

طراحی و آنالیز ترمودینامیکی دستگاه مه پاش خورشیدی

مسعود پور^{۱*}، فرهاد سالک^۲، سید محمد جوادی^۳

^۱ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی قوچان، قوچان، ایران

m.pour@qiet.ac.ir

^۲ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

farhadsalek@shahroodut.ac.ir

^۳ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی قوچان، قوچان، ایران

mohammad.javadi@qiet.ac.ir

چکیده: در این مقاله، سیستم خنک کننده دستگاه مه پاش خورشیدی که کاملاً توسط انرژی خورشیدی تغذیه می شود، طراحی و بهینه سازی شده است. در سیستم خنک کننده این دستگاه، به جای سیستم های متداول سردسازی تراکمی از سیکل جذبی سردسازی آمونیاک استفاده شده و طراحی آن به گونه ای انجام شده است که عملکرد سیستم در محیط هایی با درجه حرارت بالا به طرز چشمگیری افزایش یافته است. سیکل جذبی سردسازی آمونیاک به کار گرفته شده کاملاً از کلکتورهای خورشیدی سهموی تغذیه شده است. طراحی دستگاه به گونه ای است که دمنده در ابتدای سیستم خنک کننده قرار گرفته است. بدین ترتیب، به منظور افزایش راندمان دمنده و سیستم، بهینه سازی برخی مشخصات دمنده محوری با استفاده از آزمایش و شبیه سازی انجام و تأیید شده است. در ادامه، به منظور بالا بردن انتقال حرارت به هوا، محل مناسب قرارگیری مبدل حرارتی در داخل کانال دستگاه هواساز به وسیله تحلیل المان محدود در نرم افزار Ansys CFX تعیین شده است. در مرحله بعد، تحلیل و آنالیز ترمودینامیکی سیکل جذبی سردسازی آمونیاک و میزان انرژی لازم برای خنک کاری هوا از طریق مبدل پوسته لوله در شرایط محیطی مختلف با استفاده از تحلیل عددی در نرم افزار EES تعیین شده است. نتایج نشان می دهند که استفاده از سه کلکتور خورشیدی می تواند علاوه بر تأمین انرژی لازم برای سیستم خنک کننده، سبب کاهش هزینه های تولید در صنایع غذایی شود.

واژه های کلیدی: سیکل جذبی سردسازی آمونیاک، هواساز، کلکتور خورشیدی.

موضوع باعث تحمیل هزینه‌های سنگین ناشی از مصرف برق به تولیدکننده می‌شود. اصلاح، بهینه‌سازی و یا تغییر مدل عملکردی هریک از این دو بخش می‌تواند سبب بالا بردن راندمان دستگاه مه‌پاش و کاهش هزینه‌های جاری تولید شود. در هریک از بخش‌های اصلی ذکر شده، محققان زیادی تحقیقاتی را انجام داده‌اند.

برای طراحی دمنده‌های محوری در مراجع [۱-۳] والنز، اصول گسترده‌ای از طراحی دمنده‌های جریان محوری تعیین و تعمیم دادند. همچنین در مرجع [۳] به صورت کامل و همراه با جزئیات، نکات در طراحی دمنده‌های محوری بیان شده است. ای سی کی [۴] در ادامه ایزدی [۵] بهینه‌سازی عددی دمنده محوری بر اساس بیشترین نرخ جریان عبوری از دمنده را با نسبت‌های متفاوت طول پره به شعاع محور درون یک کانال استوانه‌ای را انجام داد، اما همچنان تحقیقات گسترده‌ای بر روی اوضاع کاری دمنده‌ها در حال انجام است. این تحقیقات بر روی نویز [۶ و ۷]، اثر طراحی پره بر روی دبی و عملکرد دمنده [۸] و همچنین اثر زاویه پرها در [۹ و ۱۰] انجام شده است.

شبیه‌سازی عددی جریان در مبدل‌های حرارتی به منظور کاربردهای خاصی در حال انجام است. در اکثر آن‌ها انتقال حرارت انجام شده از لوله‌های مبدل به سیال و همچنین تغییر سرعت سیال در هنگام عبور از لوله‌های مبدل به عنوان هدف شبیه‌سازی مطرح است [۱۱]. انتخاب شرایط مبدل از لحاظ قطر لوله‌ها، موقعیت آن‌ها نسبت به هم و نیز فاصله آن‌ها از یکدیگر در طول مبدل نقشی تأثیرگذار در راندمان مبدل دارد [۱۲ و ۱۳].

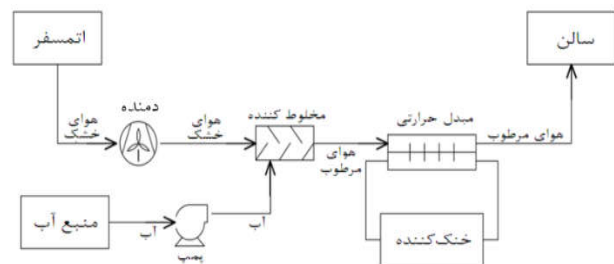
سالک و همکاران [۱۴] برای طراحی و مدل‌سازی ترمودینامیکی سیستم تولید آب از رطوبت هوا، از سیکل جذبی کوپل شده با کلکتورهای حرارتی خورشیدی استفاده کرده‌اند. در پژوهش انجام گرفته، گرمای جذب شده توسط کلکتورهای خورشیدی صرف راه‌اندازی سیکل جذبی شده و بدین ترتیب سرمایه‌ش مورد نیاز جهت کندانس بخار آب موجود در هوا توسط این سیکل تولید شده است. همچنین در مقالات دیگر نظیر [۱۵] از سیکل جذبی به منظور تولید سرمایه‌ش برای مصارف گوناگون صنعتی استفاده شده است. از طرف دیگر، مبدل‌های حرارتی نوع فین تیوب، در مصارف صنعتی مختلف برای خنک‌کاری هوا مورد استفاده قرار گرفته‌اند [۱۶]. در اکثر مراجع، از این نوع مبدل با آرایش مثلثی به دلیل استحصال راندمان بالاتر، استفاده شده است [۱۷ و ۱۸]. محمود زنده‌دل دیزجی، در سال ۱۳۹۴ به بررسی و ساخت دستگاه چیلر جذبی آمونیاکی تک‌اثره، به روش عددی و آزمایشگاهی پرداخت [۱۹]. وی بدین نتیجه رسید که در فصول گرم سال، با به کارگیری کلکتورهای

۱. مقدمه

تولید مصنوعی و تحت کنترل گیاهان به منظور تأمین نیازهای جوامع بشری در چند دهه اخیر مورد توجه بخش‌های مختلف تولیدی قرار گرفته است. در این بین، تولید گیاهانی که در محدوده محصولات غذایی قرار دارند (نظیر قارچ) از اهمیت خاصی برخوردارند. روش‌های متنوعی برای تولید این محصول در نقاط مختلف جهان پیشنهاد شده‌اند. در ایران نیز تولیدکنندگانی با استفاده از تجهیزات طراحی شده در کشورهای نظیر هلند اقدام به تولید محصولات غذایی کرده‌اند.

به دلیل تفاوت شرایط طراحی دستگاه‌های خنک‌کننده با شرایط اقلیمی ایران، راندمان مطلوبی در تولید قارچ به خصوص در نواحی گرمسیری ایران حاصل نشده است. از طرف دیگر، هزینه‌های جاری به کارگیری چنین تجهیزاتی در فصول گرم سال یا مناطقی با آب‌وهوای گرم و خشک، سبب شده است که رغبت کمتری به تولیدی چنین محصولات غذایی وجود داشته باشد. در مناطقی که دارای اقلیم گرم و خشک هستند (با دمای محیط بالای ۳۰ درجه سانتی‌گراد)، مه‌پاش‌هایی که فقط ذرات آب را در گلخانه پخش می‌کنند، جواب‌گو نبوده و دمای هوای داخل سالن را به اندازه لازم کاهش نمی‌دهند. بنابراین دمای لازم برای رشد قارچ (دمای ۱۴ درجه سانتی‌گراد) مهیا نشده و تولید محصول با مشکلات جدی همراه خواهد بود. این معضل می‌تواند مشکلاتی در تأمین بخشی از پروتئین مورد نیاز بخش غذایی جامعه ایجاد کند.

به صورت متداول تجهیزات به کار گرفته شده در یک دستگاه مه‌پاش می‌تواند نظیر اعضای نشان داده شده در شکل (۱) در نظر گرفته شود. بخش‌های اصلی این دستگاه شامل دمنده و مبدل حرارتی است.



شکل (۱): طرح‌واره کلی دستگاه مه‌پاش

در دستگاه هواساز عملکرد دستگاه به گونه‌ای است که هوا ابتدا توسط دمنده به داخل محفظه اصلی دستگاه کشیده شده، سپس ذرات آب به داخل هوا تزریق گردیده و توسط سیستم خنک‌کننده تعبیه شده در دستگاه، دمای هوای مرطوب تولیدی توسط مبدل حرارتی به مقدار مورد نیاز کاهش می‌یابد. از آنجایی که سیستم خنک‌کننده به کار برده شده در دستگاه مه‌پاش اکثراً دارای سیکل تبرید تراکمی می‌باشد و مصرف انرژی این سیکل به دلیل وجود کمپرسور در این سیکل بسیار بالاست، این

آن به عنوان ورودی‌های نرم افزار ای‌ای‌اس در نظر گرفته شده است. منبع انرژی سیکل جذبی آمونیاک گرماساز که این گرما توسط کلکتورهای خورشیدی سهموی تولید می‌شود [۱۱-۱۳]. سرمایش تولید شده توسط این سیکل، به وسیله یک مبدل حرارتی پوسته لوله به هوای محفظه مه‌پاش منتقل می‌شود. مدل‌سازی ریاضی سیستم به گونه‌ای نوشته شده که تمامی اجزای سیستم از هم تأثیرپذیرند. در صورت تغییر یک پارامتر ترمودینامیکی در یک نقطه از سیستم، مقادیر ترمودینامیکی کل سیستم تغییر می‌کند. در تحلیل ترمودینامیکی سیستم از معادله جرم، معادله انرژی و معادله غلظت استفاده شده است که در معادلات (۱) تا (۳) بیان شده‌اند [۱۱ و ۱۲]؛

معادله جرم

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

معادله غلظت

$$\sum \dot{m}_i X_i = \sum \dot{m}_e X_e \quad (2)$$

معادله انرژی

$$\sum \dot{Q} + \sum \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i \quad (3)$$

فرضیات به کار گرفته شده برای ساده‌سازی معادلات عبارت‌اند از:

- هر جزئی از سیستم به عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته شده است که می‌تواند با محیط کار یا گرما تبادل کند.

- قوانین ترمودینامیکی انرژی و جرم بر تمامی اجزای سیستم حاکم است.

- تمامی اجزای سیستم دارای تعادل ترمودینامیکی هستند.

- تمامی نقاط سیستم دارای شرایط پایا هستند.

- از کاهش فشار سیال که ناشی از اصطکاک سیال درون لوله‌ها صرف نظر شده است.

۱.۲. سیکل تبرید جذبی آمونیاک

با اعمال قانون دوم ترمودینامیک برای هر یک از اجزای سیکل جذبی تبرید آمونیاک معادلات (۴) تا (۳۲) را خواهیم داشت [۲۰]:

- بویلر^۴

$$\dot{Q}_{Generator} = \dot{m}_{A7} h_{A7} + \dot{m}_{A4} h_{A4} - \dot{m}_{A3} h_{A3} - \dot{m}_{A8} h_{A8} \quad (4)$$

$$\dot{m}_{A7} x_{A7} + \dot{m}_{A4} x_{A4} = \dot{m}_{A3} x_{A3} + \dot{m}_{A8} x_{A8} \quad (5)$$

$$\dot{m}_{A7} + \dot{m}_{A4} = \dot{m}_{A3} + \dot{m}_{A8} \quad (6)$$

خورشیدی مدل PTC1۸۰۰ شرکت سولیتیم^۱ آلمان، می‌توان به‌ازای هر کلکتور سهموی، ۳ کیلووات از انرژی مصرفی چیلر را از انرژی خورشیدی تأمین کرد.

در این مقاله، برای شرایط محیطی خاص مورد نظر، در دستگاه مه‌پاش تغییراتی ایجاد شده است تا دمای را تا حد مطلوب کاهش دهد. نمونه‌ای از این تغییرات، جایگزین کردن سیکل سردسازی جذبی خورشیدی به جای سیکل تراکمی می‌باشد که در برخی مراجع برای بعضی سیستم‌های حرارتی نظیر [۱۴ و ۱۵] استفاده شده است. در سایر بخش‌ها نظیر دمنده نیز حالت‌های بهینه تعیین شده‌اند.

در طراحی دمنده، ابتدا حالت‌های بهینه برخی پارامترهای دمنده انجام شده و سپس سرعت خروجی دمنده به عنوان ورودی برای مبدل حرارتی در نظر گرفته شده است. به منظور بالا بردن راندمان مجموعه، تعیین محل قرارگیری مبدل حرارتی داخل محفظه اصلی دستگاه، به عنوان یکی از پارامترهای مهم طراحی دستگاه مه‌پاش انجام شده است. لازمه تعیین محل قرارگیری مبدل حرارتی در محفظه اصلی دستگاه، تعیین میزان سرعت و فشار هوا در داخل محفظه دستگاه است. بدین منظور، ابتدا محفظه دستگاه به همراه دمنده با روش المان محدود تحلیل شده است. پس از آن، با مدل‌سازی بخش‌های مختلف سیکل جذبی سردسازی آمونیاک در سیستم خنک‌کننده و مدل‌سازی کامل انرژی سیستم خنک‌کننده از کلکتورهای خورشیدی، هزینه‌های تحمیلی مصرف برق دستگاه تعیین و به حداقل رسیده است. بدین منظور مدل ریاضی کلی دستگاه و سیستم خنک‌کننده آن در نرم‌افزار ای‌ای‌اس^۲ ایجاد و تحلیل شده است. در نهایت، شرایط بهینه تعداد کلکتورهای خورشیدی مورد نیاز با استفاده از دبی و دمای مورد نیاز یک سالن ۱۰ تن قارچ با دبی ۳۰ لیتر بر ساعت آب در دمای ۱۶ درجه سانتی‌گراد در شرایطی که دمای هوای خارج سالن ۴۰ درجه سانتی‌گراد است، تعیین شده است.

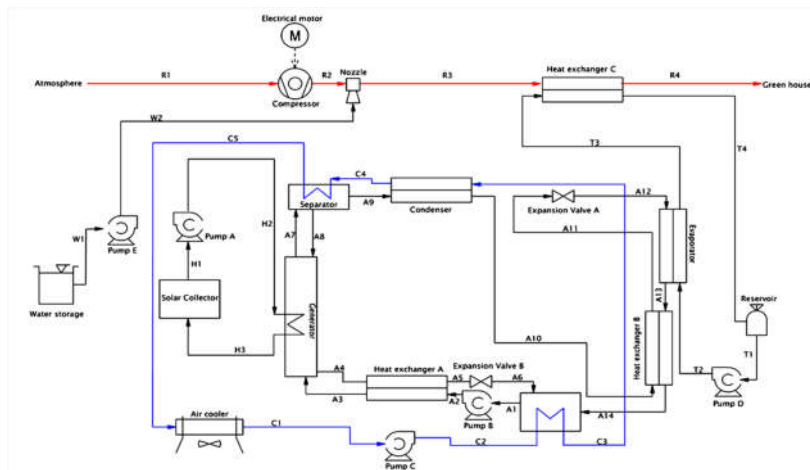
۲. مدل‌سازی ریاضی سیستم

دستگاه مه‌پاش خورشیدی به‌طور کلی از سه قسمت تشکیل شده است: الف. سیستم مکش و انتقال هوا؛ ب. سیستم انتقال؛ ج. تزریق آب و سیکل تبرید جذبی آمونیاک. تحلیل ترمودینامیکی سیستم با روش مدل‌سازی کلی سیستم در نرم‌افزار ای‌ای‌اس صورت گرفته است.

تحلیل محفظه اصلی دستگاه با روش المان محدود در نرم‌افزار انسیس سی‌اف‌ایکس^۳ CFX انجام شده و نتایج کانتور سرعت و فشار

1. Solitem
2. EES Software
3. Ansys CFX Software

4. Generator



شکل (۲): بلوک دیاگرام کلی دستگاه مه‌پاش همراه با کل اجزای سیستم

۱.۱.۲. سیکل انتقال سرمایش

خطوط جریان این سیکل در شکل (۲) با پیشوند T مشخص شده است. انتقال انرژی سرمایشی تولیدشده توسط سیکل تبرید جذبی، به سیستم مکش و انتقال هوا، توسط سیال آب موجود در سیستم انتقال سرمایش انجام می‌گیرد. این سیستم از سه جزء اصلی تشکیل شده که معادلات آنها از معادله (۱۸) تا (۲۰) است [۲۱]؛

- اواپراتور

$$\dot{Q}_{Evaporator} = \dot{m}_{T2} (h_{T3} - h_{T2}) \quad (18)$$

- مبدل حرارتی C

$$\dot{Q}_{Heat\ exchanger\ C} = \dot{m}_{T2} (h_{T4} - h_{T3}) \quad (19)$$

- پمپ D

$$\dot{W}_{Pump\ D} = \dot{m}_{T2} g h_{T2} \quad (20)$$

۲.۱.۲. سیکل انتقال گرمایش

خطوط جریان این سیکل در شکل (۲) با پیشوند H مشخص شده است. انرژی گرمایشی تولیدشده در کلکتور به وسیله این سیکل به سیکل تبرید جذبی منتقل می‌شود. سیال عامل این سیکل، آب است. این سیستم از سه جزء اصلی تشکیل شده است که در معادلات (۲۱) تا (۲۳) تشریح شده‌اند [۲۱]؛

- بویلر

$$\dot{Q}_{Generator} = \dot{m}_{H2} (h_{H3} - h_{H2}) \quad (21)$$

- کلکتور خورشیدی

$$\dot{Q}_{Solar\ Collector} = \dot{m}_{H2} (h_{H1} - h_{H3}) \quad (22)$$

8. Solar Collector

- جداکننده^۱

$$\dot{Q}_{Separator} = \dot{m}_{A8} h_{A8} + \dot{m}_{A9} h_{A9} - \dot{m}_{A7} h_{A7} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{A7} x_{A7} = \dot{m}_{A8} x_{A8} + \dot{m}_{A9} x_{A9} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{A7} = \dot{m}_{A8} + \dot{m}_{A9} \quad (9)$$

- کندانسور^۲

$$\dot{Q}_{Condenser} = \dot{m}_{A9} (h_{A10} - h_{A9}) \quad (10)$$

- مبدل حرارتی B^۳

$$\dot{Q}_{Heat\ exchanger\ B} = \dot{m}_{A9} (h_{A11} - h_{A10}) = \dot{m}_{A9} (h_{A13} - h_{A14}) \quad (11)$$

(

- شیر انبساط A^۴

$$h_{A11} = h_{A12} \quad (12)$$

- اواپراتور^۵

$$\dot{Q}_{Evaporator} = \dot{m}_{A9} (h_{A13} - h_{A12}) \quad (13)$$

- جذب‌کننده^۶

$$\dot{Q}_{Absorber} = \dot{m}_{A3} h_{A1} - \dot{m}_{A4} h_{A6} - \dot{m}_{A9} h_{A14} \quad (14)$$

- پمپ B^۷

$$\dot{W}_{Pump\ B} = \dot{m}_{A3} (h_{A2} - h_{A1}) \quad (15)$$

- شیر انبساط B

$$h_{A5} = h_{A6} \quad (16)$$

- مبدل حرارتی A

$$\dot{Q}_{Heat\ exchanger\ B} = \dot{m}_{A4} (h_{A5} - h_{A4}) = \dot{m}_{A3} (h_{A2} - h_{A3}) \quad (17)$$

1. Separator
2. Condenser
3. Heat Exchanger
4. Expansion Valve
5. Evaporator
6. Absorber
7. Pump

- پمپ A

$$\dot{W}_{Pump A} = \dot{m}_{H2} g h_{H2} \quad (23)$$

۳.۱.۲. سیکل خنک کننده سیکل تبرید

خطوط جریان این سیکل در شکل (۲) با پیشوند C مشخص شده است. خنک کاری محفظه جذب کننده، کندانسور و جداکننده توسط یک سیکل خنک کننده مجزا انجام می گیرد. سیال خنک کننده این سیکل، آب است. سیال آب پس از جذب انرژی گرمایی در جذب کننده، کندانسور و جداکننده، در مبدل حرارتی هوایی (خنک کننده هوایی) گرمای جذب شده را به هوای محیط انتقال می دهد. معادلات قانون دوم ترمودینامیک برای هرکدام از اجزای این سیکل عبارت است از [۲۰]:

- جذب کننده

$$\dot{Q}_{Absorber} = \dot{m}_{C2} (h_{C3} - h_{C2}) \quad (24)$$

- کندانسور

$$\dot{Q}_{Condenser} = \dot{m}_{C2} (h_{C4} - h_{C3}) \quad (25)$$

- جداکننده

$$\dot{Q}_{Separator} = \dot{m}_{C2} (h_{C5} - h_{C4}) \quad (26)$$

- خنک کننده هوایی^۱

$$\dot{Q}_{Air cooler} = \dot{m}_{C2} (h_{C5} - h_{C1}) \quad (27)$$

- پمپ

$$\dot{W}_{Pump C} = \dot{m}_{C2} g h_{C2} \quad (28)$$

۲.۲ سیستم انتقال و تزریق آب

خطوط جریان این سیکل در شکل (۲) با پیشوند W مشخص شده است. این سیستم سیال آب را از منبع آب، به وسیله پمپ به طرف نازل انتقال داده و آب منتقل شده توسط نازل، داخل هوای عبوری از محفظه اصلی دستگاه اسپری شده و باعث افزایش رطوبت هوای خروجی از محفظه اصلی می شود. معادلات قانون دوم ترمودینامیک برای هرکدام از اجزای این سیستم در معادلات (۲۹) تا (۳۲) ارائه شده است [۲۱]:

- پمپ E

$$\dot{W}_{Pump E} = \dot{m}_{W2} g h_{W2} \quad (29)$$

- نازل^۲

$$\dot{m}_{R2} w_{R2} + \dot{m}_{W2} = \dot{m}_{Water-R3} \quad (30)$$

$$\dot{m}_{R2} - \dot{m}_{R2} w_{R2} = \dot{m}_{Air-R3} \quad (31)$$

$$w_{R3} = \frac{\dot{m}_{Water-R3}}{\dot{m}_{Air-R3}} \quad (32)$$

به وسیله معادله (۳۰)، دبی جرمی بخار آب در نقطه R3 محاسبه می شود. توسط معادله (۳۱)، دبی جرمی هوا در نقطه R3 به دست می آید. بنابراین با استفاده از معادله (۳۲) و به کارگیری نتایج معادلات (۳۰) و (۳۱)، میزان رطوبت مخصوص هوا در نقطه R3 (پس از نازل)، به دست می آید.

۳.۲ سیستم مکش و انتقال هوا

خطوط جریان این سیکل در شکل (۲) با پیشوند R مشخص شده است. در این سیستم از دمنده محوری برای مکش و انتقال هوا استفاده شده است. پس از مکش هوا توسط دمنده، رطوبت هوا به وسیله پاشش آب توسط نازل افزایش یافته و پس از کاهش دمای هوا به وسیله مبدل حرارتی، هوای مرطوب با دمای کاهش یافته (در حد مطلوب) از دستگاه خارج شده و وارد فضای گلخانه یا سالن می شود. معادلات قانون دوم ترمودینامیک برای هرکدام از اجزای این سیستم عبارت است از [۲۱]:

- کمپرسور^۳

$$\dot{W}_{Compressor} = \dot{m}_{R2} (h_{R2} - h_{R1}) \quad (33)$$

- نازل

$$\dot{m}_{R2} w_{R2} + (\dot{m}_{R2} - \dot{m}_{R2} w_{R2}) = \dot{m}_{R2} \quad (34)$$

$$\dot{m}_{Water-R3} - \dot{m}_{Air-R3} = \dot{m}_{R3} \quad (35)$$

$$\dot{m}_{R3} h_{R3} = \dot{m}_{W2} h_{W2} + \dot{m}_{R2} h_{R2} \quad (36)$$

- مبدل حرارتی C

$$\dot{Q}_{Heat exchanger C} = \dot{m}_{R3} (h_{R3} - h_{R4}) \quad (37)$$

از معادلات (۳۳) تا (۳۷) برای تحلیل ترمودینامیکی سیستم دمنده هوا استفاده می شود. طراحی و تحلیل دمنده در حالتی که بیشترین بازده برای سیستم داشته باشد در بخش بعدی ارائه شده است.

۱.۳.۲ طراحی دمنده هوا

دمنده های جریان محوری پره هایی دارند که هوا را به موازات محور چرخش تیغه ها به حرکت درمی آورند. در طراحی دمنده ها، سرعت دمنده ها، قطر کانال مورد استفاده، فاصله عرضی دمنده تا دیواره کانال، همچنین فاصله دمنده تا نقطه شروع کانال و قطر هاب دمنده، می توانند بر عملکرد دمنده و زاویه حمله پره ها و تعداد پره ها تأثیر بگذارند. از طرف دیگر، ارتعاش پره که بخشی از آن در نویز دمنده ها ظاهر می شود نیز می تواند بر روی عملکرد دمنده تأثیرگذار باشد. برای تعیین عوامل ایجاد نویز تولید شده در مراجع [۶-۹] تحقیقاتی انجام شده است. نتایج نشان می دهند که نویز ایجاد شده به شدت وابسته به طراحی پره می باشد و تأثیر لبه پره [۹] و سطح پره [۶] قابل ملاحظه است. در نتایج این

1. Air Cooler
2. Nozzle

3. Compressor



شکل (۳): دستگاه مه‌پاش ساخته شده



شکل (۴): پره نصب شده در کانال دستگاه مه‌پاش

اختلاف فشار کل در خروجی و ورودی دمنده با استفاده از معادله

(۳۸) بیان می‌شود.

$$P_r = P_q - P_i \quad (38)$$

در این معادله، P_i و P_q به ترتیب فشار دینامیکی فشارسنج در خروجی دمنده و اختلاف فشار با اتمسفر هستند. زمانی که ورودی دمنده به اتمسفر متصل است، مقدار آن صفر می‌باشد. P_q با سرعت متوسط هوا در خروجی دمنده مرتبط است. با استفاده از P_q می‌توان مقدار P_v را با معادله (۳۹) محاسبه کرد:

$$P_v = \frac{1}{1097} \left(\frac{Q_q}{A_q} \right) r_q \quad (39)$$

در اینجا، Q_q ، ظرفیت ($f t / min$)، A_q سطح مقطع خروجی و ρ_0 چگالی هوا هستند.

به منظور تعیین کردن حداقل قطر هاب از معادله (۴۰) استفاده می‌شود. در این معادله، P_s فشار استاتیکی دمنده (تفاوت بین فشار کل دمنده و فشار دینامیکی دمنده است)، با معادله (۴۱) تعیین می‌شود:

$$d_{min} = 19000 / (rpm \sqrt{P_s}) \quad (40)$$

$$P_s = P_r - P_v \quad (41)$$

توجه شود که قطر به دست آمده برحسب اینچ است. بسته به محدوده بهره‌برداری از فشار استاتیکی، متوسط به بالا، قطر هاب می‌تواند ۳۰ تا ۸۰ درصد از قطر پره باشد. نسبت قطر به هاب پره به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۲]:

$$r = \frac{r_H}{r_t} \quad (42)$$

مقالات ذکر شده است که سرعت دمنده و فرکانس طبیعی دمنده در ایجاد نویز تأثیرگذار است. از طرف دیگر، یکی از پارامترهای تأثیرگذار در راندمان دمنده‌ها، لقی بین پره‌ها تا دیواره کانال و همچنین زاویه حمله پره‌ها می‌باشد که به ترتیب در مراجع [۷] و [۸] بررسی شده است.

مدل‌سازی و تحلیل دمنده‌ها بر اساس بررسی جریان در صفحات جریان و تئوری تعادل شعاعی از نوع جریان با دوران آزاد می‌باشد که به صورت کامل اثر پارامترهای مختلف تأثیرگذار در آن توسط محققان قبلی بیان شده است [۱-۳]. لذا در این مقاله، فقط معادلات تئوریتیکالی مورد نیاز برای تعیین پارامترهای ساخت دمنده ارائه شده است. بدین ترتیب با توجه به مرجع [۱]، ابتدا زاویه حمله پره از ۴۰ تا ۶۰ درجه بررسی شده و پس از آن تعداد پره‌ها از ۲ تا ۱۶ پره تغییر کرده و در ادامه نسبت قطر به هاب پره در نسبت‌های ۲۰، ۳۰ و ۴۰ درصد مقایسه شده است. در نهایت به بررسی توان برای کاهش آن در دو نوع توان برحسب زاویه، در زوایای ۴۰ تا ۶۰ درجه و توان برحسب طول وتر پره از ۵ تا ۱۲ سانتی‌متر انجام شده است. در این تحقیق، دمنده در فاصله ۱۰ سانتی‌متری از لبه ورودی قرار گرفته است.

ارزیابی تغییر هریک از پارامترها با استفاده از معادلات تئوری ابتدا انجام شده و سپس با استفاده از آزمایش‌های انجام‌شده بر روی پارامترهای متغیر مورد نظر در تحلیل، صحت نتایج مورد ارزیابی قرار گرفته است. طراحی گام‌به‌گام و طبق اولویت انجام‌شده و شرایط بهینه هر مرحله برای مرحله بعد لحاظ شده، تا تمامی عوامل بررسی شوند.

برای انجام آزمایش‌ها دستگاه خنک‌کننده‌ای مطابق شکل‌های (۳) و (۴) طراحی و ساخته شده که انعطاف‌پذیری لازم برای تغییر پارامترهای آزمایش در آن فراهم گردیده است.

با توجه به آنکه ایجاد مه در این سیستم با استفاده از پودر کردن آب در اثر برخورد آن به پره در حال چرخش انجام می‌شود، دمنده در ابتدای کانال قرار گرفته است. در شکل‌های (۳) و (۴) موقعیت و همچنین نصب دمنده مشاهده شود.

از آنجایی که هدف اصلی این مقاله مدل‌سازی ترمودینامیکی دستگاه مه‌پاش خورشیدی است، سعی شده به جای انجام تحلیل‌های خاص بر روی پارامترهای مختلف دمنده، به بررسی پارامترهای مهم در آزمایش و شبیه‌سازی المان محدود پرداخته شود.

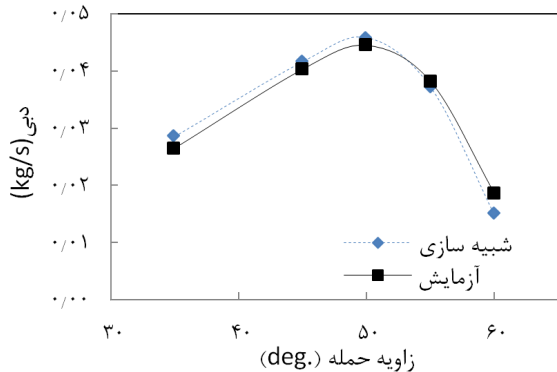
قوانین اساسی حاکم بر دمنده جریان محوری عبارت‌اند از: الف. جریان به طور مستقیم با سرعت دمنده متناسب است؛ ب. فشار متناسب با مربع سرعت دمنده است؛ ج. توان مورد نیاز متناسب با مکعب سرعت دمنده است.

پره‌ها را از ۲ تا ۱۶ پره با زاویه حمله ۵۰ درجه بررسی کرده است. در شکل (۸) مشاهده می‌شود پس از افزایش تعداد پره‌ها به ۱۰ عدد تقریباً دبی خروجی از کانال ثابت می‌ماند.

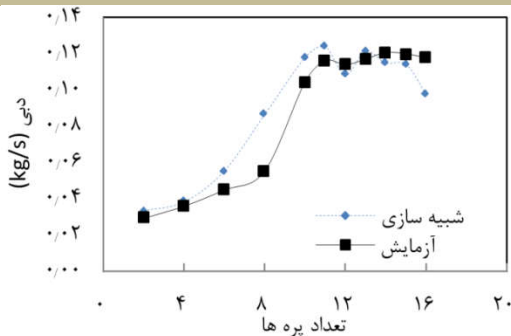
همان طور که مشاهده می‌شود، افزایش تعداد پره از ۲ به ۱۱ سبب افزایش ۵۵٪ در دبی کانال شده است. در تعداد پره ۸، اختلاف قابل ملاحظه‌ای بین نتایج آزمایش و پیش‌بینی ناشی از شبیه‌سازی ایجاد شده است. دلیل آن فرکانس طبیعی مجموعه پره‌ها و هاب در سرعت ۱۵۰۰ rpm می‌باشد. این مشکل با افزایش تعداد پره و افزایش جرم دمنده برطرف شد.

در ادامه، به تحلیل اثر نسبت قطر هاب به قطر پره ۱۱ پره با زاویه حمله ۵۰ درجه با نسبت‌های ۲۰، ۳۰، ۴۰٪ پرداخته شده است. بررسی این پارامتر در شکل (۹) ارائه شده است. همان طور که مشاهده می‌شود با افزایش قطر به هاب، دبی خروجی کاهش می‌یابد و در نتیجه راندمان دستگاه کاهش می‌یابد. در نسبت ۴۰٪، جریان بسیار کمتری نسبت به حالت ۲۰٪ از کانال عبور می‌کند. نتایج حاکی از آن هستند که در محدوده مورد بررسی کاهش ۲۰٪ در دبی کانال ایجاد می‌شود.

به‌عنوان نتیجه‌گیری کلی در بخش دمنده می‌توان اظهار کرد که بهترین راندمان پره‌های محوری برای طراحی مه‌پاش، در زاویه حمله ۵۰ درجه، تعداد پره ۱۱ عدد و نسبت قطر به هاب ۲۰٪ وجود خواهد داشت.



شکل (۷): تأثیر زاویه حمله پره بر روی سرعت خروجی هوا



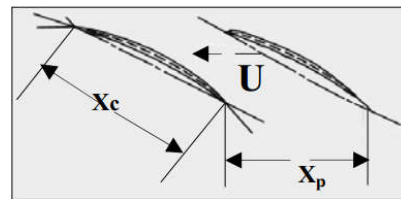
شکل (۸): اثر تعداد پره در دبی خروجی از کانال

در این معادله، r_H شعاع هاب و r_t شعاع پره هستند. تعداد مطلوب تیغه n_b را تقریباً می‌توان از شعاع هاب و طول پره تعیین کرد که برای این منظور معادله (۴۳) ارائه شده است. همچنین بایستی توجه داشت که فاصله مساوی پره‌ها یا گام پره‌ها که تأثیر قابل ملاحظه‌ای در راندمان دارد، با استفاده از معادله (۴۴) قابل محاسبه است:

$$n_b = \frac{6r}{l-r} \quad (43)$$

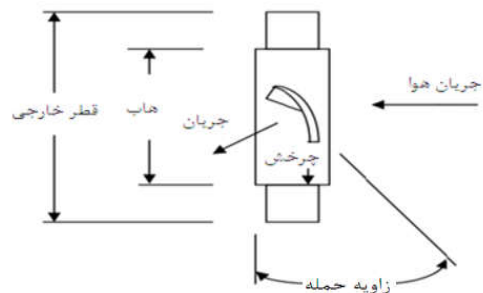
$$X_p = \frac{2pR}{n_b} = \frac{pR(l-r)}{3r} \quad (44)$$

از طرف دیگر، X_c نیز به‌عنوان طول وتر پره با فاصله بین پیشرو و انتهایی لبه پره مطرح است. در شکل (۵)، پارامترهای X_p و X_c نشان داده شده‌اند.



شکل (۵): آرایش پره‌ها [۲۱]

با استفاده از معادلات بیان‌شده اقدام به ساخت و مدل‌سازی دمنده و کانال آن شد. تحقیق انجام‌شده با ثابت در نظر گرفتن اثر لقی بین پره و دیواره، تغییر ایرفویل پره و نیز عرض پره‌ها به انجام رسیده است. در شکل (۶) برخی پارامترهای دمنده بررسی شده در این مقاله به نمایش گذاشته شده است.



شکل (۶): نمای طرح‌واره جانبی از یک دمنده

اولین و مهم‌ترین عامل افزایش دبی زاویه حمله است. این پارامتر سبب می‌گردد که با تغییر کوچکی در اندازه زاویه، افزایش هنگفتی در نرخ جریان ایجاد شود. تحلیل‌های انجام‌شده تحت زوایای حمله ۶۰، ۵۵، ۵۰، ۴۵ و ۳۵ درجه است. برای در نظر گرفتن اثر زاویه حمله، آزمایش‌ها با ۶ پره انجام شده است. همان طور که در شکل (۷) مشاهده می‌شود، در زاویه حمله ۵۰ درجه، بیشترین نرخ جریان ایجاد می‌شود. همان طور که مشاهده می‌شود، تغییر زاویه حمله از ۳۵ درجه به ۵۵ درجه سبب افزایش دبی کانال به میزان ۶۴٪ شده است.

تعداد پره در اولویت دوم برای افزایش جریان هواست که تعداد

$$\bar{h} = Nu \frac{k}{D} \quad (48)$$

در معادله (۴۸)، پارامتر \bar{h} ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی از سطح لوله‌های مبدل به سیال هوا و پارامتر k ضریب انتقال حرارت رسانش هوا در دمای هوای ورودی به مبدل است. با استفاده از معادله انرژی و معادله میزان انتقال حرارت جابه‌جایی، میزان اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی مبدل محاسبه شده است. معادله میزان انتقال حرارت جابه‌جایی عبارت است از [۲۴]:

$$Q = \bar{h}.A. \left(T_w - \frac{T_{in} - T_{out}}{2} \right) \quad (49)$$

در معادله (۴۹)، A مساحت سطح لوله‌های مبدل، T_w دمای سطح خارجی لوله‌های مبدل، T_{in} دمای هوای ورودی به مبدل و T_{out} دمای هوای خروجی از مبدل حرارتی است. از طرف دیگر، معادله انرژی برای حجم کنترل به صورت معادله (۵۰) بیان می‌شود [۲۴ و ۲۵]:

$$Q = m. C_p. (T_{in} - T_{out}) \quad (50)$$

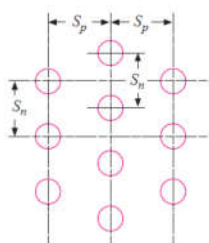
با تلفیق دو معادله انرژی و انتقال حرارت جابه‌جایی، معادله (۵۱) ایجاد خواهد شد که با استفاده از آن اختلاف دمای ورودی و خروجی مبدل تعیین می‌شود [۲۴ و ۲۵]:

$$\bar{h}.A. \left(T_w - \frac{T_{in} - T_{out}}{2} \right) = m. C_p. (T_{in} - T_{out}) \quad (51)$$

$$DT = T_{in} - T_{out} \quad (52)$$

بر اساس شکل (۱۰)، فاصله لوله‌ها در جهت عمودی باید به اندازه‌ای باشد که لایه‌های مرزی آن‌ها با یکدیگر تداخل نداشته باشد. به همین دلیل باید همیشه پارامتر S_n بیشتر از قطر خارجی لوله‌های مبدل باشد.

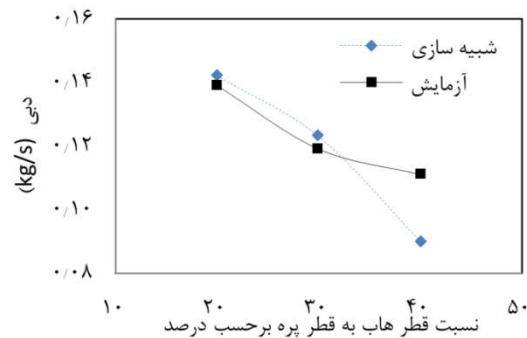
از آنجایی که در روابط قبل مشاهده شد، سرعت هوای ورودی به مبدل حرارتی بسیار حائز اهمیت است؛ بدین ترتیب در بخش بعد موقعیت بهینه نصب مبدل حرارتی تعیین می‌شود.



شکل (۱۰): حالت قرارگیری لوله‌های مبدل حرارتی

۱.۴.۲. تعیین محل قرارگیری مبدل حرارتی

برای تعیین محل قرارگیری مبدل حرارتی، به طوری که بازده دستگاه بهینه شود، آنالیز س‌اف‌دی سیال هوا داخل محفظه اصلی دستگاه در



شکل (۹): اثر نسبت قطر هاب به قطر پره در دبی خروجی از کانال

۴.۲. طراحی مبدل حرارتی

از مبدل حرارتی در دستگاه مه‌پاش برای فرایند خنک کاری هوای خروجی از دمنده استفاده شده است. طراحی این مبدل باید به گونه‌ای باشد که دمای سطح لوله‌های مبدل، بیشتر از نقطه شبنم بخار آب موجود در هوای گذرا از روی آن‌ها باشد. در طراحی و تحلیل عددی مبدل حرارتی، از عدد ناسلت و رینولز استفاده شده و در محاسبات سیال هوا گاز ایدئال فرض شده است. معادلات تحلیل مبدل برحسب عدد ناسلت عبارت‌اند از [۲۳-۲۵]:

$$Nu = C. Re_{d,max}^n Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (45)$$

که پارامترهای C و n ضریب‌های ثابتی هستند که برحسب فاصله عمودی و افقی لوله‌های مبدل از یکدیگر، به دست می‌آیند. عدد پرانتل در دمای هوای ورودی به مبدل، با اندیس p_r و این عدد در دمای دیواره لوله‌های مبدل، با اندیس نشان داده شده است. مقدار عددی رینولز ماکزیمم برای جریان هوای گذرا از روی لوله‌های مبدل، برحسب سرعت ماکزیمم محاسبه می‌شود. معادله عدد رینولز ماکزیمم برحسب سرعت ماکزیمم هوا در مبدل عبارت است از [۲۳-۲۵]:

$$V_{max} = \left(\frac{S_n}{S_n - D} \right) V \quad (46)$$

$$Re_{d,max}^n = \frac{V_{max} D}{u} \quad (47)$$

در معادله (۴۶)، S_n فاصله لوله‌های مبدل در جهت عمودی، D قطر خارجی لوله‌های مبدل و V سرعت هوای ورودی به مبدل هستند. در معادله (۴۷)، پارامتر V ویسکوزیته سینماتیکی هوا در شرایط فشار و دمای هوا در ورودی مبدل حرارتی است.

با احتساب سرعت ماکزیمم هوا در مبدل و سپس محاسبه عدد ناسلت، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی از لوله‌های مبدل به سیال هوا از معادله عدد ناسلت برحسب ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی محاسبه می‌شود [۲۴]:

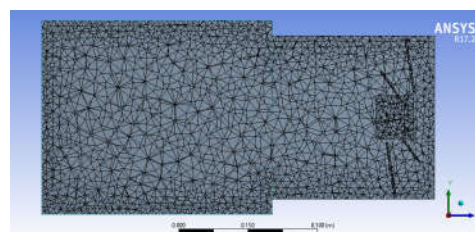
نرم افزار انسیس سی اف ایکس صورت گرفت. آنالیز صورت گرفته در نرم افزار تحت شرایط جدول (۱) انجام گرفته است.

جدول (۱): شرایط اولیه در تحلیل CFD

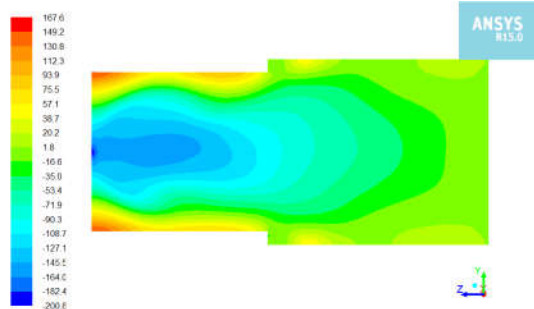
مقادیر	پارامتر
۱۰۱۳۲۵	فشار [Pa]
۱۵۰۰	سرعت دوران پره [rpm]
۰-۶۰	محدوده زمانی تحلیل
۰/۱	گام های زمانی تحلیل [s]
۱۰۰۰	حداکثر تعداد تکرار

در تحلیل CFD سیال هوا در محفظه اصلی دستگاه، دمنده هوا که در بخش قبل طراحی و حالت بهینه آن به دست آمد، در محفظه اصلی دستگاه قرار گرفته و با سرعت ذکر شده در جدول (۱) شروع به چرخش می کند. برای مدل سازی دمنده از مدل غوطه ور شده جامد^۱ و برای مدل سازی جریان سیال هوا از مدل $k-\epsilon$ استفاده شده است [۲۶ و ۲۷]. مدل سازی دمنده و شرایط کانال با مشخصات طول و قطر کانال دستگاه های مه پاش به ترتیب ۵۰۰ میلی متر و ۳۶۰ میلی متر پره در محیط هوا با چگالی ۱۲۲۵ گرم بر متر مکعب و در دمای ۲۹۳/۲ کلوین و فشار P_a ۱۰۱۳۲۵ و با در نظر گرفتن رطوبت هوا در محیطی با آشفستگی ۲٪ با شبکه بندی منتظم شش وجهی پره انجام شده است. شایان ذکر است که در شبیه سازی از معادلات پیوستگی و بقای اندازه حرکت استفاده شده است. مش بندی دمنده و سیال اطراف آن، دارای ۱۵۲۸۲۰ المان و ۳۰۶۳۹ گره است. مقدار میانگین پارامتر چولگی^۲ در مش بندی ۰/۲۴ و مقدار انحراف استاندارد آن ۰/۱۵ است که در شکل (۱۱) شبکه بندی آن مشاهده می شود. نتایج شبیه سازی از لحاظ کانتورهای فشار و سرعت در شکل های (۱۲) و (۱۳) ارائه شده است.

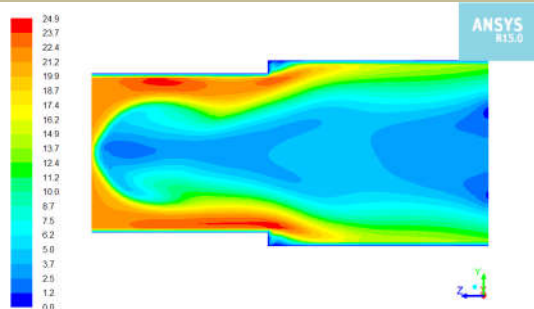
به منظور بررسی اثر تعداد شبکه استفاده شده، حساسیت به مش بندی در تحلیل انجام شده بررسی شد. شکل (۱۴) روند تغییر سرعت متوسط را به ازای تغییر شبکه بندی نمایش می دهد. به دلیل آنکه سرعت به عنوان پارامتر تأثیرگذار در طراحی مبدل حرارتی است، حساسیت به مش بندی برای سرعت لحاظ شده است.



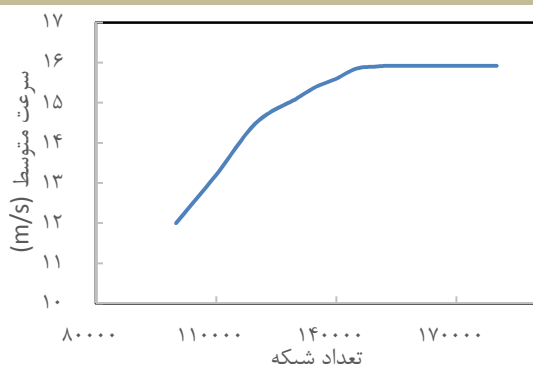
شکل (۱۱): نمای برش خورده از مش بندی داخل محفظه اصلی



شکل (۱۲): کانتور فشار هوا در محفظه داخلی مه پاش در صفحه تقارن



شکل (۱۳): کانتور سرعت هوا در محفظه داخلی مه پاش در صفحه تقارن



شکل (۱۴): بررسی حساسیت به تعداد شبکه سرعت متوسط

با توجه به توزیع سرعت در شکل (۱۵)، برای به دست آوردن سرعت در پنج مقطع مختلف از محفظه، پنج صفحه مجازی مطابق جدول درون کانال قرار داده شد. فاصله این صفحات از دهانه ورودی محفظه در جدول (۲) برحسب متر داده شده است. در شکل (۱۶)، توزیع سرعت در هریک از صفحات نشان داده شده است. با توجه به وجود توزیع سرعت در هر صفحه، سرعت متوسط هر صفحه به عنوان سرعت آن در نظر گرفته شده است.

جدول (۲): فاصله صفحات مجازی از دهانه ورودی محفظه

صفحه بررسی	۱	۲	۳	۴	۵
فاصله از دهانه ورودی [m]	۰/۳۶	۰/۴	۰/۴۴	۰/۴۸	۰/۵۲

1. Immersed Solid
2. Turbulence Intensity
3. Skewness

طراحی و آنالیز ترمودینامیکی دستگاه مه‌پاش خورشیدی ۱۱۱

با مدل‌سازی ریاضی معادلات در نرم‌افزار ای‌ای‌اس، پارامترهای مورد نیاز در طراحی مبدل قابل محاسبه خواهند بود. با اعمال شرایط ورودی سیال هوا و پارامترهای مربوط به لوله‌های مبدل، معادلات را حل کرده و نتایج بررسی شده‌اند. شرایط ورودی هوا به مبدل شامل فشار و سرعت هوا می‌باشد که مقدار این پارامترها را از صفحه مجازی شماره ۱ که در بخش قبل به‌عنوان بهترین محل نصب مبدل تعیین شد، به دست آمده است. به دلیل ناپایا بودن تحلیل انجام‌گرفته در بخش قبل، مقدار متوسط فشار هوا و سرعت هوا در همهٔ زمان‌ها مورد استفاده قرار گرفت. در جدول (۳)، T_{R3} دمای متوسط هوای ورودی به مبدل، P_{R3} فشار متوسط سیال هوا در ورودی مبدل، T_w دمای سطح لوله‌های مبدل، L طول لوله‌های مبدل هستند. در جدول (۴)، S_n فاصلهٔ لوله‌های مبدل در جهت عمودی برحسب میلی‌متر و S_p فاصلهٔ لوله‌های مبدل در جهت افقی برحسب میلی‌متر می‌باشند. در جدول (۴)، در تمامی حالات، تعداد لوله‌های مبدل در جهت افقی (N_p) برابر ۲۰ می‌باشد.

برحسب نتایج به‌دست‌آمده از جدول (۴)، آرایش لوله‌های مبدل در ردیف اول جدول، بهترین حالت ممکن برای طراحی مبدل است؛ زیرا بیشترین اختلاف دما در این حالت ایجاد شده است. در شکل (۱۸) روند تغییر دما به‌ازای تعداد لوله‌ها در جهت افقی، در بهترین حالت فاصلهٔ لوله‌ها از یکدیگر نشان داده شده است. همچنین در شکل (۱۹)، روند انتقال انرژی از مبدل به هوا نشان داده شده است.

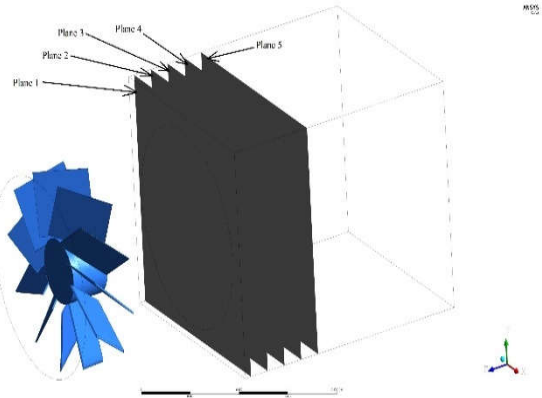
جدول (۳): شرایط هوای ورودی به مبدل

پارامتر	مقادیر
T_{R3}	۳۱۳/۱۵
P_{R3}	۱۰۱۳۸۱/۱۲
T_w	۲۸۰/۹
D	۰/۰۱
\dot{m}_{R3}	۰/۱۹
L	۰/۲۵۴

جدول (۴): پارامترهای خروجی از نرم‌افزار برحسب فاصلهٔ لوله‌های مبدل در جهت عمودی و افقی

S_n	S_p	C	N_n	n	ΔT
۰/۰۱۲۵	۰/۰۱۲۵	۰/۵۷۵	۱۷	۰/۵۶۶	۳۳/۹۵
۰/۰۱۲۵	۰/۰۱۵	۰/۵۰۱	۱۷	۰/۵۶۸	۳۳/۳۹
۰/۰۱۲۵	۰/۰۲	۰/۴۴۸	۱۷	۰/۵۷۲	۳۲/۱۳
۰/۰۱۲۵	۰/۰۳	۰/۳۴۴	۱۷	۰/۵۹۲	۳۰/۶۳
۰/۰۱۵	۰/۰۱۲۵	۰/۵۶۱	۱۵	۰/۵۵۴	۲۶/۹۳
۰/۰۱۵	۰/۰۱۵	۰/۵۱۱	۱۵	۰/۵۶۲	۲۶/۴۷
۰/۰۲	۰/۰۱۱۲۵	۰/۵۳۱	۱۳	۰/۵۶۵	۲۱/۴۹
۰/۰۲	۰/۰۱۲۵	۰/۵۷۶	۱۳	۰/۵۵۶	۲۱/۶۷
۰/۰۳	۰/۰۱۵	۰/۵۴۲	۱۰	۰/۵۶۸	۱۶/۲۲

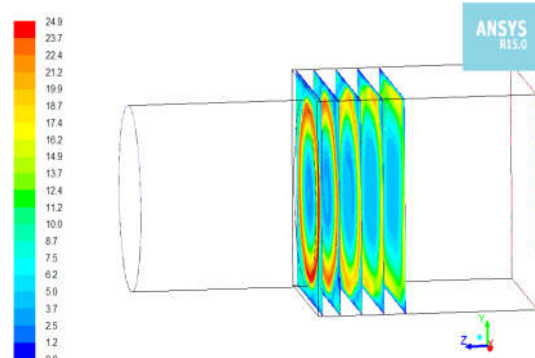
برحسب نتایج به‌دست‌آمده از شکل (۱۸) و (۱۹)، هرچه تعداد لوله‌های مبدل به عدد ۲۰ نزدیک‌تر باشد، بازده انتقال حرارت مبدل



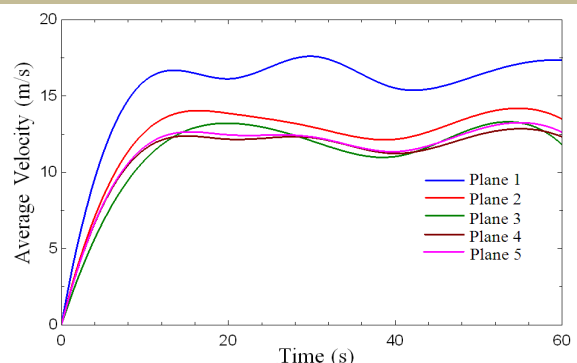
شکل (۱۵): صفحات مجازی قرار داده‌شده در محفظه برای تعیین سرعت در این مقاطع

در ادامه در شکل (۱۷) مقادیر سرعت متوسط که به‌عنوان حداکثر سرعت مجاز برای انجام محاسبات مبدل در هر یک از صفحات می‌تواند استفاده شود، بیان شده است.

پارامتر سرعت با عدد رینولز و عدد ناسلت با عدد ناسلت و عدد ناسلت با ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی متناسب است؛ یعنی با افزایش پارامتر سرعت در ورودی یک مبدل حرارتی، میزان ضریب انتقال جابه‌جایی از سطح مبدل به سیال افزایش می‌یابد.



شکل (۱۶): توزیع سرعت در صفحات واقع در موقعیت مبدل‌ها

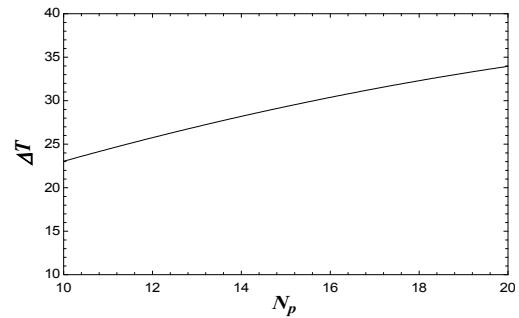


شکل (۱۷): تغییرات سرعت متوسط-زمان ایجادشده در صفحات مجازی

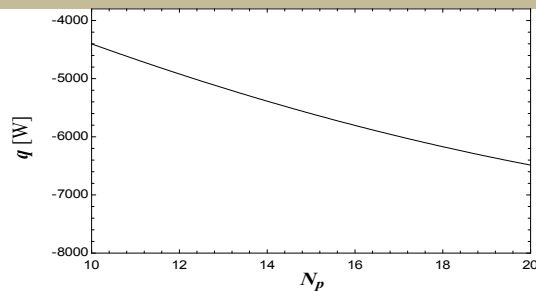
۳. محاسبهٔ اختلاف دما در مبدل حرارتی

با استفاده از معادلات انرژی و انتقال حرارت جابه‌جایی و عدد ناسلت،

حرارتی بیشتر بوده و اختلاف دمای بیشتری در هوای عبوری ایجاد می‌شود.



شکل (۱۸): نمودار تغییرات دما در مبدل برحسب تعداد لوله‌های مبدل در جهت افقی



شکل (۱۹): نمودار انرژی حرارتی انتقال یافته به سیال هوا توسط مبدل

۴. تحلیل ترمودینامیکی کل سیستم

با به‌کارگیری روابط بخش‌های قبل در مدل ای‌ای‌اس ارائه‌شده در شکل (۲)، راندمان حرارتی سیستم به‌ازای طراحی انجام‌شده مشخص می‌شود. برحسب نتایج حاصل‌شده از بخش‌های قبل و به‌کارگیری نتایج به‌دست‌آمده در معادلات ترمودینامیکی سیستم، در شرایط دمای هوای ۴۰ درجه سانتی‌گراد و رطوبت ۳۰٪، پارامترهای مورد نیاز برای طراحی سیکل تبرید جذبی آمونیاک و سیستم‌های الحاقی این سیکل، مانند جدول (۵) به دست می‌آید. از طرف دیگر، میزان انرژی منتقل‌شده از خنک‌کننده هوا و کلکتور خورشیدی و همچنین پارامترهای ترمودینامیکی سیستم در جداول (۶) و (۷) ارائه شده است.

شکل (۲۰) کانتور میزان انرژی گرمایی مورد نیاز برای راه‌اندازی سیستم سردسازی جذبی دستگاه مه‌پاش خورشیدی را نشان می‌دهد. در شرایط آب‌وهوایی شهر مشهد که رطوبت هوا به‌طور متوسط ۳۰٪ می‌باشد، اگر دمای هوا در بازه ۳۰ تا ۴۰ درجه سانتی‌گراد باشد (فصول گرم سال) به ۵ تا ۹ کیلووات انرژی گرمایی برای راه‌اندازی سیستم سردسازی دستگاه مورد نیاز است. برای تأمین انرژی سیستم سردسازی دستگاه، از کلکتور سهموی مدل پی‌تی‌سی ۱۸۰۰ ساخت شرکت سولیتیم آلمان که دارای توان جذب انرژی تقریباً ۳ کیلووات می‌باشد، استفاده شده است [۱۹].

با توجه به شکل (۲۱)، برای راه‌اندازی سیستم سردسازی در شرایط

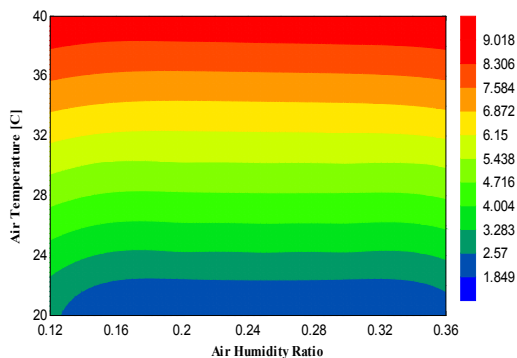
جوی هوا با رطوبت ۳۰٪، اگر دمای هوای محیط حدود ۲۴ درجه سانتی‌گراد و کمتر باشد، فقط یک کلکتور نیاز است و اگر دمای هوا بین ۲۴ تا ۳۱ درجه سانتی‌گراد باشد، حدوداً به دو عدد کلکتور خورشیدی نیاز است و اگر دمای هوا بین ۳۱ تا ۴۰ درجه سانتی‌گراد باشد، به سه عدد کلکتور خورشیدی برای راه‌اندازی سیستم سردسازی دستگاه نیاز است.

جدول (۵): مصرف انرژی پمپ‌ها و کمپرسور هوا

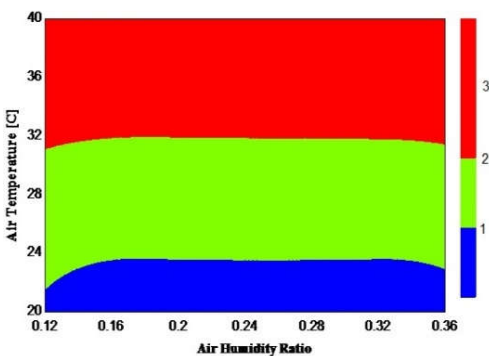
اجزا	انرژی مصرف‌شده
پمپ A	۰/۰۰۱۶۷۶
پمپ B	۰/۰۵۲۷۷
پمپ C	۰/۲۹۷۵
پمپ D	۰/۰۰۹۸۷۱

جدول (۶): مقدار گرمایی تبادل شده بین اجزای سیستم و محیط

اجزا	انتقال انرژی
خنک‌کننده هوا	۱۵/۰۲
کلکتور خورشیدی	۸/۹۷۹



شکل (۲۰): کانتور انرژی خورشیدی مورد نیاز برای راه‌اندازی سیستم سردسازی دستگاه برحسب دما و رطوبت هوای محیط برحسب کیلووات



شکل (۲۱): کانتور تعداد کلکتور خورشیدی لازم برای راه‌اندازی سیستم سردسازی برحسب دما و رطوبت هوای محیط

جدول (۷): مشخصات ترمودینامیکی سیالات در هر نقطه از سیستم

Stream	Fluid	P	T	h	s	x	\dot{m}
R_1	Air	۱۰۱۲۶۹	۳۱۳/۱۵	۳۱۳/۵	۶/۹۱	۱	۰/۱۹
R_2	Air	۱۰۱۶۳۹	۳۱۳/۵۲	۳۱۳/۹	۶/۹۱	۱	۰/۱۹
R_3	Air and water	۱۰۱۳۸۱	۳۱۳/۵۲	۱۹۱/۷	۵/۸	۰/۹۶	۰/۱۹۸۳
R_4	Air and water	۱۰۱۳۸۱	۲۸۸/۱۵	۱۶۳/۴	۵/۷	۰/۹۶	۰/۱۹۸۳
W_1	Water	۲۰۰۰۰۰	۲۹۸/۱۵	۱۰۴/۹	۰/۳۶	۱	۰/۰۰۸۳
W_2	Water	۲۰۰۰۰۰	۲۹۸/۱۵	۱۰۴/۹	۰/۳۶	۱	۰/۰۰۸۳
T_1	Water	۱۰۱۳۲۵	۲۸۱/۵	۳۵/۱۳	۰/۱۲۶۳	۱	۱
T_2	Water	۱۰۳۰۰۰	۲۸۱/۵	۳۵/۱۳	۰/۱۲۶۳	۱	۱
T_3	Water	۱۰۳۰۰۰	۲۸۰/۱۵	۲۹/۵۲	۰/۱۰۶۳	۱	۱
T_4	Water	۱۰۳۰۰۰	۲۸۱/۵	۳۵/۱۳	۰/۱۲۶۳	۱	۱
A_1	Ammonia and water	۲۴۴۸۵۰	۳۱۳/۱	۴۳/۲۶	۰/۴۷۲۳	۰/۳۷۰۹	۰/۰۳۴۷
A_2	Ammonia and water	۱۵۵۶۰۰۰	۳۱۳/۲	۴۱/۷۴	۰/۴۷۲۳	۰/۳۷۰۹	۰/۰۳۴۷
A_3	Ammonia and water	۱۵۵۶۰۰۰	۳۸۳/۷	۳۱۱/۴	۱/۴۷۸	۰/۳۷۰۹	۰/۰۳۴۷
A_4	Ammonia and water	۱۵۵۶۰۰۰	۴۰۳/۵	۳۹۶/۳	۱/۶۴۲	۰/۲۷۰۹	۰/۰۲۹۹۴
A_5	Ammonia and water	۱۵۵۶۰۰۰	۳۱۳/۶	۰/۷۱۳	۰/۵۳۰۶	۰/۲۷۰۹	۰/۰۲۹۹۴
A_6	Ammonia and water	۲۴۴۸۵۰	۳۱۳/۹	۰/۷۱۳	۰/۵۳۵۲	۰/۲۷۰۹	۰/۰۲۹۹۴
A_7	Ammonia and water	۱۵۵۶۰۰۰	۳۸۰/۵	۱۵۴۴	۴/۸۸۲	۰/۹۴۶	۰/۰۰۵۲
A_8	Water	۱۵۵۶۰۰۰	۳۸۰/۵	۲۶۰/۴	۱/۳۴۵	۰/۳۷۰۹	۰/۰۰۰۴
A_9	Ammonia	۱۵۵۶۰۰۰	۳۱۷/۲	۱۳۰/۶	۴/۲۱	۰/۹۹۹۶	۰/۰۰۴۸
A_{10}	Ammonia	۱۵۵۶۰۰۰	۳۱۳/۱	۱۹۰/۷	۰/۶۶	۰/۹۹۹۶	۰/۰۰۴۸
A_{11}	Ammonia	۱۵۵۶۰۰۰	۲۹۰	۷۸/۸۲	۰/۲۹	۰/۹۹۹۶	۰/۰۰۴۸
A_{12}	Ammonia	۱۵۵۶۰۰۰	۲۵۹	۷۸/۸۲	۰/۳۲	۰/۹۹۹۶	۰/۰۰۴۸
A_{13}	Ammonia	۱۵۵۶۰۰۰	۲۶۳/۱	۱۲۵۸	۴/۸۶	۰/۹۹۹۶	۰/۰۰۴۸
A_{14}	Ammonia	۱۵۵۶۰۰۰	۳۱۰/۵	۱۳۷۱	۵/۲۵	۰/۹۹۹۶	۰/۰۰۴۸
C_1	Water	۲۵۰۰۰۰	۲۹۸/۱۵	۲۵۴۷	۱۱/۸۶	۱	۲
C_2	Water	۲۵۰۰۰۰	۲۹۸/۱۵	۲۵۴۷	۱۱/۸۶	۱	۲
C_3	Water	۲۵۰۰۰۰	۳۰۰/۳	۲۵۵۱	۱۱/۸۷	۱	۲
C_4	Water	۲۵۰۰۰۰	۳۰۱/۷۲	۲۵۵۴	۱۱/۸۸	۱	۲
C_5	Water	۲۵۰۰۰۰	۳۰۲/۱۸	۲۵۵۵	۱۱/۸۹	۱	۲
H_1	Water	۲۰۰۰۰۰	۴۲۳/۱۵	۲۷۸۳	۱۲/۶۲	۱	۰/۱
H_2	Water	۲۰۰۰۰۰	۴۲۳/۱۵	۲۷۸۳	۱۲/۶۲	۱	۰/۱
H_3	Water	۲۰۰۰۰۰	۳۷۳/۹۵	۲۶۹۳	۱۲/۳۹	۱	۰/۱

۵. صحنه‌گذاری

به منظور صحنه‌گذاری کدهای نوشته‌شده در نرم‌افزار ای‌ای‌اس،

داده‌های خروجی نرم‌افزار با داده‌های خروجی مقاله [۲۰] در شرایط یکسان مقایسه شد که در جدول (۸) نشان داده شده است.

جدول (۸): مقایسه پارامترهای خروجی نرم‌افزار ای‌ای‌اس با پارامترهای خروجی مقاله [۲۰] در شرایط مرزی یکسان

پارامتر	مقادیر مینا	مقدار در	خطا (%)
EES			
$Q_{Generator}$	۲۶۷/۹	۲۵۸/۸	۳/۴
$Q_{Evaporator}$	۱۶۲	۱۶۱/۹	۰/۰۶
$Q_{Separator}$	۵۰/۷	۴۹/۰۷	۳/۲۱
$Q_{Absorber}$	۲۳۱	۲۳۰/۸	۰/۰۹
$Q_{Condenser}$	۱۵۱	۱۵۳/۱	۱/۳۷

با توجه به جدول (۸)، ماکزیمم درصد خطای سیستم ۳/۴٪ است.

بدین ترتیب با توجه به نتایج به‌دست‌آمده از جدول (۸) مشخص

در این بخش، صحنه‌گذاری تحلیل ترمودینامیکی سیستم ارائه شده است. در تحلیل ترمودینامیک سیستم، معادلات انرژی، جرم و غلظت همانند نویسندگان مقالات [۲۰] در نرم‌افزار ای‌ای‌اس نوشته شده و با وارد کردن شرایط مرزی اولیه سیستم (پارامترهایی نظیر رطوبت، دما و فشار هوای مشهد) و پارامترهای خروجی که در حالت‌های بهینه در مقاله برحسب تحلیل‌های مختلف به دست آمد، اقدام به حل معادلات کرده و نتایج مورد نیاز در بخش نتایج تحلیل ترمودینامیکی ارائه شده است. برای نوشتن کد معادلات ذکرشده در بخش ۱، از کدهای آماده ای‌ای‌اس برای سیکل جذبی آمونیاک با پسوند کال^۱ استفاده شده است.

می‌شود شبیه‌سازی سیستم جذبی آمونیاک در نرم‌افزار ای‌ای‌اس از دقت بالایی برخوردار است.

۶. نتیجه‌گیری

با توجه به وجود هزینه‌های جاری سیستم‌های سرمایش در صنعت کشاورزی و صنایع غذایی، یکی از راهکارهای کاهش هزینه‌ها، استفاده از انرژی خورشیدی است.

در این مقاله، از سیکل سردسازی جذبی برای تولید انرژی سرمایشی استفاده شده است. از مزیت‌های این سیکل می‌توان به قابلیت اطمینان بالاتر و همچنین ایجاد نویز کمتر (نسبت به سیکل سرمایشی تراکمی) اشاره کرد. همچنین، انرژی ورودی سیکل از جنس گرما بوده که می‌توان آن را به راحتی توسط کلکتورهای حرارتی خورشیدی که بسیار ارزان‌تر از پنل‌های PV بوده و امکان ساخت آن‌ها در داخل ایران

وجود دارد، تأمین کرد.

در این مقاله، با محاسبه دقیق انرژی لازم برای ایجاد سرمایش مناسب در یک سالن ۱۰ تن قارچ، ایجاد شرایط بهینه در استفاده از تجهیزات برودتی و تعیین تعداد کلکتورهای خورشیدی لازم برای راه‌اندازی یک دستگاه هواساز بر اساس بدترین شرایط اقلیمی شهر مشهد محاسبه شده است. با استفاده از نتایج به دست آمده نشان داده شده است که با استفاده از ۳ کلکتور خورشیدی با مشخصات ذکر شده در مقاله می‌توان انرژی مورد نیاز بخش سرمایش را فراهم کرد. با توجه به حذف این بخش از انرژی که ارزش ریالی آن ۲۰۹۲۴۴۸۰ ریال در ماه می‌باشد، و قیمت کلکتور خورشیدی مورد استفاده که ۲۸۰ میلیون ریال است، می‌توان هزینه کلکتور را پس از ۱۴ ماه سرشکن کرد و در نهایت قیمت تمام‌شده محصولات را کاهش داد.

مراجع

- [1] Wallis, R.A., "The Development Of Blade Sections For Axial Flow Fans", Mech. Eng. Trans. I.E. Aust., MC8 Vol. 2, pp. 111-116, 1972.
- [2] Wallia, R.A. *Axial Flow Fans And Ducts*, John Wiley & Sons, New York, 1983.
- [۳] ابراهیمی، شیران، خسروی‌راد، محمدرضا، «روش‌های طراحی فن‌های محوری»، نشریه تحقیقاتی فنی مهندسی استقلال، دانشگاه صنعتی اصفهان، شماره ۷، صفحات ۵۸-۲۹، ۱۳۶۸.
- [4] Eck, B., *Fans: Design And Operation Of Centrifugal, Axial-Flow And Cross-Flow Fans* (translated and edited), 1973.
- [۵] ایزدی، محمدجواد، فلاحت، علیرضا، «بهینه‌سازی عددی فن محوری بر اساس بیشترین نرخ جریان عبوری از فن با نسبت‌های متفاوت طول پره به شعاع محور درون یک کانال استوانه‌ای»، هفتمین همایش سالانه انجمن هوا فضای ایران. IAS-2008-PR0521.
- [6] Bo, L., Wuli, Ch. And Haoguang Zh., "Tip Leakage flow And Aeroacoustics Analysis of A Low-Speed Axial Fan, Aerospace", Science and Technology, Vol. 98, No. 105700, pp. 1-12, 2020.
- [7] Chunxi L., Qing L., Xueliang D. and Xuemin Y., "Performance, Aeroacoustics and Feature Extraction of an Axial flow Fan with Abnormal Blade Angle", Energy, Vol. 103, pp.322-339, 2016.
- [8] Chunxi L., Xinying L., Pengmin L. and Xuemin Y., "Numerical Investigation Of Impeller Trimming Effect on Performance of an Axial flow Fan", Energy, Vol. 75, pp. 534-548, 2014.
- [9] Zenger, F., Herold, G. and Becker, S., "Acoustic Characterization of Forward- and Backward-Skewed Axial Fans under Increased Inflow Turbulence", AIAA JOURNAL, The 22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Lyon, France, 30 May-01 June 2016, pp.1-10.
- [10] Xuemin, Y., Fan, F., Zhang, R. and Li, Ch., "Prediction of Performance of a Variable-Pitch Axial Fan with Forward-Skewed Blades", Energies, Vol. 12, No. 2353, pp.1-20, 2019.
- [11] Rodríguez-Muñoz J.L. and Belman-Flores J.M., "Review of Diffusion-Absorption Refrigeration Technologies", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 30, pp.145-153, 2014.
- [12] Shirazi A., Taylor R. A., White S. and Morrison G. D., L., "A Systematic Parametric Study And Feasibility Assessment of Solar-Assisted Single-Effect, Double-Effect, and Triple-Effect Absorption Chillers for Heating and Cooling Applications", Energy Conversion and Management, Vol. 114, pp. 258-277, 2016.
- [13] Villada, J.L., Dereje, S. Ayou, Bruno, J. C. and Coronas, A., "Modelling, Simulation and Analysis of Solar Absorption Power-Cooling Systems", International Journal of Refrigeration, Vol. 39, pp.125-136, 2014.
- [14] Salek, F., Naghavi Moghaddam, A. and Naserian M. M., "Thermodynamic Analysis and Improvement of a Novel Solar Driven Atmospheric Water Generator", Energy Conversion and Management, Vol. 161, pp. 104-111, 2018.
- [15] Salek, F., Naghavi Moghaddam, A. and Naserian M. M., "Thermodynamic Analysis of Diesel Engine Coupled with ORC and Absorption Refrigeration Cycle", Energy Conversion and Management, Vol. 140, pp. 240-246, 2017.
- [16] Liu, X., Yu, J. and Yan, G., "An Experimental Study on the Air Side Heat Transfer Performance of The Perforated Fin-Tube Heat Exchangers Under The Frosting Conditions", Applied Thermal Engineering, Vol. 166, 2020, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114634>.
- [17] Lingdong, Gu, Jingchun, Min, Xiaomin, Wu and Lijun, Yang, "Airside Heat Transfer and Pressure Loss Characteristics of Bare and finned Tube Heat Exchangers Used for Aero Engine Cooling Considering Variable Air Properties", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 108, pp. 1839-1849, 2017.
- [18] Tang, L., Du, X., Pan, J. and Sundén B., "Air Inlet Angle Influence On The Air-Side Heat Transfer And flow Friction Characteristics of a finned Oval Tube Heat Exchanger", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 145, No. 118702, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118702>
- [۱۹] زنده‌دل دیزجی محمود، بکائی علی سادات، «بررسی سرمایش

خورشیدی توسط کلکتور سهموی در یک پاسگاه مرزی در شهر جاسک، مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین‌المللی تهیه مطبوع و تأسیسات حرارتی و برودتی، تهران، ۱۳۹۴.

- [20] Adewusi S.A. and Zubair, Syed M., "Second Law Based Thermodynamic Analysis of Ammonia-Water Absorption Systems", Energy Conversion and Management Vol. 45, pp. 2355-2369, 2004.
- [21] Çengel, Y.A. and Boles, M.A., *Thermodynamics*. McGrawhill, 2011.
- [22] BASF Catalog, "Basic Guidelines For Plastic Conversion of Metal Axial Flow Fans", pp.1-34, 2008.
- [23] Bergman, L., Lavine, T., Incropera, A.S. and Dewitt, F.P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7th edn. JOHN WILEY & SONS, New Jersey, 2011.
- [24] Holman J.P., *Heat transfer*. 10th edn. McGraw-Hill, New York, 2010.
- [25] Ramos, J., Chong, A. and Jouhara, H., "Experimental and Numerical Investigation of a Cross Flow Air-To-Water Heat Pipe-Based Heat Exchanger Used In Waste Heat Recovery", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 102, pp.1267-1281, 2016.
- [26] Pasquim, B. M. and Mariani, V. C., "Numerical Investigation of Internal Flow In Stirred Tanks", 22nd International Congress of Mechanical Engineering, 2013.
- [27] Li, Ch., Li, X., Li, P. and Ye, X., "Numerical Investigation of Impeller Trimming Effect on Performance of an Axial Flow Fan", Energy, Vol. 75, pp. 534-548, 2014.