مجله مهندسی مکانیک مدرس، مرداد 1397، دوره 18، شماره 05، صص 1-12

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

مطالعه تأثیر چیدمان هیت سینک‌ها و الگوی جریان هوای عبوری از روی فین‌ها بر عملکرد حرارتی سامانه هواساز ترموالکتریک

فرهاد هادیان فرد[1]، امیر امیدوار[2*]، محمد ناصریان[1]

1- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شیراز، شیراز

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شیراز، شیراز

* شیراز، صندوق پستی 71555-313، omidvar@sutech.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 25 دی 1396

پذیرش: 05 اسفند 1396

ارائه در سایت: 19 فروردین 1397

کلید واژگان:

ترموالکتریک

چیدمان هیت سینک‌ها

الگوی جریان

هواساز

چکیده

در یک هواساز ترموالکتریک معمولاً از تعدادی ماژول ترموالکتریک با فین‌های هوا خنک جابه‌جایی اجباری استفاده می‌شود. در این پژوهش سعی شده است تا تأثیر چیدمان ماژول‌ها نسبت به یکدیگر و همچنین الگوی جریان هوای عبوری از روی آنها بر عملکرد حرارتی مجموعه مورد مطالعه قرار گیرد. بدین منظور، عملکرد حرارتی یک سامانه هواساز ترموالکتریک شامل چهار ماژول ترموالکتریک در سه چیدمان؛ موازی، سری با جریان هوای سرد و گرم هم جهت و سری با جریان هوای سرد و گرم مخالف بررسی و مقایسه شده است. جهت بررسی توأمان عملکرد حرارتی و افت فشار تحمیل شده به سیستم از تحلیل آنتروپی استفاده شده است. بعلاوه، تاثیر تغییر جریان الکتریکی اعمالی به ماژول‌ها و دبی هوای عبوری از کانال‌های سرد و گرم بر ضریب عملکرد مجموعه برای چیدمان‌های مختلف مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج بیان‌گر این است که چیدمان هیت سینکها تأثیر چشمگیری بر عملکرد سامانه هواساز ترموالکتریک دارد به طوری که ضریب عملکرد سرمایشی و گرمایشی سیستم هواساز در حالت چیدمان سری به ترتیب 1.4 و 1.1 برابر حالت چیدمان موازی است. همچنین نتایج تحلیل انتروپی نشان داد که در حالت چیدمان سری گرچه افت فشار تحمیل شده به سیستم افزایش می‌یابد ولی این افزایش به حدی نیست که بتواند مزیت استفاده از چیدمان سری را کمرنگ نماید.

Study on the effect of heat sinks layout and air flow pattern through the fins on thermal performance of thermoelectric air-handling units

Farhad Hadianfard, Amir Omidvar*, Mohammad Naserian

Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Shiraz University of Technology, Shiraz, Iran

* P.O.B. 71555-313, Shiraz, Iran, omidvar@sutech.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 15 January 2018
Accepted 24 February 2018
Available Online 08 April 2018

Keywords:
Thermoelectric
Heat sink layout
Flow pattern
Air-handling unit

ABSTRACT

In a thermoelectric air-handling unit, a number of thermoelectric modules with forced convection heat sinks are used. In this research, it is tried to investigate the effect of module arrangement and air flow pattern on thermal performance of the system. For this purpose, the thermal performance of an air-handling unit including four thermoelectric modules with three different heat sinks layouts; parallel, series with unidirectional flow and series with counter flow were compared. The entropy analysis has been used to study the thermal performance and pressure drop imposed on the system. In addition, the effect of the electric current applied to the modules and the hot and cold air flows on the coefficient of performance of the system has been studied for three different layouts. Results indicated that, heat sinks layout and air flow pattern through the fins have significant effects on the thermal performance of a thermoelectric air-handling unit. The coefficient of performance for cooling and heating in the series arrangement are 1.4 and 1.1 times of those in parallel arrangement, respectively. The results of the entropy analysis showed that although the pressure drop imposed on the system in the layout of the series is greater than the parallel arrangement, this cannot reduce the advantage of using the series layout.

1- مقدمه

بهره گیری از ترموالکتریک‌ها یکی از روش‌های ایجاد سرمایش و گرمایش می‌باشد. استفاده از ماژول‌های ترموالکتریک در سالیان اخیر رشد چشمگیری داشته و با توجه به قابلیت‌ها و مزایایی که دارند توانسته‌اند وارد جنبه‌های مختلف زندگی روزمره و صنعت شوند. حتی به تازگی استفاده از سامانه‌های هواساز ترموالکتریک در ساختمانهای با مصرف انرژی نزدیک به صفر نیز مورد توجه قرار گرفته است. از همین رو ماژول‌های مختلفی در ظرفیت‌ها، اندازه‌ها و شکل‌های متنوعی ساخته و روانه بازار شده‌اند. عوامل مختلفی نظیر اندازه، شکل، جنس، نحوه قرار گیری، جریان الکتریکی اعمالی و همچنین تعداد نیمه رساناهای به کار برده شده در عملکرد کلی ماژول‌ها تاثیرگذار می‌باشد

[1].

از مزایای ماژول‌های ترموالکتریک می‌توان به نداشتن قطعات متحرک و پیچیده، عدم نیاز به سیال کاری، سبک و قابل حمل بودن، هزینه‌های تعمیر و نگه داری ناچیز نسبت به سایر روش‌های ایجاد سرمایش (نظیر چرخه‌های تراکمی و یا جذبی)، قابلیت اطمینان بالا اشاره نمود. دیگر ویژگی قابل توجه ماژول‌های ترموالکتریک بهره گیری از جریان الکتریکی مستقیم می‌باشد که به همین سبب می‌توان ماژول‌های ترموالکتریک را به سادگی و بدون نیاز به مبدل جریان الکتریکی مستقیم به متناوب، با صفحات فتوولتائیک و یا پیل‌های سوختی ترکیب کرد. در کنار مزیت‌های ذکر شده هزینه اولیه نسبتا بالا (بالخصوص نسبت به خنک‌کاری تبخیری)، بازده پایین‌تر نسبت به چرخه‌های تراکمی و جذبی، عدم امکان استفاده در ظرفیت‌های بالا و همچنین مجاورت منبع گرم و سرد از عمده معایب ماژول‌های ترموالکتریک می‌باشد [1].

تاکنون تحقیقات متنوع و متعددی در رابطه با بهینه سازی عملکرد ماژول‌های ترموالکتریک از جنبه‌های مختلف انجام شده است. چن و همکاران [2] در سال 2002 عملکرد یک یخچال ترموالکتریک را در دو حالت تک و یا دو مرحله‌ای را با هم مقایسه کردند. در این تحقیق سه پارامتر ضریب عملکرد یخچالی، میزان گرمای شارش یافته از طرف سرد ماژول و توان الکتریکی ورودی در هر یک از دو حالت فوق با یکدیگر مقایسه شده‌اند. زووان و همکاران [3] در سال 2002 به مقایسه عملکرد دو حالت مختلف قرارگیری یخچال ترموالکتریک دو مرحله‌ای پرداخته‌اند. در حالت اول تعداد ماژول‌های ترموالکتریک در مرحله اول و دوم با هم برابر هستند ولی در حالت دوم تعداد ماژول‌های قرار گرفته در هر مرحله متفاوت است. در این پژوهش به بررسی تفاوت‌های میان این دو حالت پرداخته شده است و در هر حالت مجموعه به منظور عملکرد در نقطه حداکثر ضریب عملکرد و حداکثر گرمای شارش یافته بهینه شده است. ریفت و ما [4] در سال 2004 به مرور عوامل تاثیر گذار بر عملکرد ماژول‌های ترموالکتریک پرداخته‌اند. آن‌ها عنوان کرده‌اند که با توجه به اینکه عملکرد هر ماژول تابعی از دمای سطوح سرد و گرم آن می‌باشد بنابراین طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی قرار گرفته بر روی طرفین ماژول بسیار حائز اهمیت بوده و ضریب عملکرد ماژول به شدت تحت تاثیر بازده مبدل‌های حرارتی می‌باشد. کوبو و همکاران [5] در سال 2005 به بررسی تاثیر دمای سطح سرد ماژول و فاصله مابین سطوح سرد و گرم بر عملکرد ماژول پرداختند. هون و همکاران [6] در سال 2008 به بررسی طراحی بهینه سه نوع مبدل حرارتی پره صفحه‌ای، پره جابه‌جا شده و پره مثلثی به کار گرفته شده در مجموعه ماژول‌های ترموالکتریک و همچنین مقایسه آن‌ها با یکدیگر پرداخته‌اند. کووسنیر و همکاران [7] در سال 2008 به بررسی عددی و تجربی امکان گرمایش و یا سرمایش هوا توسط ترموالکتریک‌ها پرداختند. در این بررسی از 4 ماژول از نوع CP2-12706L استفاده شده است که طرف گرم ماژول‌ها توسط جریان آب خنک می‌شود. آن‌ها اشاره کرده‌اند که یکی از مشکلات در قسمت عملی کار بالا بودن مقاومت مبدل‌های حرارتی و همچنین مقاومت تماسی در سمت عبور جریان هوا است. زانگ [8] در سال 2010 به بررسی و بهینه سازی یک یخچال ترموالکتریک پرداخته است. در این پژوهش اثرات فین‌های مختلف با مقاومت‌های حرارتی متفاوت بر عملکرد مجموعه بررسی شده است. ونگ و همکاران [9] در سال 2012 به طراحی بهینه هندسه مبدل حرارتی در یک مجموعه ترموالکتریک پرداخته‌اند. لیی [10] در سال 2013 با روش آنالیز ابعادی به بررسی طراحی بهینه یک مجموعه ترموالکتریک با دو مبدل حرارتی هوا خنک پرداخته است.

استفاده از تحلیل قانون دوم و محاسبه آنتروپی تولید شده یکی از روش‌های کاربردی در طراحی و بهینه سازی مبدل‌های حرارتی مورد استفاده در ماژول‌های ترموالکتریک است. این روش در تحقیقات متعددی مورد استفاده قرار گرفته است. ونگ و همکاران [11] در سال 2013 به طراحی بهینه مجموعه ترموالکتریک بر اساس قانون دوم ترمودینامیک و نرخ تولید آنتروپی پرداخته‌اند. زوو و همکاران [12] در سال 2013 به طراحی مبدل حرارتی بهینه برای یک مجموعه ترموالکتریک پرداخته‌اند. در این بررسی تاثیر نسبت سطح مفید انتقال حرارت فین‌ها (که تابعی از خصوصیت مبدل‌های حرارتی و خود ماژول می‌باشد) بر روی ضریب عملکرد ماژول‌ها مطالعه شده است. آن‌ها عنوان کرده‌اند که بهینه سازی این نسبت تاثیر به سزایی بر عملکرد مجموعه دارد. شارما و همکاران [13] در سال 2014 یک مجموعه‌ی دو مرحله‌ای شامل 50 ماژول ترموالکتریک را بررسی کردند. در این مجموعه 30 ماژول در مرحله اول و 20 ماژول مابقی در مرحله دوم قرار گرفته‌اند. در این تحقیق بازده قانون دوم ترمودینامیک (قانون اگزرژی) و همچنین هزینه‌های تولید سرمایش ترموالکتریک محاسبه شده است. علاوه بر این حالت بهینه اقتصادی و ترمودینامیکی در این پژوهش بررسی شده است. نعمتی و همکاران [14] در سال 1395 به بررسی تحلیلی عملکرد یک مجموعه ترموالکتریک دو مرحله‌ای در حالت‌های سرمایش و گرمایش هوا پرداخته‌اند. در این پژوهش ضریب عملکرد مجموعه به عنوان پارامتر کلیدی قانون اول ترمودینامیک و بازده اگزرژی به عنوان پارامتر کلیدی قانون دوم ترمودینامیک بررسی شده‌اند. زوو و یو [15] در سال 2017 به ارائه یک روش برای بهینه سازی عملکرد ماژول‌های ترموالکتریک بر حسب نرخ تولید آنتروپی پرداخته‌اند. عملکرد بهینه مجموعه در این پژوهش برای جریان‌های الکتریکی اعمالی مختلف به ماژول و همچنین ظرفیت‌های حرارتی مختلف برای مبدل‌های حرارتی بررسی شده است. همچنین در این پژوهش اثرات افت فشار هوا درون مبدل حرارتی در نظر گرفته شده است.

استفاده از سامانه‌های هواساز ترموالکتریک به عنوان جزئی از یک سیستم تهویه مطبوع در طراحی ساختمان‌های با مصرف خالص انرژی صفر و یا نزدیک به صفر به تازگی مورد توجه قرار گرفته است [16]. همچنین می‌توان در سیستم‌های سرمایش و گرمایش موضعی نیز از این سامانه‌ها استفاده نمود. در یک هواساز ترموالکتریک معمولاً از تعدادی ماژول ترموالکتریک با هیت سینک‌های هوای خنک جابه‌جایی اجباری استفاده می‌شود. از آنجا که معمولاً در سامانه‌های هواساز ترموالکتریک از چندین ماژول ترموالکتریک استفاده می‌شود، در این مقاله سعی خواهد شد تا تأثیر نوع چیدمان هیت سینک‌ها و همچنین الگوی جریان هوای عبوری از روی آنها بر عملکرد حرارتی مجموعه مورد مطالعه قرار گیرد. بر اساس جستارهای نویسندگان تاکنون پژوهشی در رابطه با تأثیر نوع چیدمان هیت سینک‌ها و الگوی جریان هوای عبوری از روی آنها بر عملکرد کلی مجموعه صورت نپذیرفته است. از همین رو در این مقاله هدف بررسی تاثیر نحوه چیدمان هیت سینک‌ها نسبت به هم و الگوی جریان هوای عبوری بر روی آن‌ها و تاثیر این مهم بر عملکرد مجموعه‌ای از ماژول‌های ترموالکتریک برای کاربرد در یک سیستم هواساز می‌باشد.

2- نحوه چیدمان فین‌ها و الگوی جریان هوای عبوری از روی آن‌ها

همان طور که اشاره شد یکی از کاربردهای مهم ترموالکتریک‌ها در تهویه مطبوع و ایجاد سرمایش و یا گرمایش در هوای محیط می‌باشد. هوای محیط

با عبور از روی مبدل حرارتی قرار گرفته بر روی ماژول ترموالکتریک گرم و یا سرد می‌شود. از آنجا که ظرفیت حرارتی یک تک ماژول معمولا پاسخ گوی ظرفیت حرارتی/برودتی مورد نیاز نمی‌باشد، معمولا از ترکیب چندین ماژول ترموالکتریک، در قالب یک مجموعه ماژولی، برای دستیابی به وضعیت مطلوب بهره گرفته می‌شود. از همین رو نحوه و محل قرارگیری فین‌های متصل به طرفین هر ماژول در مجموعه و همچنین الگوی عبور جریان هوا بر روی فین‌ها می‌تواند بر عملکرد مجموعه تاثیرگذار باشد. در اینجا به منظور بررسی تاثیر چیدمان‌های مختلف و بررسی شرایط عملکردی ماژول‌ها سه چیدمان مختلف برای مجموعه‌ی فین‌ها در نظر گرفته شده است (شکل 1).

مطابق با شکل 1-(الف) در چیدمان اول فین‌ها به صورت موازی نسبت به هم درون کانال عبور هوا قرار گرفته‌اند. در این چیدمان هوا توسط فن وارد کانال اول شده و سپس به صورت یکنواخت بر روی فین‌های قرار گرفته بر روی طرف سرد ماژول‌ها عبور می‌کند و با عبور از روی آن‌ها خنک می‌شود. طرف گرم ماژول‌ها به طریقی مشابه به صورت موازی درون کانال دومی قرار گرفته‌اند و هوای محیط توسط فن دیگری بر روی آن‌ها دمیده شده و با عبور از روی فین‌ها گرم می‌شود.

در چیدمان‌های دوم و سوم فین‌ها به صورت سری نسبت به هم درون کانال قرار گرفته‌اند. در هر دو این چیدمان‌ها به طور مشابه فن هوای محیط را وارد کانال اول می‌کند. هوا پس از عبور از میان فین‌های طرف سرد ماژول اول مقداری خنک شده و سپس به سمت فین‌های طرف سرد ماژول دوم و سپس به همین ترتیب به سمت فین‌های طرف سرد ماژول‌های سوم و چهارم هدایت می‌شود. فن دیگری به طریقی مشابه هوا را بر روی فین‌های طرف گرم ماژول‌ها که به صورت سری در کانال دوم قرار گرفته‌اند به جریان در می‌آورد.

همان‌گونه که از اشکال 1-(ب) و 1-(ج) مشخص است تفاوت چیدمان دوم و سوم در این است که در چیدمان دوم جریان هوا در هر دو کانال سرد و گرم هم جهت بوده ولی در چیدمان سوم جریان کانال گرم خلاف جهت کانال سرد می‌باشد. لازم به ذکر است که در بررسی و مقایسه عملکرد این حالت‌ها، میزان دبی کلی هوای عبوری از روی ماژول‌ها برابر فرض شده است. به عبارت دیگر بررسی‌ها برای ظرفیت هوادهی ثابت انجام شده است.

3- مدل سازی ریاضی

در این قسمت به بیان روابط مربوط به مدل سازی ریاضی ماژول ترموالکتریک، فین‌های هوا خنک قرار گرفته بر روی طرفین ماژول، مقاومت‌های حرارتی موجود در مسیر انتقال حرارت، افت فشارهای دینامیکی حاصل از عبور جریان هوا و آنالیز آنتروپی پرداخته می‌شود. لازم به ذکر است که بهره‌گیری از مفاهیم قانون دوم ترموالکتریک در این مقاله، از جهت تجمیع پارامترهای مختلف تاثیر گذار بر عملکرد مجموعه نظیر میزان انتقال حرارت و افت فشار دینامیکی مجموعه در یک پارامتر واحد نظیر تولید آنتروپی و تسهیل در فرآیند مقایسه عملکرد چیدمان‌های مختلف می‌باشد [11, 14]. که در قسمت‌های پیش رو به توضیح بیشتر این موضوع پرداخته خواهد شد.

3-1- مدل سازی ماژول ترموالکتریک

برای مدل سازی ریاضی ماژول‌های ترموالکتریک تاکنون روش‌های مختلفی ارائه شده است. از جمله این مدل سازی‌ها می‌توان مدل ساده استاندارد شده، مدل ساده توسعه داده شده، مدل‌های عددی تک بعدی و یا سه بعدی و مدل تشابه با مدار الکتریکی اشاره کرد [1]. فرایسی و همکاران [17] به بررسی تفاوت میان دقت مدل سازی‌های مختلف ماژول‌های ترموالکتریک پرداخته‌اند. آن‌ها بیان کرده‌اند که در شرایطی که دمای کاری مجموعه زیاد نباشد (مانند کابردهای تهویه مطبوع) مدل‌های ساده استاندارد و توسعه یافته از نظر دقت محاسباتی تفاوت چندانی با یکدیگر ندارند. به طوری که استفاده از مدل ساده استاندارد شده در این شرایط مطابقت خوبی با مدل‌های عددی پیچیده‌تر دارد و می‌تواند عملکرد مجموعه را به خوبی مدل سازی کند. لذا با توجه به

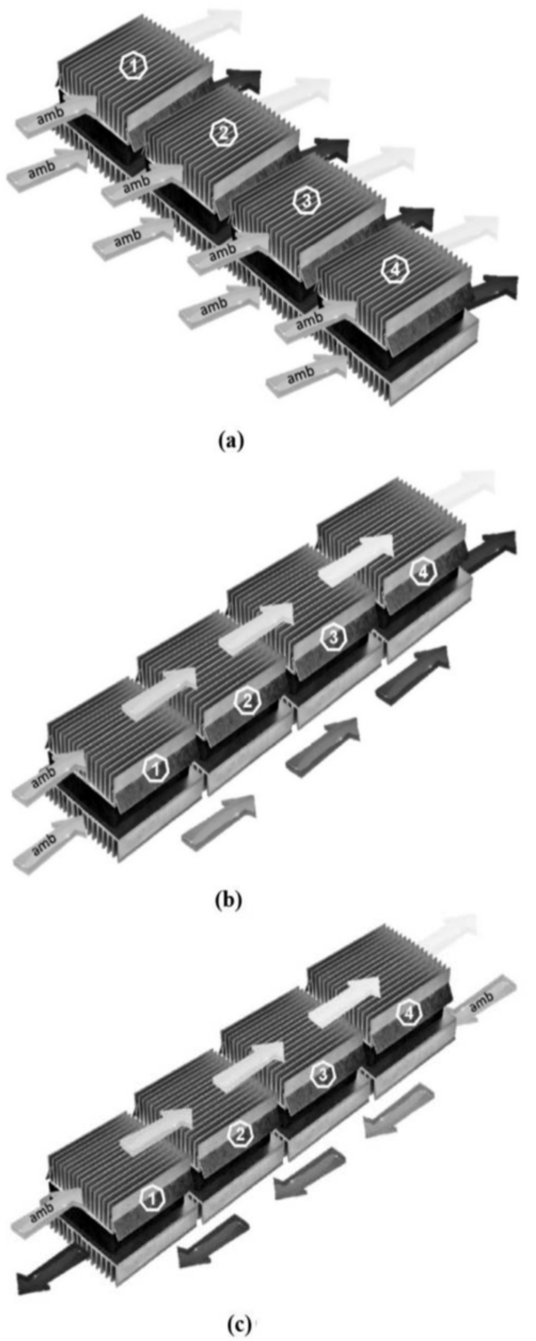

Fig. 1 Schematic of fins and air flow layout over them (a) parallel fins (b) series fins – unidirectional flows (c) series fins – counter direction flows

شکل 1 شماتیک چیدمان فین‌ها و الگوی عبور جریان هوا از روی آن‌ها (الف) فین‌های موازی (ب) فین‌های سری – جریان‌های هم جهت (ج) فین‌های سری – جریان‌های معکوس

شرایط مقاله حاضر و نتایج مربوط به پژوهش فرایسی و همکاران [17]، در این مقاله از مدل ساده استاندارد شده در شبیه سازی ریاضی ماژول‌های ترموالکتریک بهره گرفته شده است. در مدل ساده استاندارد شده، از تابعیت خصوصیات الکتریکی و ترمودینامیکی نیمه رساناها (مانند مقاومت الکتریکی، گذردهی هدایتی و ضریب پلتیر) نسبت به دما و همچنین اثر تامسون صرف نظر می‌شود و در معادلات از خصوصیات هر المان در دمای میانگین طرفین استفاده می‌شود. بر اساس این مدل میزان حرارت شارش یافته از هر جفت ترموالکتریک از سه قسمت تشکیل شده است [1]. رابطه (1) بیانگر نرخ گرمای آزاد شده از طرف گرم و رابطه (2) نرخ جذب گرما در طرف سرد هر جفت ترموالکتریک می‌باشد. جملات اول سمت راست در روابط (1) و (2) نشان دهنده‌ی اثر پلتیر می‌باشد که تابعی از مشخصات ساختاری، جریان الکتریکی اعمالی و دمای سطوح نیمه رساناها می‌باشد. دیگر جمله‌ای که در مدل ساده استاندارد شده در نظر گرفته شده است مربوط به انتقال حرارت هدایتی می‌باشد (جملات دوم سمت راست روابط (1) و (2)). در جفت‌های ترموالکتریک به دلیل در تماس بودن نارساناها با یکدیگر، می‌بایست انتقال حرارت هدایتی مابین طرف‌های گرم و سرد شده در نظر گرفته شود. علاوه بر این می‌دانیم هر جسمی در برابر عبور جریان الکتریکی مقاومتی خاص از خود نشان می‌دهد که تابعی از جنس، طول و سطح مقطع آن می‌باشد. در جفت‌های ترموالکتریک به دلیل نیمه رسانا بودن مواد، شاهد مقاومت الکتریکی بالایی هستیم. عبور جریان از هر جفت و مواجهه آن با مقاومت الکتریکی باعث ایجاد تلفات حرارتی می‌شود. در مدل ساده استاندارد شده جمله اثر ژول بیانگر همین گرمای تولید شده می‌باشد (جملات سوم سمت راست روابط (1) و (2)). در مدل ساده استاندارد فرض بر این است که گرمای تولیدی به صورت مساوی بین سطوح گرم و سرد توزیع می‌شود. با توجه به مطالب عنوان شده میزان انتقال حرارت شارش یافته در حالت پلتیر در طرف گرم و سرد مطابق روابط (1) و (2) محاسبه می‌شوند [1].

$$\dot{Q}_h = \bar{\alpha} I T_h - \bar{K}(\mathrm{T}_h - \mathrm{T}_c) + \frac{1}{2}\bar{R} I^2 \tag{1}$$

$$\dot{Q}_c = \bar{\alpha} I T_c - \bar{K}(\mathrm{T}_h - \mathrm{T}_c) - \frac{1}{2}\bar{R} I^2 \tag{2}$$

و توان الکتریکی مصرفی از رابطه (3) محاسبه می‌شود [1].

$$Po = \dot{Q}_h - \dot{Q}_c \tag{3}$$

در این روابط I جریان الکتریکی اعمالی و مقادیر T_h و T_c به ترتیب برابر با دمای سطوح گرم و سرد هستند. مقادیر $\bar{\alpha}$، $\bar{K}$ و $\bar{R}$ به ترتیب ضریب سیبک، گذردهی حرارتی و مقاومت الکتریکی در دمای میانگین طرف گرم و سرد برای هر جفت هستند. دمای میانگین، هدایت حرارتی و مقاومت الکتریکی به ترتیب از روابط (4) تا (5) قابل محاسبه هستند. در این روابط L طول و A مساحت سطح مقطع هر المان می‌باشد. $\bar{\sigma}$ و $\bar{k}$ به ترتیب مقاوت الکتریکی ویژه و گذردهی حرارتی ویژه مواد نارسانا می‌باشند [1].

$$\bar{T}_s = \frac{T_h + T_c}{2} \tag{4}$$

$$\bar{K} = \frac{\bar{k} A}{L} \tag{5}$$

$$\bar{R} = \frac{L}{\bar{\sigma} A} \tag{6}$$

در نهایت ضریب عملکرد یخچالی و پمپ گرمایی به ترتیب از روابط (7) و (8) محاسبه می‌شوند [1].

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_c}{Po} \tag{7}$$

$$COP_h = \frac{\dot{Q}_h}{Po} \tag{8}$$

همان طور که قبلا هم اشاره شد هر ماژول ترموالکتریک در واقع از تعداد N جفت ترموالکتریک که به صورت سری نسبت به هم بسته شده‌اند تشکیل شده است. از همین رو طبق مدل ساده استاندارد شده برای مدل سازی ماژول‌های ترموالکتریک می‌توان مقادیر روابط (9) تا (11) را در روابط (1) تا (3) جایگزین کرد [1].

$$\overline{\alpha_m} = N\bar{\alpha} \tag{9}$$

$$\overline{R_m} = N\bar{R} \tag{10}$$

$$\overline{K_m} = N\bar{K} \tag{11}$$

یکی از نکات حائز اهمیت در این زمینه این است که سازندگان مختلف عموما جزئیات و خصوصیات ساختاری تولیدات خود را عنوان نمی‌کنند و تنها به ذکر خصوصیات عملکردی تولیدات خود بسنده می‌نمایند. به طور مثال در رابطه با ماژول ترموالکتریک TEC1-12706 (کد عددی 127 بیانگر تعداد جفت‌های ترموالکتریک به کار برده شده در ساخت ماژول و 06 بیان‌گر حداکثر جریان الکتریکی اعمالی به ماژول می‌باشد) که یکی از رایج‌ترین ماژول‌های موجود در بازار است، سازنده برای مشخص کردن محصول خود، مطابق با دفترچه محصول، تنها اطلاعاتی نظیر آنچه که در جدول 1 [18] آورده شده است را عنوان کرده است. در جدول 1 سازنده خصوصیات عملکردی ماژول را برای دو شرایط عملکردی مختلف که دمای سطح گرم در 27 و 50 درجه سانتی‌گراد قرار داشته باشد ذکر کرده است. در صورتی که شرایط پایدار ماژول (و یا هر ماژول آماده‌ی دیگری) در شرایطی به جز شرایط ذکر شده در جدول 1 باشد بایستی بتوان با استفاده از خصوصیات عملکردی ارائه شده، خصوصیات ساختاری ماژول را مشخص کرد و سپس با استفاده از این خصوصیات عملکرد دقیق ماژول را توسط روابط (1) و (2) مشخص کرد.

لایینکین و یاکوو [19] روابط (12) تا (14) را ارائه کرده‌اند که با استفاده از آن‌ها می‌توان خصوصیات ساختاری ماژول‌های ترموالکتریک را با استفاده از خصوصیات عملکردی ماژول‌ها (نظیر آنچه که در جدول 1 آمده است) محاسبه کرد.

$$\overline{\alpha_m} = \frac{V_{\max}}{T_h} \tag{12}$$

$$\overline{R_m} = \frac{V_{\max}}{I_{\max}} \frac{(T_h - \Delta T_{\max})}{T_h} \tag{13}$$

$$\overline{K_m} = \frac{I_{\max} V_{\max}}{\Delta T_{\max}} \frac{(T_h - \Delta T_{\max})}{2T_h} \tag{14}$$

3-2- مدل سازی فین‌ها

هون و همکاران [6] به طراحی مبدل حرارتی مناسب برای یک مجموعه شامل سه ماژول ترموالکتریک پرداخته‌اند. در این بررسی سه نوع مبدل حرارتی با فین‌های مثلثی[1]، فین‌های صفحه‌ای جابه‌جا شده[2] و فین‌های صفحه ای[3] با هم مقایسه شده‌اند. نتایج بیان‌گر آن است که در صورت استفاده از فین‌های صفحه‌ای بهینه شده، ضریب عملکرد یخچالی ماژول‌های ترموالکتریک تا 24.4 درصد نسبت به فین‌های مثلثی افزایش می‌یابد. علاوه بر این هرچند فین‌های صفحه‌ای جابه‌جا شده ضریب عملکرد یخچالی ماژول‌های ترموالکتریک را به میزان کمی نسبت به فین صفحه‌ای افزایش می‌دهند ولی افت فشار هوای عبوری در این نوع بیشتر است. از همین رو آن‌ها نتیجه گرفته‌اند که با توجه به ساخت راحت‌تر و کم هزینه‌تر فین‌های صفحه‌ای، در استفاده‌هایی نظیر تهویه مطبوع، استفاده از این نوع از فین‌ها

[1] Louver fin
[2] Offset strip fin
[3] Plate fin

جدول 1 خصوصیات عملکردی ماژول ترموالکتریک TEC1-12706 [18]

Table 1 Performance specification of TEC1-12706 thermoelectric module [18]

خصوصیت	تعریف	شرایط 1	شرایط 2
T_h (°C)	دمای طرف گرم ماژول در محیط با هوای خشک	27	50
$\Delta T_{\max}$ (°C)	اختلاف دما مابین طرف سرد و گرد ماژول در شرایط $Q_{c\max}=0$	70	79
$V_{\max}$ (V)	ولتاژ اعمالی به ماژول در شرایط $\Delta T_{\max}=0$	16.0	17.2
$I_{\max}$ (A)	جریان عبوری از ماژول در شرایط $\Delta T_{\max}=0$	6.1	6.1
$Q_{c\max}$ (W)	ظرفیت سرمایشی ماژول در طرف سرد در شرایط $\Delta T_{\max}=0$	61.4	66.7

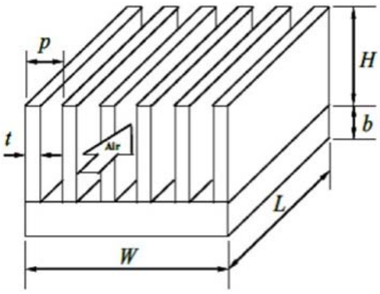

Fig. 2 Schematic of a plate fins heat exchanger and its specification

شکل 2 شماتیک یک مبدل حرارتی با فین‌های صفحه‌ای و مشخصه‌های آن

مناسب‌تر می‌باشد. با توجه به نتایج این پژوهش در مقاله حاضر هم از فین‌های صفحه‌ای بهره گرفته شده است. شکل 2 شماتیکی از این نوع از فین‌ها را نشان می‌دهد.

می‌توان گفت مقاومت حرارتی کل برای یک مبدل حرارتی به طور عمده شامل مقاومت حرارتی جابه‌جایی مابین فین‌ها و سیال عبوری، مقاومت هدایتی در پایه‌ی مبدل و مقاوت تماسی مابین پایه‌ی مبدل و ماژول می‌باشد. برای محاسبه مقاومت حرارتی جابه‌جایی می‌بایست ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی مابین پره‌ها و سیال عبوری را محاسبه کرد. کیم و وب [20] روشی برای محاسبه این مقاومت ارائه کرده‌اند. طبق این روابط عدد ناسلت مطابق رابطه (15) محاسبه می‌شود.

$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{LMTD}} = 7.43237 + \frac{0.0405984}{z} - \frac{1.17060\times10^{-4}}{z^2} + \frac{2.42627}{z^3} - 13.1211\left(\frac{p-t}{H}\right) \quad (15)$$

که z از رابطه‌ی (16) قابل محاسبه است.

$$z = \frac{1}{\mathrm{Re}_{D_h}\mathrm{Pr}}\left(\frac{L}{D_h}\right) \quad (16)$$

همچنین برای محاسبه عدد رینولدز و قطر هیدرولیکی از روابط (17) و (18) استفاده می‌شود [20].

$$\mathrm{Re}_{D_h} = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (17)$$

$$D_h = \frac{2(p-t)H}{p-t+H} \quad (18)$$

با مشخص شدن عدد ناسلت، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در دمای میانگین از رابطه (19) محاسبه می‌شود [20].

$$h_{\mathrm{LMTD}} = \frac{\mathrm{Nu}_{\mathrm{LMTD}}k}{D_h} \quad (19)$$

در نهایت مقاومت حرارتی مربوط به انتقال حرارت جابه‌جایی از رابطه (20) به دست می‌آید [20].

$$R_{\mathrm{conv}} = \frac{1}{\eta_s h_{\mathrm{LMTD}} A} \quad (20)$$

که بازده فین η_s از رابطه (21) قابل محاسبه است.

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A}\left(1-\eta_f\right) \quad (21)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(MH)}{MH} \quad (22)$$

$$M = \sqrt{\frac{h_{\mathrm{LMTD}}P_c}{k_s A_c}} \quad (23)$$

که مقادیر A، A_c، A_f و P_c به ترتیب از روابط (24) تا (27) قابل محاسبه می‌باشند. k_s ضریب گذردهی حرارتی برای ماده تشکیل دهنده پره‌ها می‌باشد.

$$A = \left(2HN_f + (p-t)(N_f-1)\right)L \quad (24)$$

$$A_c = tL \quad (25)$$

$$A_f = N_f A_c \quad (26)$$

$$P_c = 2(t+L) \quad (27)$$

در رابطه (26) N_f بیان‌گر تعداد فین‌ها می‌باشد. مقاومت هدایتی پایه مبدل حرارتی از رابطه (28) و مقاومت تماسی مابین پایه مبدل حرارتی و سطح ماژول از رابطه (29) قابل محاسبه می‌باشند [20].

$$R_{\mathrm{cond}} = \frac{b}{k_s A} \quad (28)$$

$$R_{\mathrm{cont}} = \acute{R}A \quad (29)$$

که $\acute{R}$ مقاومت تماسی بر واحد سطح می‌باشد. با توجه به سری بودن مقاومت‌های ذکر شده، مقاومت حرارتی نهایی مابین ماژول و سیال عبوری از رابطه (30) قابل محاسبه است [20].

$$R_{\mathrm{total}} = R_{\mathrm{conv}} + R_{\mathrm{cond}} + R_{\mathrm{cont}} \quad (30)$$

همچنین برای محاسبه افت فشار دینامیکی سیال عبوری بر روی فین‌های صفحه‌ای می‌توان از روابط ارایه شده توسط کیم و وب [20] استفاده کرد. ضریب افت فشار ناشی از انقباض جریان در محل ورود جریان به مبدل حرارتی از رابطه (31) و ضریب افت فشار ناشی از انبساط جریان سیال در محل خروج از مبدل حرارتی از رابطه (32) محاسبه می‌شود.

$$k_c = 0.8 - 0.4\varepsilon^2 \quad (31)$$

$$k_e = 1 - 0.4\varepsilon - \varepsilon^2 \quad (32)$$

که نسبت انقباض ε از رابطه (33) محاسبه می‌شود.

$$\varepsilon = \frac{p-t}{p} \quad (33)$$

همچنین ضریب افت فشار ظاهری حاصل از عبور جریان سیال از مابین فین‌ها از رابطه (34) محاسبه می‌شود [20].

$$f_{\mathrm{app}}\mathrm{Re}_{D_h} = 23.7366z\mathrm{Pr} + 0.219847 - \frac{6.43526\times10^{-3}}{(z\mathrm{Pr})^{0.5}} + \frac{7.39124\times10^{-5}}{z\mathrm{Pr}} - \frac{3.81290\times10^{-9}}{(z\mathrm{Pr})^2} \quad (34)$$

با مشخص شدن ضرائب افت فشار، برای محاسبه افت فشار حاصل از انقباض و انبساط جریان و اصطکاک به ترتیب از روابط (35) تا (37) استفاده می‌شود [20].

$$\Delta P_c = \frac{1}{2}\rho V^2 k_c \quad (35)$$

$$\Delta P_e = \frac{1}{2}\rho V^2 k_e \quad (36)$$

$$\Delta P_f = \frac{1}{2}\rho V^2\left(4 f_{\text{app}} \text{Re}_{D_h}\right) \tag{37}$$

3-3- آنالیز آنتروپی

در یک مجموعه ترموالکتریک فرآیندهای انتقال حرارت در فین‌ها و همچنین خود ماژول ترموالکتریک همراه با تولید آنتروپی می‌باشد. از طرفی افت فشار دینامیکی سیال عبوری بر روی مبدل‌های حرارتی هم دیگر عامل تولید آنتروپی در مجموعه می‌باشد. از همین رو با توجه به مفهوم تولید آنتروپی، می‌توان فرآیندهای انتقال حرارت و افت فشار مجموعه را در این پارامتر واحد تجمیع کرد و سپس عملکرد کلی هر مجموعه را بر حسب این پارامتر بررسی کرد. طبق روابط زوو و یو [15] آنتروپی تولید شده در کل مجموعه از رابطه (38) قابل محاسبه می‌باشد. در این رابطه $\dot{S}_c$ و $\dot{S}_h$ به ترتیب نرخ آنتروپی تولیدی ناشی از انتقال حرارت در مبدل حرارتی طرف سرد و مبدل حرارتی طرف گرم و $\dot{S}_m$ نرخ آنتروپی تولیدی در ماژول ترموالکتریک می‌باشد.

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{S}_c + \dot{S}_h + \dot{S}_m \tag{38}$$

$$\dot{S}_c = \dot{m}_1 \bar{c}_1 \ln\left(\frac{T_{e1}}{T_{i1}}\right) - \dot{m}_1 R \ln\left(\frac{P_{e1}}{P_{i1}}\right) \tag{39}$$

$$\dot{S}_h = \dot{m}_2 \bar{c}_2 \ln\left(\frac{T_{e2}}{T_{i2}}\right) - \dot{m}_2 R \ln\left(\frac{P_{e2}}{P_{i2}}\right) \tag{40}$$

$$\dot{S}_m = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} - \frac{\dot{Q}_h}{T_h} \tag{41}$$

با محاسبه آنتروپی تولیدی در هر مجموعه می‌توان نرخ بازگشت ناپذیری مجموعه را مشخص کرد. از همین رو می‌توان توسط این پارامتر به مقایسه عملکرد مجموعه در چیدمان‌های مختلف پرداخت.

4- روش حل

همان طور که قبلا هم گفته شد هوای محیط توسط یک فن درون کانال به حرکت درآمده و با عبور از روی فین‌ها، سرد و یا گرم می‌شود. گرمای گرفته شده از هوای در تماس با طرف سرد ماژول و گرمای داده شده به هوای در تماس با طرف گرم ماژول به ترتیب از روابط (42) و (43) قابل محاسبه می‌باشند [16].

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \bar{c}_1 (T_{i1} - T_{e1}) \tag{42}$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \bar{c}_2 (T_{e2} - T_{i2}) \tag{43}$$

$\dot{m}_1$ و $\dot{m}_2$ به ترتیب دبی جرمی هوا در کانال یک و دو، $\bar{c}_1$ و $\bar{c}_2$ ظرفیت گرمایی ویژه هوا در دمای متوسط ورودی و خروجی از مبدل حرارتی، T_{i1} و T_{i2} دمای هوای ورودی به مبدل حرارتی سرد و گرم و T_{e1} و T_{e2} دمای هوای خروجی از مبدل حرارتی می‌باشند.

در قسمت مدل سازی ماژول ترموالکتریک ذکر شد که $\dot{Q}_c$ و $\dot{Q}_h$ به ترتیب گرمای شارش یافته در طرف سرد و گرم ماژول می‌باشند. با فرض چشم پوشی از اتلاف حرارتی از جداره‌های کانال‌ها و انتقال تمام حرارت به هوای عبوری خواهیم داشت:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_c \tag{44}$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_h \tag{45}$$

با مشخص بودن مقاومت حرارتی کل مابین ماژول و هوای عبوری در هر طرف می‌توان دمای سطح سرد و گرم ماژول را به ترتیب از روابط (46) و (47) محاسبه کرد.

$$T_c = \bar{T}_1 - \bar{R}_{\text{total}_c} \dot{Q}_c \tag{46}$$

$$T_h = \bar{T}_2 - \bar{R}_{\text{total}_h} \dot{Q}_h \tag{47}$$

در این روابط $\bar{T}_1$ و $\bar{T}_2$ به ترتیب دمای میانگین هوای در تماس با مبدل حرارتی سرد و گرم و $\bar{R}_{\text{total}_c}$ و $\bar{R}_{\text{total}_h}$ به ترتیب مقاومت حرارتی کل مبدل حرارتی سرد و گرم در دمای میانگین هوا می‌باشد.

با مشخص بودن جریان الکتریکی اعمالی به ماژول و حل معادلات (1)، (2)، (42)، (43)، (46) و (47) می‌توان عملکرد هر ماژول را مشخص کرد. با توجه به نامشخص بودن T_{e1} و T_{e2}، لازم است تا در ابتدا مقداری تقریبی برای این دماها در نظر گرفته شود و سپس با تکرار حل معادلات فوق، مقادیر جدید را در معادلات جایگزین کرد [16]. این روند در فلوچارت ترسیم شده در شکل 3 نشان داده شده است. لازم به ذکر است که در این فلوچارت منظور از متغییر no. of rows تعداد ردیف‌های ماژول‌های ترموالکتریک در هر مجموعه (تعداد ماژول‌های قرار گرفته به صورت سری) می‌باشد. که با توجه به شرایط در نظر گرفته شده در این پژوهش، در حل چیدمان‌های سری برابر با 4 و در چیدمان موازی برابر با 1 می‌باشد. همچنین پارامتر n شمارنده این شماره ردیف در حل معادلات می‌باشد.

در این پژوهش از تعداد 4 ماژول ترموالکتریک از نوع TEC1-12706 با مشخصات عنوان شده در جدول 1 استفاده شده است. طبق اطلاعات ارائه

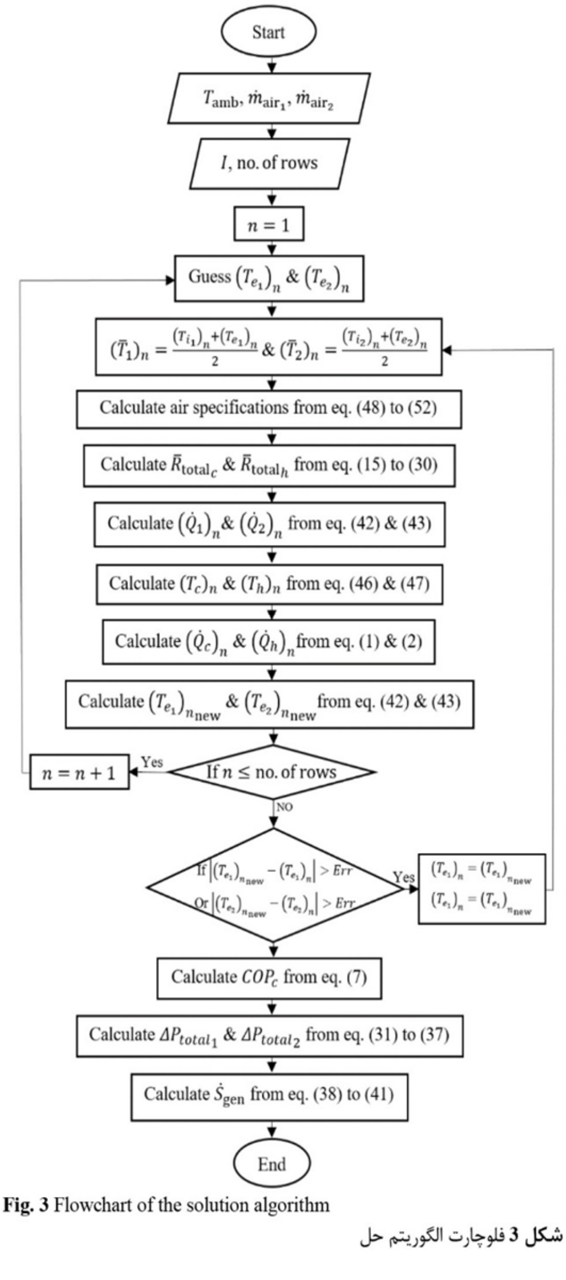

Fig. 3 Flowchart of the solution algorithm

شکل 3 فلوچارت الگوریتم حل

شده توسط سازنده ابعاد هر ماژول برابر با $3.8 \times 40 \times 40$ میلی‌متر می‌باشد [18]. مبدل حرارتی استفاده شده از نوع فین صفحه‌ای، از جنس آلومینیوم با گذردهی حرارتی ثابت $k_s = 205\ \mathrm{Wm^{-1}K^{-1}}$ و با ابعاد نشان داده شده در شکل 4 می‌باشد. مقاومت تماسی مابین مبدل حرارتی و ماژول به طور ثابت برابر $R_{\mathrm{cont}} = 0.05\ \mathrm{WK^{-1}}$ برای هر ماژول در نظر گرفته شده است. از مبادله حرارتی دیواره‌ی کانال‌ها با محیط اطراف چشم‌پوشی شده است.

در تمام حالات جریان الکتریکی اعمالی به هر ماژول 4 آمپر و محیط اطراف در دمای 30 درجه سانتی‌گراد و فشار 1 اتمسفر در نظر گرفته شده است. در هر مجموعه دو فن با منحنی مشخصه نشان داده شده در شکل 5 هوا را در کانال‌های اول و دوم به جریان در می‌آورند. دبی هوا در کانال یک 0.0116 کیلوگرم بر ثانیه (برابر با 20 فوت مکعب بر دقیقه) و در کانال دو 0.0174 کیلوگرم بر ثانیه (برابر با 30 فوت مکعب بر دقیقه) در نظر گرفته شده است.

خصوصیات هوا تابعی از دمای متوسط هوا در هر مقطع و با استفاده از معادلات (48) تا (52) که توسط زوگرافوس و همکاران [21] ارائه شده است، محاسبه گردیده‌اند.

معادلات مربوطه در زبان برنامه نویسی فرترن کد نویسی و حل شده‌اند.

$$\rho = 345.57(T - 2.6884)^{-1} \tag{48}$$

$$c = 1.3864 \times 10^{-13}T^4 - 6.4747 \times 10^{-10}T^3 + 1.023 \times 10^{-6}T^2 - 4.3282 \times 10^{-4}T + 1.0613 \tag{49}$$

$$\mu = 2.5914 \times 10^{-15}T^3 - 1.4346 \times 10^{-11}T^2 + 5.0523 \times 10^{-8}T + 4.113 \times 10^{-6} \tag{50}$$

$$k = 1.5797 \times 10^{-17}T^5 + 9.46 \times 10^{-14}T^4 + 2.2012 \times 10^{-10}T^2 - 2.3758 \times 10^{-7}T^2 + 1.7082 \times 10^{-4}T - 7.488 \times 10^{-3} \tag{51}$$

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mu c}{k} \tag{52}$$

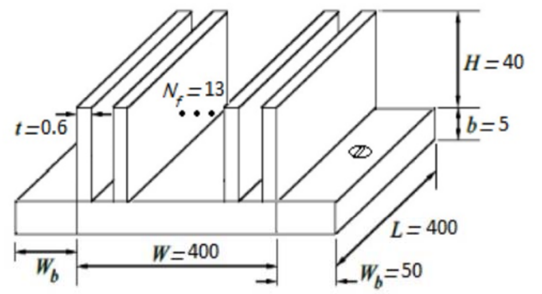

Fig. 4 Dimensions of plate fins heat exchanger in millimeter used in modeling

شکل 4 ابعاد مبدل حرارتی پره صفحه‌ای بر حسب میلی‌متر استفاده شده در شبیه سازی

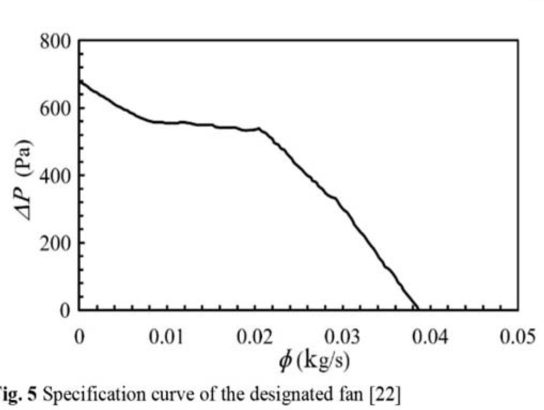

Fig. 5 Specification curve of the designated fan [22]

شکل 5 منحنی مشخصه فن در نظر گرفته شده [22]

5- بررسی نتایج

هرچند طراحی یک مجموعه ترموالکتریک شامل بهینه سازی قسمت‌های مختلف مجموعه می‌باشد ولی در این پژوهش هدف اصلی پاسخ به این پرسش می‌باشد که نحوه چیدمان فین‌ها و الگوی جریان هوای عبوری از روی آن‌ها تا چه حد می‌تواند بر عملکرد هر ماژول و همچنین عملکرد کلی مجموعه اثر گذار باشد و اینکه آیا می‌توان بسته به نوع و شرایط استفاده، چیدمان بهینه را مشخص کرد.

شکل 6 نشان دهنده‌ی $\bar{R}_{\mathrm{total}_c}$ (مقاومت حرارتی هیت سینک طرف سرد) و $\bar{R}_{\mathrm{total}_h}$ (مقاومت حرارتی هیت سینک طرف گرم) برای چیدمان‌های مختلف می‌باشد. مشاهده می‌شود که مقاومت حرارتی کل در چیدمان‌های سری تقریبا با هم برابر بوده ولی مقاومت حرارتی کل در چیدمان موازی به ترتیب در حدود 40 و 50 درصد در طرف سرد و گرم، نسبت به چیدمان‌های سری بیشتر است. طبق روابط (15) تا (20) کاهش سرعت هوا با کاهش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی نسبت مستقیم داشته و به همین دلیل کاهش دبی هوای عبوری از روی فین‌ها باعث افزایش مقاومت حرارتی می‌شود. از همین رو کاهش دبی هوای عبوری از روی هر یک از فین‌ها در چیدمان موازی نسبت به دو چیدمان سری علت افزایش مقاومت حرارتی جابه‌جایی و در نتیجه افزایش مقاومت حرارتی کل در چیدمان موازی می‌باشد [4].

در ماژول‌های ترموالکتریک مقاومت حرارتی هریک از طرفین سرد و گرم تاثیر بسزایی در نقطه عملکرد ماژول دارد. با توجه به بیشتر بودن چگالی شار حرارتی در طرف گرم ماژول‌ها معمولا توجه بیشتری بر روی کاهش مقاومت حرارتی کل این طرف می‌باشد [4]. در اینجا با توجه به انتخاب دبی حجمی بیشتر در کانال گرم، همان گونه که در شکل 6 هم مشخص است، سعی شده است تا مقدار $\bar{R}_{\mathrm{total}_h}$ از مقدار $\bar{R}_{\mathrm{total}_c}$ کمتر باشد.

مقادیر $\dot{Q}_c$ و $\dot{Q}_h$ برای چیدمان‌های مورد بحث در شکل 7 نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که حرارت منتقل شده در چیدمان‌های سری تقریبا با یکدیگر برابر هستند. در صورتی که در چیدمان موازی حرارت منتقل شده در هر دو طرف سرد و گرم از دو چیدمان سری کم‌تر می‌باشد. با توجه به بیشتر بودن $\bar{R}_{\mathrm{total}_c}$ و $\bar{R}_{\mathrm{total}_h}$ در چیدمان موازی این موضوع چندان هم دور ذهن نیست.

شکل 8 بیانگر COP_c و COP_h کل مجموعه برای چیدمان‌های مختلف می‌باشد. مشاهده می‌شود که ضریب عملکرد یخچالی و پمپ گرمایی در چیدمان‌های سری تقریبا با هم برابر بوده ولی این مقادیر به ترتیب در حدود 1.4 و 1.1 برابر چیدمان موازی می‌باشد.

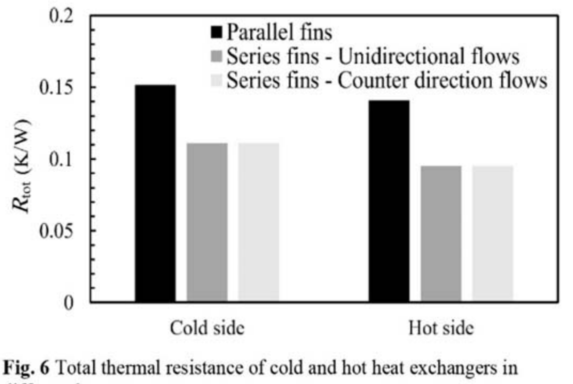

Fig. 6 Total thermal resistance of cold and hot heat exchangers in different layouts

شکل 6 مقاومت حرارتی کل مبدل‌های حرارتی سرد و گرم در چیدمان‌های مختلف

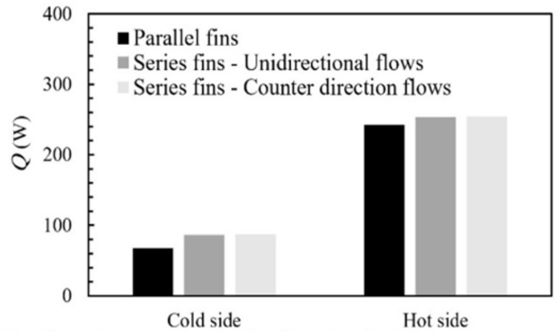

Fig. 7 Total heat transfer of cold and hot sides in different layouts

شکل 7 انتقال حرارت کل در طرف سرد و گرم در چیدمان‌های مختلف

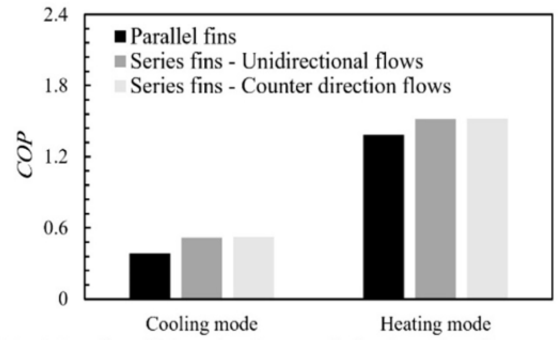

Fig. 8 Overall coefficient of performance for heating and cooling modes in different layouts

شکل 8 ضریب عملکرد کل مجموعه در حالت سرمایش و گرمایش در چیدمان‌های مختلف

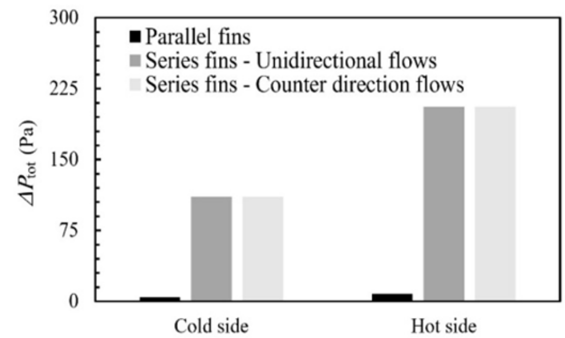

Fig. 9 Total dynamic pressure loss in cold and hot channels in different layouts

شکل 9 افت فشار دینامیکی کل در کانال‌های هوای سرد و گرم در چیدمان‌های مختلف

با توجه به مطالب عنوان شده این گونه بر می‌آید که چیدمان فین‌ها به صورت سری در مسیر کانال عبور هوا به دلیل افزایش سرعت هوای عبوری از روی هر ماژول و در نتیجه کاهش مقاومت حرارت جابه‌جایی می‌تواند به مقدار قابل توجهی باعث افزایش ضریب عملکرد مجموعه شود [4]. از طرفی دیگر با توجه به روابط (34) و (37) انتظار می‌رود که به دلیل افزایش سرعت هوا در چیدمان‌های سری، افت فشار جریان هوا در این دو چیدمان از چیدمان موازی بیشتر باشد. شکل 9 نشان دهنده افت فشار کل در کانال سرد و گرم برای هر یک از چیدمان‌های مورد بحث می‌باشد. با توجه به نمودار مشخص است که افت فشار جریان هوا در چیدمان‌های سری در حدود 25 برابر چیدمان موازی می‌باشد.

مطابق مطالب عنوان شده در چیدمان‌های سری ضریب عملکرد مجموعه نسبت به چیدمان موازی افزایش یافته است. ولی از طرفی در چیدمان‌های سری به دلیل افزایش سرعت هوای عبوری، افت فشار سیال درون کانال‌ها هم به شدت افزایش می‌یابد. از همین رو می‌توان اینگونه عنوان کرد که هرچند افزایش سرعت هوای عبوری درون کانال‌ها در چیدمان‌های سری با کاهش مقاومت حرارتی فین‌ها تاثیری مثبت بر مجموعه داشته است ولی همین عامل با افزایش افت فشارهای دینامیکی تاثیری منفی هم بر مجموعه داشته است. بنابراین به منظور مقایسه عملکرد کلی مجموعه در چیدمان‌های مختلف لازم است تا با استفاده از پارامتری واحد تمامی عوامل تاثیرگذار در عملکرد مجموعه را بررسی کرد. به همین منظور از مفهوم تولید آنتروپی کمک گرفته می‌شود [14, 15]. در مفاهیم ترمودینامیکی آنتروپی تولیدی در مجموعه بیان‌گر میزان برگشت ناپذیری مجموعه می‌باشد. از همین رو هرچه بتوان مقدار آنتروپی تولیدی در مجموعه را کاهش داد، مجموعه به حالت عملکرد آیده‌آل (در مباحث مربوط به پمپ گرمایی نزدیک شدن به چرخه کارنو به عنوان عملکرد آیده‌آل مجموعه در نظر گرفته می‌شود) نزدیک‌تر خواهد شد [15]. شکل 10 نشان دهنده‌ی میزان آنتروپی تولیدی در کل مجموعه برای چیدمان‌های مختلف می‌باشد.

با توجه به شکل 10 آنتروپی تولیدی در مجموعه برای چیدمان‌های سری جریان هم جهت و جریان معکوس به ترتیب برابر با 0.0824 و 0.0825 وات بر درجه سانتی‌گراد محاسبه شده است که مشاهده می‌شود اختلاف بسیار ناچیزی با هم دارند. در حالیکه آنتروپی تولیدی در چیدمان موازی برابر با 0.0862 وات بر درجه سانتی‌گراد محاسبه شده است که این مقدار در حدود 4 درصد بیشتر از چیدمان‌های سری می‌باشد. به عبارتی دیگر می‌توان گفت که هرچند که افت فشار سیال در کانال‌های سرد و گرم برای چیدمان موازی به مقدار قابل توجهی کمتر از دو چیدمان دیگر است، ولی به دلیل بالاتر بودن ضریب عملکرد مجموعه در چیدمان‌های سری، عملکرد کلی مجموعه در این چیدمان‌ها بهتر بوده است.

از منظر کاربردی افزایش بیش از حد سرعت هوای عبوری از میان پره‌ها می‌تواند منجر به ایجاد صدا و یا ارتعاشات اضافی ناخواسته شود، که در طراحی‌ها می‌بایست به این موضوع هم توجه کرد. همچنین عوامل دیگری نظیر فضای مورد نیاز برای قرار گیری مجموعه ماژولها نیز می‌تواند در انتخاب چیدمان مناسب تاثیرگذار باشد.

5-1- مقایسه چیدمان سری جریان هم جهت و جریان مخالف

همان گونه که از اشکال 6 تا 10 مشخص است عملکرد مجموعه ماژول‌ها در چیدمان‌های سری تقریبا با هم یکسان بوده اند. موضوعی که در اینجا مطرح می‌شود این است که در هریک از این چیدمان‌ها عملکرد هریک از ماژول‌ها چگونه است. بدیهی است که در چیدمان موازی با توجه به شرایط یکسان

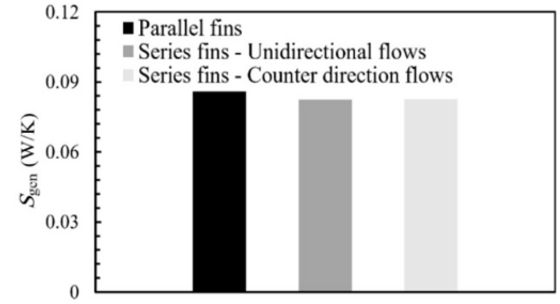

Fig. 10 Overall entropy generation in different layouts

شکل 10 تولید آنتروپی کل در چیدمان‌های مختلف

ماژول‌ها، تمامی ماژول‌ها در شرایط عملکردی یکسانی قرار دارند. ولی در چیدمان‌های سری با توجه به تفاوت دمای هوای عبوری از روی هر یک از فین‌ها انتظار می‌رود که هر ماژول در شرایط عملکردی متفاوتی باشد. از همین رو در این قسمت به بررسی عملکرد هر یک از ماژول‌ها در چیدمان‌های سری می‌پردازیم. نمودارهای 11 و 12 به ترتیب نشان دهنده گرمای گرفته شده در طرف سرد $\dot{Q}_c$ و ضریب عملکرد یخچالی COP_c برای هریک از ماژول‌ها در چیدمان‌های سری می‌باشند. در این نمودارها محور افقی بیانگر شماره ماژول می‌باشد که در تصویر شماره 2 بر روی هر ماژول مشخص شده است.

با توجه به اشکال 11 و 12 مشخص است که در چیدمان سری جریان هم جهت با افزایش شماره ماژول حرارت شارش یافته و در نتیجه ضریب عملکرد یخچالی هر دو به صورت خطی کاهش می‌یابند. طبق معادلات (1) و (2) حداکثر شار گرمایی در ماژول زمانی خواهد بود که اختلاف دمای طرفین ماژول صفر باشد. و یا به عبارتی دیگر هرچه اختلاف دمای سطوح سرد و گرم کمتر باشد، گرمای شارش یافته در طرفین ماژول بیشتر خواهد بود [4]. با توجه به این که در چیدمان سری جریان هم جهت با حرکت در جهت جریان هوا (افزایش شماره ماژول)، اختلاف دمای مابین سطوح سرد و گرم ماژول افزایش می‌یابد، بنابراین با افزایش شماره ماژول حرارت شارش یافته در ماژول و در نتیجه ضریب عملکرد آن کاهش می‌یابد از طرفی دیگر در چیدمان سری جریان مخالف با افزایش شماره ماژول، اختلاف دمای مابین سطوح گرم و سرد کاهش یافته و در نتیجه حرارت شارش یافته و ضریب عملکرد یخچالی هر دو افزایش می‌یابند.

شکل 13 بیان‌گر آنتروپی تولیدی در مقطع هر ماژول در چیدمان‌های سری می‌باشد. در مدل شبیه سازی شده آنتروپی تولیدی از افت فشار حاصل از انقباض و انبساط جریان تنها در مقاطع ابتدایی و انتهایی (ماژول اول و

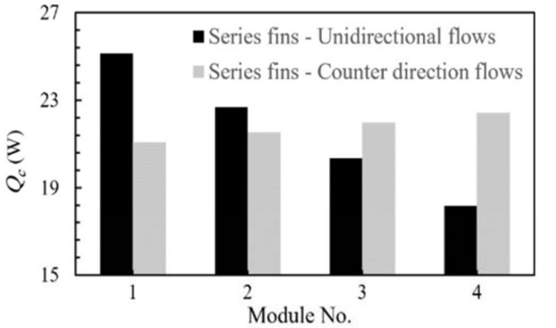

Fig. 11 Absorbed heat at cold side of each module in series layouts

شکل 11 گرمای گرفته شده در طرف سرد هر ماژول در چیدمان‌های سری

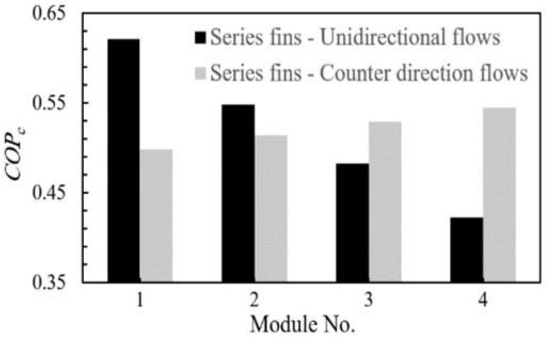

Fig. 12 Coefficient of performance of each module in cooling mode in series layouts

شکل 12 ضریب عملکرد یخچالی هر ماژول در چیدمان‌های سری

چهارم) در نظر گرفته شده‌اند. از همین رو در نمودار شکل 8 میزان آنتروپی تولیدی در مقاطع ماژول‌های اول و چهارم افزایش دارند. همچنین با توجه به افت فشار بیشتر حاصل از انقباض جریان در مقطع ورودی نسبت به افت فشار انبساط جریان در مقطع خروجی، بسته به جهت جریان هوا در کانال‌ها، میزان آنتروپی تولیدی در مقاطع ورودی جریان، در شکل 13 بیشتر است. علاوه بر این در چیدمان سری جریان هم جهت با توجه به کاهش حرارت شارش یافته در هر ماژول با حرکت در جهت جریان هوا، آنتروپی تولیدی روندی کاهشی دارد ولی برای چیدمان سری جریان مخالف این روند افزایشی می‌باشد.

همان گونه که قبلا هم بحث شد نکته جالب توجه در دو چیدمان سری این است که با وجود آنکه عملکرد هر یک از ماژول‌ها با یکدیگر متفاوت می‌باشند، ولی عملکرد کلی مجموعه در هر دو چیدمان تقریبا مشابه می‌باشد. از این موضوع می‌توان برای انتخاب حالت مناسب مجموعه با توجه به شرایط کاری بهره برد.

5-2- بررسی تاثیر تغییرات جریان الکتریکی و دبی هوا

در قسمت‌های قبل جریان الکتریکی اعمالی به هر ماژول در تمام چیدمان‌ها به صورت ثابت و برابر با 4 آمپر و دبی حجمی هوا در کانال سرد و گرم به ترتیب برابر با 0.0116 و 0.0174 کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته شده بودند. در این قسمت هدف بررسی روند تغییرات مجموعه در چیدمان‌های مختلف تحت تاثیر تغییرات جریان الکتریکی اعمالی و دبی هوا می‌باشد.

اشکال 14-(الف) و 14-(ب) بیان‌گر تغییرات مجموعه در چیدمان‌های سری و موازی بر حسب تغییرات جریان الکتریکی به هر ماژول می‌باشد. محور افقی بیان‌گر جریان الکتریکی اعمالی به هر ماژول بر حسب آمپر و محور عمودی به ترتیب نشان دهنده ضریب عملکرد یخچالی مجموعه و آنتروپی تولیدی در مجموعه می‌باشند. در رسم این نمودارها دبی هوا در کانال سرد و گرم به طور ثابت و برابر با مقادیر پیش فرض (به ترتیب 0.0116 و 0.0174 کیلوگرم بر ثانیه در کانال سرد و گرم) در نظر گرفته شده است. با توجه به قسمت‌های قبل به دلیل اینکه شرایط برای چیدمان‌های سری تقریبا یکسان بودند از ترسیم جداگانه دو چیدمان سری در این نمودارها صرف نظر شده است.

همان طور که از شکل 14-(الف) مشخص است با افزایش جریان الکتریکی ضریب عملکرد یخچالی مجموعه برای هر دو چیدمان کاهش می‌یابد [4]. در تمامی جریان‌های الکتریکی ضریب عملکرد مجموعه در چیدمان سری همواره بیشتر از چیدمان اول می‌باشد ولی با افزایش جریان الکتریکی اختلاف ضریب عملکرد یخچالی مابین دو چیدمان کاهش می‌یابد. مطابق نمودار 14-(ب) آنتروپی تولیدی مجموعه در هر دو چیدمان با افزایش

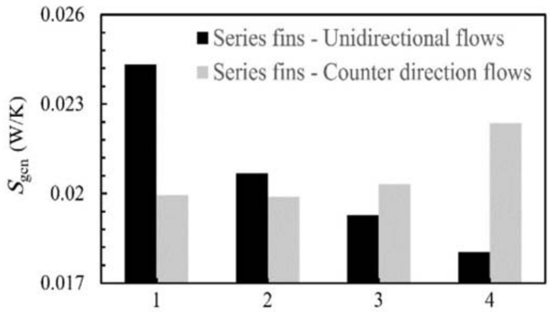

Fig. 13 Entropy generation at section of each module in series layouts

شکل 13 تولید آنتروپی در مقطع هر ماژول در چیدمان‌های سری

جریان الکتریکی افزایش می‌یابد. در جریان‌های الکتریکی کمتر از 3.72 آمپر آنتروپی تولیدی در چیدمان سری بیشتر از چیدمان موازی می‌باشد ولی با افزایش جریان الکتریکی آنتروپی تولیدی در چیدمان سری کمتر از چیدمان موازی می‌شود. مطابق با روابط (38) تا (41) و به دلیل آنکه در جریان‌های الکتریکی پایین میزان انتقال حرارت در طرفین سرد و گرم ماژول کم می‌باشد، بنابراین ترم مربوط به افت فشار دینامیکی در محاسبه آنتروپی در جریان‌های الکتریکی پایین غالب بوده و از همین رو مقدار آنتروپی تولید شده در این ناحیه برای چیدمان موازی کمتر از چیدمان سری می‌باشد. ولی با افزایش جریان الکتریکی به دلیل این که ترم افت فشار ثابت مانده ولی میزان انتقال حرارت در طرفین سرد و گرم افزایش می‌یابد، آنتروپی تولیدی در چیدمان موازی با نرخ بیشتری نسبت به چیدمان سری افزایش می‌یابد.

اشکال 15-(الف) و 15-(ب) نشان دهنده میزان تاثیر تغییرات دبی جریان هوا بر عملکرد مجموعه می‌باشند. محور افقی بیان‌گر دبی هوا در کانال سرد و محورهای عمودی به ترتیب بیان‌گر ضریب عملکرد یخچالی مجموعه و آنتروپی تولیدی مجموعه می‌باشند. در این نمودارها جریان الکتریکی اعمالی به هر ماژول در تمام حالات برابر با مقدار پیش فرض (4 آمپر) و دبی هوا در کانال گرم 1.5 برابر دبی هوا در کانال سرد در نظر گرفته شده است. همان طور که از نمودار 15-(الف) مشخص است برای هر دو چیدمان با افزایش دبی هوا ضریب عملکرد مجموعه افزایش می‌یابد ولی ضریب عملکرد مجموعه برای چیدمان سری همواره بیشتر از چیدمان موازی می‌باشد. همچنین از نمودار 15-(ب) مشاهده می‌شود که برای دبی‌های کمتر از 0.0133 کیلوگرم بر ثانیه میزان آنتروپی تولیدی در مجموعه در چیدمان سری کمتر از چیدمان موازی می‌باشد ولی با افزایش دبی به بیش از این مقدار، میزان آنتروپی تولیدی در مجموعه به طور قابل توجهی افزایش می‌یابد. این موضوع در حالی هست که آنتروپی تولیدی در مجموعه برای چیدمان موازی نسبت به چیدمان سری با

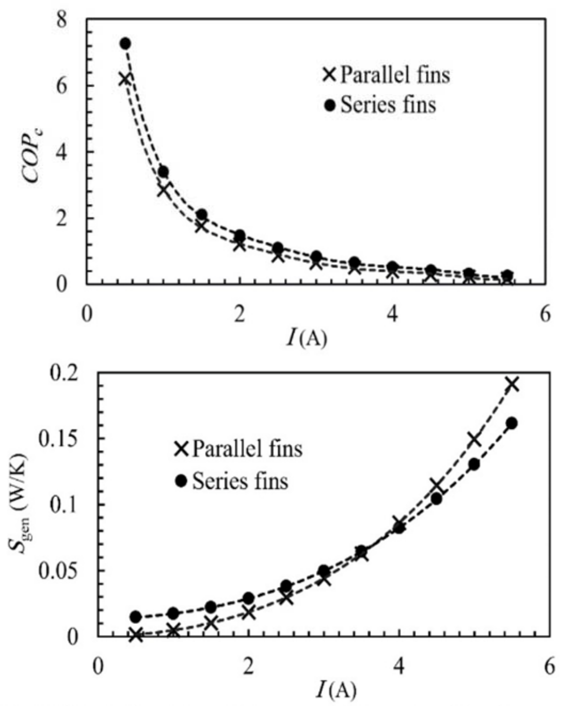

Fig. 14 Effect of module applied power variation on the (a) cooling coefficient of performance of the system (b) entropy generation of the system

شکل 14 تاثیر تغییرات جریان الکتریکی اعمالی به هر ماژول بر روی (الف) ضریب عملکرد یخچالی مجموعه (ب) تولید آنتروپی مجموعه

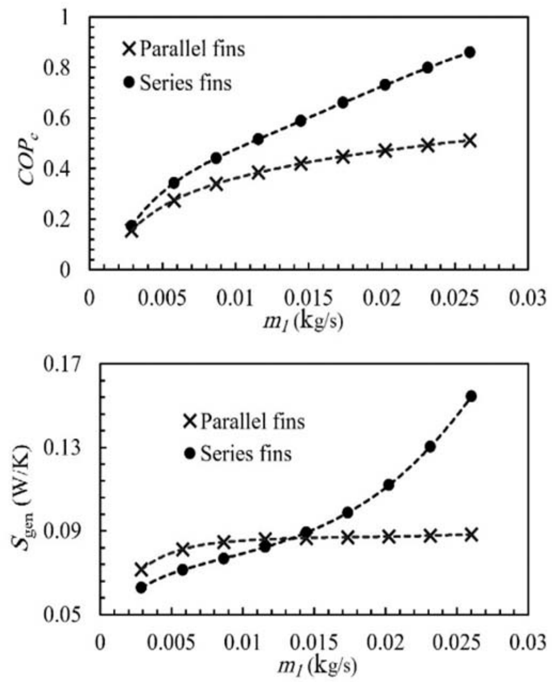

Fig. 15 Effect of flow rate variation on the (a) cooling coefficient of performance of the system (b) entropy generation of the system

شکل 15 تاثیر تغییرات دبی هوا بر روی (الف) ضریب عملکرد یخچالی مجموعه (ب) تولید آنتروپی مجموعه

افزایش دبی تغییرات چندانی ندارد. دلیل این موضوع رشد چشمگیر میزان افت فشار دینامیکی با افزایش دبی هوا در چیدمان سری می‌باشد.

با توجه به نتایج این قسمت می‌توان این گونه عنوان کرد که با توجه به شرایط کارکردی، هریک از چیدمان‌های مطرح شده می‌توانند حالت بهینه مجموعه باشد.

علاوه بر چیدمان‌های بررسی شده در این پژوهش می‌توان چیدمان‌های ترکیبی دیگری را هم برای مجموعه متصور شد. که بسته به نوع و محل استفاده، ممکن است هرکدام از چیدمان‌ها به عنوان مناسب‌ترین حالت انتخاب گردند.

6- جمع بندی

در این پژوهش تاثیر چیدمان فین‌ها بر عملکرد حرارتی سامانه هواساز ترموالکتریک مورد بررسی قرار گرفت. مهمترین نتایج بدست آمده از تحقیق را می‌توان در قالب موارد زیر خلاصه نمود:

1- در جریان الکتریکی اعمالی 4 آمپر و دبی هوای 0.0116 کیلوگرم بر ثانیه، در چیدمانی که فین‌ها به صورت موازی نسبت به هم در مسیر عبور هوا قرار گرفته‌اند، به دلیل کاهش دبی هوای عبوری از روی هر فین و در نتیجه افزایش مقاومت حرارتی مبدل‌های حرارتی، ضریب عملکرد سرمایشی و گرمایشی مجموعه نسبت به چیدمان‌هایی که فین‌ها به صورت سری نسبت به هم در مسیر کانال هوا قرار گرفته‌اند، به ترتیب حدود 40 و 10 درصد کاهش یافته است.

2- در چیدمان سری به دلیل افزایش سرعت هوای درون کانال‌ها، افت فشار جریان هوای درون کانال‌ها افزایش یافته است. از این رو برای مقایسه کلی مجموعه، میزان آنتروپی تولیدی در کل مجموعه برای چیدمان‌های مختلف محاسبه و چیدمان‌های مختلف از نظر میزان برگشت ناپذیری با هم مقایسه شدند. نتایج، بیانگر این است که با

وجود افزایش میزان برگشت ناپذیری ناشی از افزایش سرعت هوا در چیدمان‌های سری، برگشت ناپذیری کل مجموعه در چیدمان‌های سری کمتر از چیدمان موازی می‌باشد. دلیل اصلی این امر افزایش میزان انتقال حرارت به واسطه کاهش مقاومت حرارتی در این نوع چیدمان است.

3- به منظور بررسی تاثیر جریان الکتریکی اعمالی و دبی هوا، ضریب عملکرد یخچالی و آنتروپی تولیدی مجموعه به ازای مقادیر مختلف این دو پارامتر بررسی شدند. نتایج بیانگر آن است که در جریان‌های الکتریکی اعمالی کمتر از 3.72 آمپر (در دبی هوای ثابت 0.0116 کیلوگرم بر ثانیه) آنتروپی تولیدی در چیدمان‌های سری بیشتر از چیدمان موازی می‌باشد ولی با افزایش جریان الکتریکی، آنتروپی تولیدی در چیدمان‌های سری کمتر از چیدمان موازی می‌شود. همچنین برای دبی‌های کمتر از 0.0133 کیلوگرم بر ثانیه (در جریان الکتریکی اعمالی ثابت 4 آمپر) میزان آنتروپی تولیدی در مجموعه در چیدمان سری کمتر از چیدمان موازی می‌باشد ولی با افزایش دبی هوا به بیش از این مقدار، میزان آنتروپی تولیدی در مجموعه به طور قابل توجهی افزایش می‌یابد. از این‌رو می‌توان نتیجه گرفت که در صورتی که مبنای انتخاب نوع چیدمان را بر حسب بهینه سازی آنتروپی تولیدی قرار بدهیم، می‌بایست جریان الکتریکی اعمالی به ماژول‌ها و همچنین دبی هوا را در شرایط کارکرد مد نظر قرار داد و با بررسی میزان آنتروپی تولیدی مجموعه، چیدمان مناسب را انتخاب نمود.

4- نتایج بررسی‌ها بیان‌گر آن است که در چیدمان‌های سری جریان هم جهت و جریان مخالف با وجود آنکه عملکرد هر ماژول با دیگری متفاوت است، ولی در کل عملکرد مجموعه‌ی ماژول‌ها در این دو چیدمان تفاوت چندانی با هم ندارند.

7- فهرست علایم

A	مساحت (m^2)
b	ضخامت پایه مبدل (m)
COP	ضریب عملکرد
c	ظرفیت گرمایی ویژه سیال (W/kgK)
D_h	قطر هیدرولیکی (m)
H	ارتفاع پره در مبدل حرارتی (m)
h	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (W/m^2K)
I	جریان الکتریکی (A)
K	گذردهی حرارتی ماژول (W/mK)
k	گذردهی حرارتی سیال (W/mK)
k_c	ضریب افت فشار ناشی از انقباض جریان
k_e	ضریب افت فشار ناشی از انبساط جریان
L	طول پایه مبدل حرارتی (m)
M	مشخصه مبدل حرارتی
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
N	تعداد
Nu	عدد ناسلت (بدون بعد)
P	فشار دینامیک سیال (Pa)
p	گام پره‌ها در مبدل حرارتی (m)
Po	توان (W)
Pr	عدد پرنتل (بدون بعد)
$\dot{Q}$	گرمای منتقل شده (W)
R	مقاومت الکتریکی (Ω)
R	مقاومت حرارتی (K/W)
Re	عدد رینولدز (بدون بعد)
$\dot{S}$	آنتروپی (W/K)
T	دما (K)
t	ضخامت پره در مبدل حرارتی (m)
V	سرعت سیال (m/s)
W	عرض مبدل حرارتی (m)
Z	مشخصه مبدل حرارتی

علایم یونانی

ρ	چگالی سیال (kg/m^3)
μ	لزجت دینامیکی سیال (kg/ms)
η	بازده
ε	نسبت انقباض
α	ضریب سیبک (V/K)

زیر نویس‌ها

1	کانال سرد
2	کانال گرم
c	طرف سرد
e	شرایط در مقطع خروج
h	طرف گرم
i	شرایط در مقطع ورود
m	ماژول

8- مراجع

[1] D. Zhao, G. Tan, A review of thermoelectric cooling: Materials, modeling and applications, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 66, No. 1, pp. 15-24, 2014.

[2] J. Chen, Y. Zhou, H. Wang, J. T. Wang, Comparison of the optimal performance of single-and two-stage thermoelectric refrigeration systems, *Applied Energy*, Vol. 73, No. 3, pp. 285-298, 2002.

[3] X. Xuan, K. Ng, C. Yap, H. Chua, Optimization of two-stage thermoelectric coolers with two design configurations, *Energy Conversion and Management*, Vol .43, No. 15, pp. 2041-2052, 2002.

[4] S. Riffat, X. Ma, Improving the coefficient of performance of thermoelectric cooling systems: a review, *International Journal of Energy Research*, Vol. 28, No. 9, pp. 753-768, 2004.

[5] M. Kubo, M. Shinoda, T. Furuhata, K. Kitagawa, Optimization of the incision size and cold-end temperature of a thermoelectric device, *Energy*, Vol. 30, No. 11, pp. 2156-2170, 2005.

[6] H. S. Han, S. Young, T. H. Ji, Y. J. Jee, D. Lee, K. S. Jang, D. H. Oh, Heat sink design for a thermoelectric cooling system, *Proceeding of IEEE*, USA, Orlando, May 28-31, 2008.

[7] M. Cosnier, G. Fraisse, L. Luo, An experimental and numerical study of a thermoelectric air-cooling and air-heating system, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, No. 6, pp. 1051-1062, 2008.

[8] H. Zhang, A general approach in evaluating and optimizing thermoelectric coolers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, No. 6, pp. 1187-1196, 2010.

[9] C. C. Wang, C. I. Hung, W. H. Chen, Design of heat sink for improving the performance of thermoelectric generator using two-stage optimization, *Energy*, Vol. 39, No. 1, pp. 236-245, 2012.

[10] H. Lee, Optimal design of thermoelectric devices with dimensional analysis, *Applied Energy*, Vol. 106, No. 1, pp. 79-88, 2013.

[11] X. Wang, J. Yu, M. Ma, Optimization of heat sink configuration for thermoelectric cooling system based on entropy generation analysis, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 63, No. 1, pp. 361-365, 2013.

[12] L. Zhu, H. Tan, J. Yu, Analysis on optimal heat exchanger size of thermoelectric cooler for electronic cooling applications, *Energy Conversion*

modeling approaches for thermoelectric elements, *Energy Conversion and Management*, Vol. 65, No. 1, pp. 351-356, 2013.
[18] http://www.hebeiltd.com.cn/?p=peltier.module (visited on 11 Feb. 2018)
[19] S. Lineykin, S. Ben-Yaakov, Modeling and analysis of thermoelectric modules, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 43, No. 2, pp. 505-512, 2007.
[20] S. Y. Kim, R. L. Webb, Analysis of convective thermal resistance in ducted fan-heat sinks, *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, Vol. 29, No. 3, pp. 439-448, 2006.
[21] A. I. Zografos, W. A. Martin, J. E. Sunderland, Equations of properties as a function of temperature for seven fluids, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 61, No. 2, pp. 177-187, 1987.
[22] http://www.sunon.com/index2/pro2.php?c1=10&c2=5 (visited on 11 Feb. 2018)
and Management, Vol. 76, No. 1, pp. 685-690, 2013.
[13] S. Sharma, V. K. Dwivedi, S. N. Pandit, Thermoeconomic analysis of multi-stage thermoelectric cooler, *International Journal of Thermal & Environmental Engineering*, Vol. 8, No. 2, pp. 77 - 82, 2014.
[14] A. Nemati, H. Nami, M. Yari, S. F. Ranjbar, Energy and exergy analysis of a two-stage thermoelectric used for heating and cooling, AmirKabir Mechanical Engineering, Articles in press, 2017. (in persian فارسی)
[15] L. Zhu, J. Yu, Optimization of heat sink of thermoelectric cooler using entropy generation analysis, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 118, No. 1, pp. 168-175, 2017.
[16] L. Shen, X. Pu, Y. Sun, J. Chen, A study on thermoelectric technology application in net zero energy buildings, *Energy*, Vol. 113, No. 1, pp. 9-24, 2016.
[17] G. Fraisse, J. Ramousse, D. Sgorlon, C. Goupil, Comparison of different