انتهای چرخه که بار گرمایی افزایش می‌یابد، با استفاده از رادیاتور با توان گرمایی بالاتر، باتری در دمای کمتری قرار دارد. میانگین دمای باتری در طرح پایه و ۱-۳ به ترتیب برابر ۳۱/۷، ۳۰/۶، ۲۹/۴، ۲۷/۹ درجه سلسیوس است. لازم به ذکر است که در طرح ۳ زمان فعال بودن مدار خنک‌کاری باتری حدود ۴۵ ثانیه کمتر از طرح‌های دیگر است. اختلاف زمان فعال بودن مدار خنک‌کاری طرح‌های پایه و ۱-۲ کمتر از ۱۰ ثانیه است. حداکثر دمای باتری در طرح پایه و ۱-۳ به ترتیب برابر ۳۹/۹، ۳۹/۱، ۳۶/۸، ۳۳/۹ است. اگر دمای محیط از ۲۲ درجه فرض شده در مدل افزایش یابد، فعال‌سازی مدار خنک‌کاری چیلر مورد نیاز است که با توجه به مصرف انرژی بیشتر این مدار، باعث افزایش مصرف انرژی سامانه مدیریت گرمایی باتری می‌شود. استفاده از رادیاتور با توان بالاتر باعث کاهش زمان فعال بودن مدار چیلر در دماهای بالاتر محیط شده و در نتیجه مصرف انرژی سامانه مدیریت گرمایی کاهش می‌یابد.

۶- نتیجه گیری

در مطالعه حاضر سامانه مدیریت گرمایی باتری ولتاژ بالای خودروی هیبریدی با استفاده از مدل جدید دارای جزئیات هندسی رادیاتور باتری در نرم‌افزار GT-SUITE مدل‌سازی و صحت‌گذاری شد. در ادامه بهینه‌سازی با هدف افزایش توان گرمایی و کاهش جرم

۸- مراجع

- performance of louvered fin and round tube heat exchangers. *International Journal of heat and mass transfer*. 2018;121:153-69.
- [19] Yadav MS, Giri SA, Momale VC. Sizing analysis of louvered fin flat tube compact heat exchanger by genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*. 2017;125:1426-36.
- [20] Javani N, Dincer I, Naterer G, Yilbas B. Exergy analysis and optimization of a thermal management system with phase change material for hybrid electric vehicles. *Applied Thermal Engineering*. 2014;64(1-2):471-82.
- [21] Li Z, Aute V, Ling J. Tube-fin heat exchanger circuitry optimization using integer permutation based genetic algorithm. *International Journal of Refrigeration*. 2019;103:135-44.
- [22] Mishra M, Das P, Sarangi S. Second law based optimisation of crossflow plate-fin heat exchanger design using genetic algorithm. *Applied thermal engineering*. 2009;29(14-15):2983-9.
- [23] Peng H, Ling X. Optimal design approach for the plate-fin heat exchangers using neural networks cooperated with genetic algorithms. *Applied thermal engineering*. 2008;28(5-6):642-50.
- [24] Qiuwang W, Hongxia L, Gongnan X, Min Z, Laiqin L, ZhenPing F. Genetic algorithm optimization for primary surfaces recuperator of microturbine. 2007.
- [25] Raja B, Patel V, Jhala R. Thermal design and optimization of fin-and-tube heat exchanger using heat transfer search algorithm. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2017;4:45-57.
- [26] Sadeghzadeh H, Aliehyaei M, Rosen MA. Optimization of a finned shell and tube heat exchanger using a multi-objective optimization genetic algorithm. *Sustainability*. 2015;7(9):11679-95.
- [27] Tang L, Zeng M, Wang Q. Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2009;33(5):818-27.
- [28] Xie G, Sundén B, Wang Q. Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*. 2008;28(8-9):895-906.
- [29] Xie G, Wang Q, Sundén B. Application of a genetic algorithm for thermal design of fin-and-tube heat exchangers. *Heat Transfer Engineering*. 2008;29(7):597-607.
- [30] Zhang G, Wang B, Li X, Shi W, Cao Y. Review of experimentation and modeling of heat and mass transfer performance of fin-and-tube heat exchangers with dehumidification. *Applied Thermal Engineering*. 2019;146:701-17.
- [31] Li X, Liu Z, Lin Y. Multipoint and multiobjective optimization of a centrifugal compressor impeller based on genetic algorithm. *Mathematical Problems in Engineering*. 2017.
- [32] Hyun D, Yun D, Baek J. Optimal Design of a Six-Phase Permanent-Magnet-Assisted Synchronous Reluctance Motor to Convert into Three Phases for Fault-Tolerant Improvement in a Traction System. *Applied Sciences*. 2021;11(18):8508.
- [33] Zhang L, Wang L, Hinds G, Lyu C, Zheng J, Li J. Multi-objective optimization of lithium-ion battery model using genetic algorithm approach. *Journal of Power Sources*. 2014;270:367-78.
- [34] Saijal KK, Danish T. Design optimization of a shell and tube heat exchanger with staggered baffles using neural network and genetic algorithm. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2021;235(22):5931-46.
- [35] GT SUITE optimization manual. In: Technologies G, editor. 2016.
- [36] Cao X, Zhang R, Chen D, Chen L, Du T, Yu H. Performance investigation and multi-objective optimization of helical baffle heat exchangers based
- [1] Paul S, Lubaba N, Pratik NA, Ali MH, Alam MM. Computational investigation of cross flow heat exchanger: A study for performance enhancement using spherical dimples on fin surface. *International Journal of Thermofluids*. 2023;20:100483.
- [2] Taher R, Derakhshandeh JF, El Hage H, Faraj J, Mortazavi M, Lemenand T, Khaled M. Innovative concept of splitting water flow rate of cross flow heat exchangers as a solution for reduction of non-uniformity effect-Thermal modelling and feasibility analysis. *Applied Thermal Engineering*. 2024;236:121483.
- [3] Petrovic M, Fukui K, Kominami K. Numerical and experimental performance investigation of a heat exchanger designed using topologically optimized fins. *Applied Thermal Engineering*. 2023;218:119232.
- [4] Macchitella S, Colangelo G, Starace G. Performance Prediction of Plate-Finned Tube Heat Exchangers for Refrigeration: A Review on Modeling and Optimization Methods. *Energies*. 2023;16(4):1948.
- [5] Jing N, Xia Y, Ding Q, Chen Y, Wang Z, Zhang X. Simulation and Optimization Study on the Performance of Fin-and-Tube Heat Exchanger. *Sustainability*. 2023;15(15):11587.
- [6] Osborne S, Kopinsky J, Norton S, Sutherland A, Lancaster D, Nielsen E, et al. Automotive thermal management technology. *Automotive News*. 2015.
- [7] Previati G, Mastinu G, Gobbi M. Thermal Management of Electrified Vehicles—A Review. *Energies*. 2022;15(4):1326.
- [8] Wang J, Kong F, editors. Research on thermal management system of next-generation hybrid electric vehicle. *Journal of Physics: Conference Series*; 2022.
- [9] Kwon H, Park S, Choi J, Han J. A Study on the Optimization of the Louver Fin Heat Exchanger for Fuel Cell Electric Vehicle Using Genetic Algorithm. *Applied Sciences*. 2023;13(4):2539.
- [10] Shah AP, Gaurvadkar A. Design and development of automotive radiator for better cooling efficiency. *Materials Today: Proceedings*. 2023;72:1028-34.
- [11] Shojaeefard MH, Zare J. Modeling and combined application of the modified NSGA-II and TOPSIS to optimize a refrigerant-to-air multi-pass louvered fin-and-flat tube condenser. *Applied Thermal Engineering*. 2016;103:212-25.
- [12] Adam A, Oumer A, Najafi G, Ishak M, Firdaus M, Aklilu T. State of the art on flow and heat transfer performance of compact fin-and-tube heat exchangers. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2020;139:2739-68.
- [13] Liao G, Li Z, Zhang F, Liu L, E J. A review on the thermal-hydraulic performance and optimization of compact heat exchangers. *Energies*. 2021;14(19):6056.
- [14] Dodiya K, Bhatt N, Lai F. Louvered fin compact heat exchanger: a comprehensive review. *International Journal of Ambient Energy*. 2022;43(1):3545-59.
- [15] Bachmann P, Gümmer V, Polte P. A Preliminary Design Method for Corrugated Louver Fin and Rectangular Offset Strip Fin Heat Exchangers: Deutsche Gesellschaft für Luft-und Raumfahrt-Lilienthal-Oberth eV; 2023.
- [16] Blagin EV, Marakhova EA, Uglov DA, Gorshkalev AA, Shimanov AA, editors. Numerical Research and Optimization of the Radiator for Unmanned Aerial Vehicle Electric Controller. 2023 10th International Conference on Power and Energy Systems Engineering (CPESE); 2023.
- [17] Khanmohammadi F, Farhadi M, Ali Rabienataj Darzi A. Numerical investigation of heat transfer and fluid flow characteristics inside tube with internally star fins. *Heat and Mass Transfer*. 2019;55:1901-11.
- [18] Okbaz A, Pınarbaşı A, Olcay AB, Aksoy MH. An experimental, computational and flow visualization study on the air-side thermal and hydraulic

- on thermodynamic and economic analyses. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2021;176:121489.
- [37] Jacob AJ, Vishnu K, Paul B. Design optimization of annular fins on an air-cooled 100CC Hero Honda engine using genetic algorithm. *Int Res J Eng Technol*. 2020;7(7):5367-76.
- [38] Asef A, Chitsaz I, Madani N. Modeling and total cost optimization of battery thermal management system in a hybrid electric vehicle. *Journal of Energy Storage*. 2022;52:104844.
- [39] Tang S-Z, Wang F-L, He Y-L, Yu Y, Tong Z-X. Parametric optimization of H-type finned tube with longitudinal vortex generators by response surface model and genetic algorithm. *Applied Energy*.
- [40] Zhang T, Chen L, Wang J. Multi-objective optimization of elliptical tube fin heat exchangers based on neural networks and genetic algorithm. *Energy*. 2023;269:126729.
- [41] Colaço AB, Mariani VC, Salem MR, dos Santos Coelho L. Maximizing the thermal performance index applying evolutionary multi-objective optimization approaches for double pipe heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2022;211:118504.
- [42] Hu Q, Yuan K, Peng W, He S, Zhao G, Wang J. Flow pattern analysis and multi-objective optimization of helically corrugated tubes used in the intermediate heat exchanger for nuclear hydrogen production. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2022;47(7):4885-902.
- [43] Sanaye S, Dehghandokht M. Modeling and multi-objective optimization of parallel flow condenser using evolutionary algorithm. *Applied Energy*. 2011;88(5):1568-77.
- [44] Bergman TL. *Fundamentals of heat and mass transfer*: John Wiley & Sons; 2011.
- [45] Navarro HA, Cabezas-Gomez L. A new approach for thermal performance calculation of cross-flow heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2005;48(18):3880-8.
- [46] Chang Y-J, Wang C-C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *International Journal of heat and mass transfer*. 1997;40(3):533-44.
- [47] Incropera FP, DeWitt DP, Bergman TL, Lavine AS. *Fundamentals of heat and mass transfer*: Wiley New York; 1996.
- [48] Chang Y-J, Hsu K-C, Lin Y-T, Wang C-C. A generalized friction correlation for louver fin geometry. *International journal of heat and mass transfer*. 2000;43(12):2237-43.