



An Experimental Investigation on the Effect of Ambient Temperature on the Performance of a Vertical Air Curtain Refrigerator

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Eskandari E.¹,
Hajidavalloo E.^{2*},
Saffarian M.R.²,
Mohaghegh S.³,
Adibi O.⁴,

How to cite this article

Eskandari E, Hajidavalloo E, Saffarian M.R, Mohaghegh S, Adibi O, An Experimental Investigation on the Effect of Ambient Temperature on the Performance of a Vertical Air Curtain Refrigerator . Modares Mechanical Engineering; 2024;24(09):583-595.

¹ Department of Energy Systems Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz.

² Department of Mechanical Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz.

³ Department of Electrical Engineering, Power Electronics Department, Niroo research center.

⁴ Energy Management Department, Energy and Environment Center, Niroo research center.

*Correspondence

Address: Department of Mechanical Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz.

hajidae@scu.ac.ir

Article History

Received: May 13, 2024

Accepted: December 5, 2024

ePublished: December 19, 2024

ABSTRACT

Application of vertical air curtain refrigerators in commercial stores has gained popularity due to easy access of products by the customers. However, energy consumption of these refrigerators is approximately %50 higher than that of refrigerators with doors. This paper experimentally investigates the effect of ambient temperature variation on the performance of these refrigerators. Experimental measurements include parameters such as temperature, pressure, relative humidity, velocity, and power consumption in both air cycle and refrigeration cycle. Moreover, parameters such as compressor power, refrigeration effect, total load, coefficient of performance, pressure ratio, thermal entrainment coefficient, refrigeration capacity, volumetric and mass flow rates of air in the evaporator and condenser, refrigerant mass flow rate, condenser heat, air curtain thermal efficiency, Richardson number, Reynolds number, and deviation modulus under different ambient conditions were calculated. The experimental results show that the refrigeration performance is affected by ambient air temperature, which directly influence on the infiltration rate of ambient air into the refrigerator compartment and on the return air temperature to the evaporator. Therefore, the return air temperature is crucial indicator for assessing the efficiency of the refrigerator. With increasing ambient temperature, compressor power increases, while the refrigeration effect and COP decrease. The results also indicate that as ambient temperature rises, air curtain efficiency decreases somehow that temperature difference between front and rear of the shelves may reach up to 4.6°C. For every 1°C increase in ambient temperature, compressor power consumption increases by approximately %0.64, while refrigeration effect and COP decrease by %0.06 and %1.77, respectively.

Keywords Air-Curtain Refrigerator, Experimental Stud, Energy Consumption, Coefficient of Performance

CITATION LINKS

1- Energy savings potential for commercial refrigeration equipment. 2- Efficient display case refrigeration. 3- Principles of Refrigeration: Design and Calculation of 4- Industry as a Partner for Sustainable Development: Refrigeration. 5- Air curtains: commercial applications. 6- Investigation into the design and optimisation of 7- Vertical display cabinets without and with doors-a comparison of 8- A novel optimization strategy for the design of air curtains for 9- Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases. 10- Comparison of vertical display cases: Energy and productivity impacts of 11- Experimental analysis of the thermal entrainment factor of air curtains in 12- CFD comparisons of 13- Experimental and numerical study of heat transfer and flow characteristics with different placement of 14- Experimental and numerical characterization of airflow in a 15- Effects of store relative humidity on 16- Supermarket relative humidity & 17- Experimental and Numerical Study of the Performance of an 18- Performance improvement for an open refrigerated display cabinet by limited coverage on 19- Technical feasibility study of open refrigerated display cabinet with 20- Anjomdat System west Refrigeration Industries. 21- COMPRESSOR TECHNICAL DATA. 22- Application of evaporative cooling on the condenser of 23- Experimental study of the performance of single-band air curtains for a 24- Two-and three-dimensional CFD applied to 25- A correlation model of thermal entrainment factor for air curtain in a 26- Design data for air curtains. 27- Thechnical documents of Testo company. 28- Thechnical documents of Mastech company. 29- Thechnical documents of Siemens company, Electronic 30- Performance improvement for an open refrigerated display cabinet by

بررسی تجربی تاثیر تغییر دمای محیط بر عملکرد یخچال پرده‌هوای عمودی

الهام اسکندری^۱، ابراهیم حاجی‌دولو^{۲*}، محمدرضا صفاریان^۲، سعید محقق^۳، امید ادیبی^۴

^۱ گروه مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز

^۲ گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز

^۳ گروه مهندسی برق، گروه الکترونیک قدرت، پژوهشگاه نیرو

^۴ گروه مدیریت انرژی، مرکز انرژی و محیط زیست، پژوهشگاه نیرو

چکیده

استفاده از یخچال‌های پرده‌هوای عمودی در فروشگاه‌های مواد غذایی با استقبال روبرو شده است، زیرا زمینه دسترسی آسان مشتریان به محصولات را فراهم می‌سازد. علیرغم جذابیت یخچال‌های پرده‌هوا، مصرف انرژی این یخچال‌ها حدود ۵۰٪ بیشتر از یخچال‌های درب‌دار می‌باشد. در این مقاله تاثیر تغییر دمای محیط بر عملکرد یخچال بصورت تجربی مورد بررسی قرار گرفته شده است. اندازه‌گیری تجربی شامل پارامترهای دما، فشار، رطوبت نسبی، سرعت و جریان مصرفی در سیکل هوا و سیکل تبرید می‌باشد. همچنین توان کمپرسور، اثر تبرید، بار کل یخچال، ضریب عملکرد، نسبت فشار، ضریب نفوذ حرارتی، توان تبرید، دبی حجمی و جرمی هوای فن اواپراتور و کندانسور، دبی جرمی مبرد، حرارت کندانسور، توان کندانسور، راندمان حرارتی پرده‌هوا، عدد ریچاردسون، عدد رینولدز و مدول انحراف در شرایط مختلف محیطی محاسبه گردید. نتایج تجربی نشان می‌دهد که عملکرد برودتی یخچال تحت تاثیر دمای هوای محیط کارکرد بوده که مستقیماً بر نرخ نفوذ هوای محیط به محفظه یخچال و دمای هوای برگشتی به اواپراتور تاثیر می‌گذارد. لذا دمای هوای برگشتی به اواپراتور شاخص مهمی برای ارزیابی میزان کارایی یخچال پرده‌هوا می‌باشد. هرچه دمای محیط افزایش توان مصرفی کمپرسور افزایش، اثر تبرید و ضریب عملکرد یخچال کاهش می‌یابند. همچنین نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دمای محیط راندمان پرده‌هوا کاهش می‌یابد بطوریکه تفاوت دمای جلو و عقب طبقات تا ۴/۶ درجه سلسیوس رسیده و با افزایش هر درجه دمای محیط به‌طور تقریبی توان مصرفی کمپرسور به مقدار ۷/۶٪ افزایش یافته و اثر تبرید و ۰/۶٪ ضریب عملکرد ۱/۷۷٪ کاهش می‌یابد.

کلیدواژه‌ها: یخچال پرده‌هوا، بررسی تجربی، مصرف انرژی، ضریب عملکرد

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۲/۲۴

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۰۹/۱۵

* نویسنده مسئول: hajidae@scu.ac.ir

۱- مقدمه

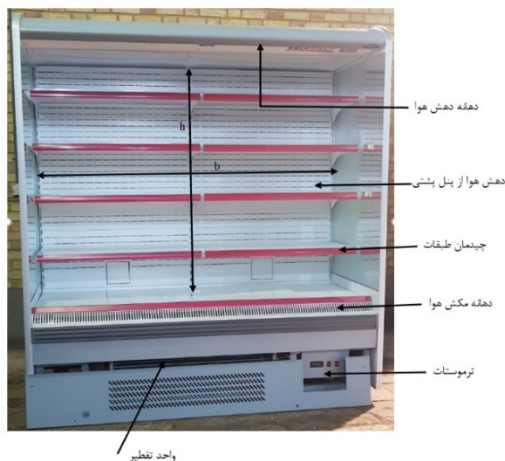
در چند دهه اخیر با افزایش جمعیت و پیشرفت تکنولوژی، مصرف انرژی الکتریکی در دنیا افزایش یافته است. یکی از مهمترین بخش‌های مصرف کننده انرژی، سیستم‌های تبرید بوده که با اشکال مختلف خانگی، تجاری و صنعتی استفاده می‌شوند. با شکل گیری سوپرمارکت‌ها و فروشگاه‌های بزرگ، تمایل صاحبان فروشگاه‌های تجاری به استفاده از یخچال‌های ویترینی سلف سرویس بدون درب، بیشتر شده؛ زیرا با توجه به سهولت دسترسی افراد به محصولات غذایی در این یخچال‌ها، رضایت مشتریان و

افزایش فروش بیشتری حاصل می‌شود^[1]. ولی حذف درب یخچال سبب می‌شود که هوای گرم محیط بتواند بدون مانع فیزیکی به محفظه داخل یخچال نفوذ کند و هوای سرد را از پایین یخچال خارج نماید. بطور متوسط حدود ۵۰٪ از کل انرژی مصرفی در سوپرمارکت‌ها به دلیل یخچال‌های پرده‌هوای افقی و عمودی می‌باشد^[2,3]. برای جلوگیری و یا کاهش نفوذ هوای گرم محیط به داخل یخچال، از پرده‌هوای سرد استفاده می‌شود که یک مانع آیرودینامیکی بین فضای داخل یخچال و محیط اطراف ایجاد می‌کند. علیرغم وجود پرده‌هوا، نفوذ هوای گرم بدخل محفظه یخچال صورت گرفته که همین پدیده باعث افزایش مصرف انرژی الکتریکی در این یخچال‌ها می‌شود. ارزیابی و آنالیز عملکرد حرارتی یخچال‌های بدون درب به منظور تدوین استراتژی‌ها و روش‌هایی که باعث کاهش نفوذ هوای گرم به درون محفظه یخچال و افزایش بهره‌وری انرژی آن می‌شود ضروری است^[4].

مطالعات تجربی و عددی مختلفی توسط محققان برای ارزیابی عملکرد حرارتی یخچال‌های پرده‌هوا و نحوه عملکرد پرده‌هوا انجام شده است. عملکرد پرده‌های هوا به پارامترهای مختلفی بستگی دارد که مهمترین آنها عبارتند از: [5] ۱- طول و عرض جت هوا ۲- سرعت جت اولیه ۳- آشفته‌گی اولیه جت ۴- موقعیت و ابعاد دریچه مکش ۵- شرایط هوا در دو طرف پرده‌هوا

در یخچال‌های با دمای بالا مانند یخچال لبنیات رایجترین روش استفاده از پرده‌هوا، پرده‌های تک جت می‌باشد؛ اگر چه نشان داده شده است که پرده‌های هوای دو جت می‌توانند صرفه جویی در انرژی را نسبت به پرده‌های هوای تک جت فراهم کنند^[6].

یخچال‌های ویترینی درب‌دار جایگزینی برای صرفه‌جویی در مصرف انرژی یخچال‌های بدون درب می‌باشند زیرا نفوذ هوای گرم و مرطوب خارجی را کاهش می‌دهند. نتایج مطالعات قبلی نشان می‌دهد که یک یخچال ویترینی درب‌دار نسبت به یخچال پرده‌هوا می‌تواند صرفه جویی قابل توجهی در مصرف انرژی داشته باشد که این صرفه جویی در مرجع [7] ۲۶٪ و در مرجع [8] ۵۰٪ گزارش شده است. نواز و همکاران [9] نشان دادند که شدت توربلانس، شکل پروفیل سرعت متوسط در دریچه دهش هوا و عدد رینولدز عمده‌تأ مسائل مقدار نفوذ هوای ورودی به یخچال پرده‌هوا هستند. همچنین آن‌ها نتیجه گرفتند که عدد رینولدز کمتر باعث کاهش مقدار نفوذ هوای محیط به یخچال پرده‌هوا خواهد شد، با این حال، نفوذ هوا منجر به دمای بالاتر محصولات غذایی در طبقات خواهد شد. فریک و بکر [10] مقایسه‌ای در زمینه انرژی و بهره‌وری در یخچال عمودی درب‌دار و بدون درب در دو فروشگاه مختلف انجام دادند و نتیجه گرفتند که مصرف انرژی الکتریکی کل در نوع بدون درب بیشتر بوده و میزان آن ۵۳/۰۷ کیلووات ساعت بر روز می‌باشد در حالی که مصرف انرژی الکتریکی کل در نوع درب‌دار ۷۲/۴۳ کیلووات ساعت بر روز می‌باشد. گسپر و همکاران [11] میزان انتقال حرارت و ضریب نفوذ حرارتی یخچال‌های ایستاده پرده‌هوا، تغییر



شکل (۱) بخش‌های مختلف یخچال پرده‌هوا ایستاده بدون بار [20]

جدول (۱) مشخصات ظاهری یخچال پرده‌هوا مدل سبلان شرکت انجام سیستم [20]

ابعاد کابین (سانتیمتر)	دامنه دما	حجم داخلی	ولتاژ کاری	وزن	توان کمپرسور
طول عرض ارتفاع	۰°C تا ۴	۱/۹۸ m ³	۲۲۰ V	۴۶۰ kg	۱/۵ hp
۲۰۴ × ۹۸ × ۲۲۰	۲ تا ۴	۱/۹۸	۲۲۰	۴۶۰	۱/۵

جدول (۲) مشخصات تجهیزات یخچال پرده‌هوا ایستاده مدل سبلان شرکت انجماد سیستم [20]

جریان اسمی یخچال	8 A	برند	EMB
فرکانس اسمی یخچال	۵۰ Hz	مدل	NJ9232GK
توان روشنایی	208 W	توان	1-1/2 hp
کلاس آب و هوایی	3	ولتاژ	220-240V
نوع مبرد	R404A- 2000 gr	فرکانس	50 Hz
لوله موئین cm-inch	65-0.075	وزن	21.6kg
مواد ایزو منبسط کننده	HCFC.14B	حجم روغن	750 cm ³
برند	Electrogen	برند	Electrogen
مدل	12163-B	مدل	12100-B
ولتاژ	220 V	ولتاژ	220 V
فرکانس	50 Hz	فرکانس	50 Hz
آمپر	0.52 A	آمپر	0.35 A
دور	1300 rpm	دور	1300 rpm
توان	16.75W	توان	10.50 W

گرفته و طرح‌های بسیار متنوعی برای افزایش ضریب عملکرد سیستم و کاهش مصرف انرژی ارائه شده است اما هنوز نیاز به مطالعات بیشتر در این زمینه بوده تا رفتار یخچال‌های پرده هوا تحت شرایط مختلف محیطی بطور دقیقتر شناخته شده و براساس آن بتوان راه حل‌های مناسب‌تر برای کاهش مصرف انرژی را ارائه

دمای هوا، رطوبت و سرعت نسبی را در شرایط مختلف هوای محیط از طریق تست‌های تجربی بررسی کردند. مطالعات آنها نشان داد که محاسبه ضریب نفوذ حرارتی یک تقریب مهندسی برای ارزیابی عملکرد حرارتی یک یخچال ویترینی به جای محاسبه تمام بارهای حرارتی محسوس و نهان است. جینینگ سان و همکاران [12] برای بهبود بهره‌وری انرژی یخچال عمودی پرده هوا، انواع مختلفی از پرده‌های هوا را طراحی نمودند و به صورت عددی نشان داد که نوارهای هدایت کننده هوا، عملکرد پرده‌ها را به صورت عمودی تسریع می‌کنند. پی یوان و همکاران [13] محل قرارگیری واحدهای مختلف یخچال پرده هوا را بررسی کرده و موقعیت قرارگیری مناسب یخچال‌های ایستاده را مشخص کرده‌اند. چائومانگ و همکاران [14] به اندازه‌گیری سرعت هوا با استفاده از تکنیک سرعت‌سنجی با تصویربرداری از ذرات (PIV) در یک یخچال ویترینی درب بسته و باز با زاویه باز شدن ۹۰ درجه در دو حالت سیستم تبرید روشن و خاموش پرداختند.

هاول [15] آزمایش یخچال‌های پرده‌هوا در شرایط دمای محیط ثابت و تغییر رطوبت نسبی (φ) را انجام داد و نتیجه گرفت که در هنگام ثابت بودن دمای هوای محیط، بار سرمایشی پرده‌هوا بسیار تحت تأثیر رطوبت نسبی هوای محیط می‌باشد. سویترز [16] اظهار داشت که شدت انرژی به دلیل نفوذ هوای محیط از میان پرده‌هوا بوده، که حدود ۸۰٪ از کل بار سرمایشی تمام یخچال‌های عمودی باز را تشکیل می‌دهد.

ونگالی و مکسین [17] استفاده از پرده هوای یک لایه و دولایه به روش عددی دو بعدی و گذرا را مقایسه کردند و نشان دادند که پرده هوای دولایه بطور موثرتری می‌تواند از نفوذ هوای محیط به داخل یخچال جلوگیری کرده بنحوی که مصرف انرژی را تا حدود ۱۸/۵٪ کاهش داده و دمای محصولات را نیز ۰/۸۵ درجه سلسیوس کاهش دهد.

لیو و همکاران [18] طرح جدید یخچال باز با پرده هوای مستقل برای هر طبقه را پیشنهاد دادند و از طریق شبیه سازی عددی زاویه مناسب هر تیغه برای هدایت هوای هر طبقه را بدست آوردند. نتایج آنها نشان داد که طرح جدید یخچال پرده هوا می‌تواند مصرف انرژی را تا حدود ۳۵/۵٪، دمای متوسط داخل یخچال را تا ۲/۳ درجه سلسیوس، و ضریب نفوذ حرارتی را تا ۴۰/۶٪ کاهش دهد ولی با اجرای این طرح حجم موثر یخچال ۲۵/۴٪ کاهش می‌یابد.

لیو و همکاران [19] تاثیر استفاده از صفحات پوششی محدود در دهانه یخچال پرده هوا را با شبیه سازی سه بعدی بررسی کردند و نشان دادند که با پوشش سطح کمی از ناحیه ای که هوای سرد به پایین یخچال نشت می‌کند می‌توان بار حرارتی را تا حدود ۳۳/۸٪ کاهش داد.

بررسی تحقیقات انجام شده در زمینه یخچال-فریزرهای پرده‌هوا نشان می‌دهد که هرچند تاثیر پارامترهای مختلف مورد بررسی قرار

$$W_{comp} = VI \cos \phi \quad (۱)$$

$$q_w = (h_2 - h_1) \quad (۲)$$

$$\dot{m} = W_{comp} / q_w \quad (۳)$$

$$q_c = (h_3 - h_2) \quad (۴)$$

$$Q_c = \dot{m} q_c \quad (۵)$$

$$q_e = (h_1 - h_4) \quad (۶)$$

$$Q_e = \dot{m} q_e \quad (۷)$$

$$COP = q_e / q_w \quad (۸)$$

با توجه به نتایج به دست آمده در آزمایشات تجربی می‌توان مصرفی کمپرسور، ظرفیت تبرید، اثر تبرید و ضریب عملکرد را محاسبه نمود. مقدار مادون سرد شدن و سوپرهیت شدن در دماهای مختلف محیط متفاوت بوده و لذا مقادیر آن با توجه به نتایج تجربی در نظر گرفته شده است. با توجه به اطلاعات سازنده یخچال برای محدوده آزمایشات انجام شده، راندمان آیزنتروپیک کمپرسور ۰/۶۵ [21] و افت فشار در مسیر لوله‌ها و کندانسور ۰/۶ بار و در اواپراتور ۰/۲ بار در نظر گرفته می‌شود [22].

۱-۳- محاسبات نظری یخچال پرده‌ها

چن و یوان [23] معادلات ذیل برای محاسبه نرخ انتقال حرارت کل (معادله ۹)، انتقال حرارت محسوس (معادله ۱۰) و نهان (معادله ۱۱) را ارائه نمودند. بخش محسوس ناشی از تغییر دمای داخل یخچال و بخش نهان ناشی از تغییر رطوبت داخل یخچال اشاره دارد.

$$\dot{Q}_T = (\rho u A)_{PBP} (h_{RAG} - h_{PBP}) \quad (۹)$$

$$\dot{Q}_S = (\rho u A)_{PBP} C_p (T_{RAG} - T_{PBP}) \quad (۱۰)$$

$$\dot{Q}_L = (\rho u A)_{PBP} h_{fg} (\omega_{RAG} - \omega_{PBP}) \quad (۱۱)$$

علاوه بر محاسبه نرخ انتقال حرارت، روش دیگری که می‌تواند برای ارزیابی عملکرد حرارتی یک یخچال پرده‌ها ایستاده استفاده شود، محاسبه ضریب نفوذ حرارتی است که توسط [9,24] پیشنهاد شده است و در معادله (۱۲) تعریف شده است. چون ظرفیت گرمایی ویژه هوا (C_p) تقریباً ثابت است بنابراین میانگین آنتالپی هوا را می‌توان با دمای هوا جایگزین کرد.

$$X_0 = \frac{h_{RAG} - h_{DAG}}{h_{amb} - h_{DAG}} \approx \frac{T_{RAG} - T_{DAG}}{T_{amb} - T_{DAG}} \quad (۱۲)$$

این محققین بیان کردند که ضریب نفوذ حرارتی برای پرده‌ها به پنج گروه عامل بستگی دارد که عبارتند از: سرعت و دمای دهانه دهش، طول و عرض دهانه دهش، دمای دیوار پشتی، دمای هوای خشک محیط و بار یخچال. عوامل دیگری مانند شدت آشفتنی پرده‌ها، طول پرده‌ها و عرض نازل برگشت پرده‌ها، رطوبت نسبی

نمود. همچنین با توجه به اهمیت بسیار زیاد تاثیر دمای محیط بر عملکرد و کارایی یخچال پرده هوا، تحقیقات کافی که نشان‌دهنده میزان تاثیر دماهای مختلف محیط بر مشخصات عملکردی یخچال پرده هوا و تعیین نرخ تغییرات آنها باشد، انجام نشده است.

۲- مشخصات یخچال پرده هوا تحت آزمایش

در این پژوهش برای انجام تست‌های تجربی از یخچال ایستاده پرده هوا شرکت انجماد سیستم، مدل سبلان استفاده شد. در شکل ۱ بخش‌های مختلف یخچال پرده‌ها ایستاده و همچنین ارتفاع (h) و طول (b) یخچال نشان داده شده و مشخصات یخچال در جداول ۱ و ۲ آورده شده است.

۲-۱- اجزای یخچال پرده هوا

اجزای یخچال پرده‌ها به دو بخش درون کابین و واحد تقطیر تقسیم می‌شوند: بخش درون کابین شامل دهانه دهش هوا (Discharge air grille, DAG)، طبقات کابین، سینی‌های کف کابین، دیوار پشتی، دهانه هوای برگشتی یا مکش هوا (Return air grille, RAG)، ترموستات، اواپراتور، فن اواپراتور، لوله مویین، روشنایی درون کابین، پرده شب بوده و بخش واحد تقطیر که شامل کمپرسور، مخزن جمع‌آوری آب ناشی از برفک، کندانسور، فن کندانسور و فیلتر درایر می‌باشد که در شکل ۱ برخی از اجزا نشان داده شده است.

هوای داخل یخچال توسط فن اواپراتور که در داخل کابین قرار دارد بگردش در می‌آید. هوا از طریق دهانه هوای برگشتی که در پایین کابین یخچال قرار دارد مکیده شده و بعد از عبور از روی اواپراتور سرد می‌شود. بخشی از هوای سرد شده از طریق دیوار پشتی یخچال که سوراخدار بوده (Perforated back panel, PBP) به درون طبقات مختلف یخچال توزیع می‌شود تا مواد غذایی را سرد نماید. بخش دیگری از هوای سرد شده از طریق دهانه دهش هوا که در لبه جلویی سقف بالای یخچال قرار دارد بصورت جت عمودی از بالا به پایین تزریق می‌شود تا هم مانع از نفوذ هوای گرم محیط به درون طبقات یخچال شود و هم به سرد نگه داشتن مواد غذایی در طبقات یخچال کمک نماید.

۳- مبانی نظری پژوهش

برای تعیین مشخصات ترمودینامیکی مبرد R404A در نقاط مختلف سیکل و استخراج مشخصات فنی سیکل مانند توان کمپرسور، دبی جرمی، ظرفیت تبرید و ضریب عملکرد از معادلات ذیل استفاده می‌شود. لازم به ذکر است که در علائم به کار رفته زیرنویس (۱) مربوط به خروج اواپراتور و یا ورودی کمپرسور، زیرنویس (۲) مربوط به خروج از کمپرسور، زیرنویس (۳) مربوط به خروج از کندانسور و زیرنویس (۴) مربوط به خروج از لوله مویین می‌باشد.

مقدار مدول انحراف برای آب بندی مناسب پرده‌ها بین ۰/۱۲ و ۰/۲۵ می‌باشد:

$$D_m = \frac{(\rho b u^2)_{DAG}}{g H_{DAG}^2 (\rho_{DAG} - \rho_{amb})} \quad (۲۰)$$

۴- وسایل اندازه‌گیری

برای انجام تست‌های تجربی از وسایل اندازه‌گیری ذیل استفاده گردید.

۴-۱- ثبت‌کننده دما (data loggers)

دستگاه مورد استفاده مدل تستو 175T3 با دقت $\pm(0.5^\circ\text{C}+1 \text{ digit})$ و 176T4 با دقت $\pm(0.3^\circ\text{C}+1 \text{ digit})$ بوده که قابلیت اندازه‌گیری و ثبت و ارزیابی دمای مبرد توسط ترموکوپل‌های نصب شده بر روی لوله‌های مبرد را دارد [27].

۴-۲- ترموکوپل

در تست‌های تجربی از ترموکوپل نوع K برای اندازه‌گیری دمای نقاط مختلف سیکل استفاده شد. محدوده ترموکوپل نوع K استفاده شده در آزمایش‌ها ۴۰- تا ۲۰۰ درجه سلسیوس می‌باشد.

۴-۳- سرعت سنج

برای اندازه‌گیری همزمان سرعت و دمای هوا در دهانه مکش و دهش و پنل پشتی از سرعت سنج حرارتی تستو مدل ۴۲۵ با دقت $\pm(0.03\text{m/s}+\%5 \text{ of m.v.}+1\text{digit})$ برای اندازه‌گیری سرعت و دقت $\pm 0.5^\circ\text{C}$ برای اندازه‌گیری دما استفاده شد [27].

۴-۴- دماسنج دیجیتالی قلمی TFA مدل ۳۰/۱۰۴۸

برای اندازه‌گیری دمای هوای طبقات با دامنه ۱۰- تا ۱۰۰+ درجه سلسیوس و دقت ۱ درجه سلسیوس استفاده شد.

۴-۵- دما و رطوبت سنج تستو ۶۱۰

برای اندازه‌گیری رطوبت مکش، دهش، طبقات یخچال، کانال پشتی و محیط استفاده شد که دقت اندازه‌گیری آن $\pm 2.5\% \text{ RH}$ محدوده عملکرد آن $5\% \text{ RH}$ تا $95\% \text{ RH}$ می‌باشد [27].

۴-۶- آمپر متر چنگکی

از کلمپ آمپر MASTECH MS2007B برای اندازه‌گیری جریان عبوری از یخچال با دقت این وسیله $\text{AC Curacy: } \leq \pm(2.0+5\text{dgt})$ استفاده شد [28].

۴-۷- کسینوس فی متر آنالوگ

از دستگاه کسینوس فی متر آنالوگ ساخت شرکت زیمنس استفاده شد. میزان تolerانس خطای دستگاه مزبور حدود ۵٪ می‌باشد [29].

هوای محیط و مقدار بار و دمای یخچال تاثیر کمی بر ضریب نفوذ حرارتی دارند. اگر پرده‌ها هیچ گونه هوای محیط را جذب ننمایند آنتالپی مکش و دهش برابر بوده و ضریب نفوذ حرارتی صفر خواهد بود که این شرایط معمولاً اتفاق نمی‌افتد. هنگامی که هوای برگشتی فقط از هوای محیط اطراف باشد آنتالپی مکش برابر با آنتالپی محیط می‌شود که در این حالت ضریب نفوذ حرارتی برابر یک می‌شود. یو و همکاران [25] فرمول ضریب نفوذ حرارتی، در صورت وجود جریان هوای دیوار پشتی بر حسب ضریب نفوذ حرارتی بدون جریان هوای دیوار پشتی را ارائه کردند.

$$TEF = (1 - \beta)X_0 + \beta X_0 X_{PBP} \quad (۱۳)$$

نسبت جریان هوای دیوار پشتی (β) عبارتست از:

$$\beta = \frac{\dot{m}_{PBP}}{\dot{m}_{PBP} + \dot{m}_{DAG}} \quad (۱۴)$$

و ضریب نفوذ حرارتی برای جریان هوای دیوار پشتی X_{PBP} برابر با (معادله ۱۵) می‌باشد:

$$X_{PBP} = \frac{T_{PBP} - T_{DAG}}{T_{amb} - T_{DAG}} \quad (۱۵)$$

برای محاسبه نرخ جریان جرم هوای دیوار پشتی از معادله پیوستگی (۱۶) و برای محاسبه راندمان حرارتی پرده‌ها از معادله (۱۷) استفاده می‌شود [23,25].

$$\dot{m}_{PBP} = \dot{m}_{RAG} - \dot{m}_{DAG} \quad (۱۶)$$

$$\eta_c = \frac{T_{amb} - T_{RAG}}{T_{amb} - T_{DAG}} \quad (۱۷)$$

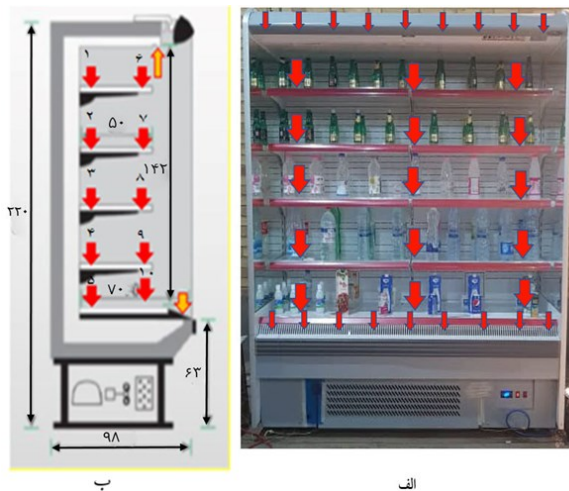
پارامترهای بدون بعد

پرده‌های هوا در یخچال‌های پرده‌ها، جت‌هایی با شناوری مخالف هستند که تحت تاثیر نیروهای ویسکوز، تکانه و گرانشی قرار دارند. عدد رینولدز و عدد ریچاردسون و مدول انحراف پارامترهای بدون بعد مرتبط می‌باشند. عدد رینولدز (معادله ۱۸) نسبت نیروی تکانه به نیروی ویسکوز و عدد ریچاردسون (معادله ۱۹) نسبت نیروی شناوری و نیروی تکانه می‌باشند.

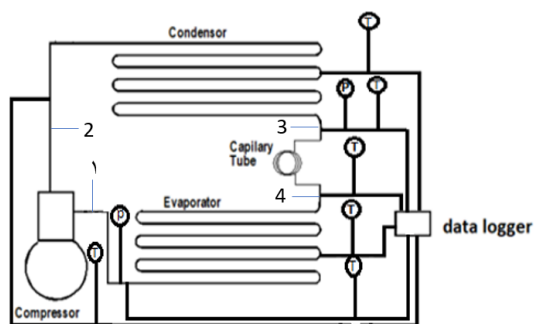
$$Re = \frac{(\rho b u)_{DAG}}{\mu_{amb}} \quad (۱۸)$$

$$Ri = \frac{(\rho_{DAG} - \rho_{amb}) g b_{DAG}}{(\rho u^2)_{DAG}} \quad (۱۹)$$

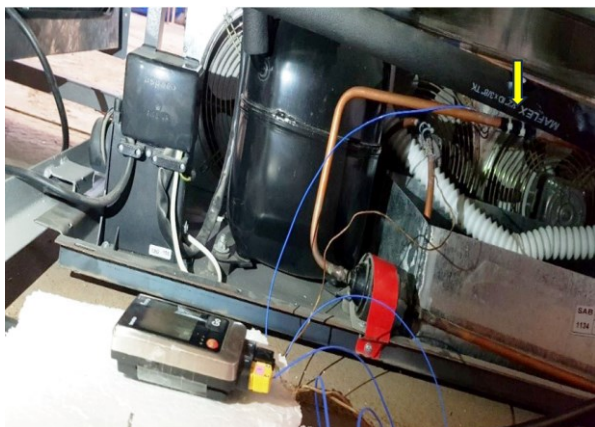
مدول انحراف (D_m) توانایی ایجاد آب‌بندی مناسب یخچال عمودی پرده‌ها را به محیط اطراف توصیف می‌کند. این عدد بدون بعد نسبت تکانه پرده‌ها به بزرگی اختلاف فشار ایجاد شده توسط نیروهای افقی را نشان می‌دهد که ناشی از اختلاف دما در دو طرف پرده‌ها می‌باشد (اثر دودکش). اثر دودکش با تفاوت در چگالی (ρ) هوا در دو طرف دهانه ایجاد می‌شود و منجر به تغییر خطی فشار از بالا به پایین می‌شود. در مدل تحلیلی که برای کمک به طراحی پرده‌های هوا ارائه شده [26]، زمانی که شدت آشفتگی کمتر از ۱٪ و با نسبت ارتفاع به طول (h/b) بین ۱۰ و ۱۰۰ قرار دارد، حداقل



شکل ۲) نمایش محل‌های اندازه‌گیری دمای هوا و شماره گذاری نقاط در یخچال برای اندازه‌گیری دما ، الف- طولی و ب- عرضی



شکل ۳) محل قرار گرفتن دماسنج‌ها و فشارسنج‌ها در سیکل تبرید



شکل ۴) نحوه اتصال نوک ترموکوپل به لوله خروجی از کمپرسور جهت داده برداری

۵-۲- تعیین مشخصات ترمودینامیکی سیکل تبرید یخچال پرده‌هوا ایستاده

برای تعیین مشخصات ترمودینامیکی سیکل تبرید، لازمست مشخصات مبرد شامل دما و فشار در قسمت‌های مختلف در سیکل اندازه‌گیری شود. برای این کار فشار قبل از لوله موئین (بعد از کندانسور) و بعد از اواپراتور (قبل از مکش کمپرسور) اندازه‌گیری

۴-۸- فشارسنج

از فشارسنج‌های مخصوص مبرد R404A استفاده شد که دقت و دامنه فشارسنج‌های فشار ضعیف به ترتیب ۲ پوند بر اینچ مربع (psi) و ۲۶۰ پوند بر اینچ مربع و دقت و دامنه فشارسنج‌های فشار بالا به ترتیب ۵ پوند بر اینچ مربع و ۵۵۰ پوند بر اینچ مربع می‌باشد.

۵- روش انجام آزمایش

برای انجام آزمایشات، یخچال پرده‌هوا بعد از استقرار در سالن آزمایشگاه مشابه ابعاد فروشگاه، به کار انداخته شده و بعد از حدود ۲۴ ساعت که شرایط سیستم به حالت پایدار رسید پارامترهای مختلف ترمودینامیکی هوای درون کابین، سیکل تبرید و هوای محیط بطور همزمان اندازه‌گیری شد. مقدار کسینوس فی یخچال توسط دستگاه کسینوس فی سنچ اندازه‌گیری شد که مقدار آن ۰/۸۵ می‌باشد.

۵-۱- نحوه اندازه‌گیری دما، رطوبت و سرعت هوا در طبقات و دهانه

مکش و دهش یخچال

برای اندازه‌گیری دما و رطوبت طبقات درون کابین، طول هر طبقه سه قسمت شده و دما و رطوبت در سه نقطه طولی راست، وسط و چپ و همچنین از نظر عرضی در دو نقطه عقب و جلو در هر طبقه اندازه‌گیری شد که در هر طبقه ۶ نقطه و جمعاً ۳۰ نقطه دما اندازه‌گیری شد (شکل ۲ الف و ب). برای اینکه بتوان توزیع دما در یخچال را بر حسب طبقات مشخص کرد. شماره گذاری نقاط مختلف طبقات یخچال در شکل ۲ - ب نشان داده شده است.

طول دریچه مکش و دهش ۲ متر بوده که در هر ۲۰ سانتی‌متر اندازه‌گیری سرعت، دما و رطوبت انجام شد که جمعاً ۹ نقطه شده و سپس طول ۲ متر به سه قسمت راست، وسط و چپ تقسیم شد و متوسط مقادیر اندازه‌گیری شده در هر سه قسمت محاسبه شد و میانگین آنها به صورت سرعت سمت راست، وسط و چپ استفاده شد. اندازه‌گیری سرعت مکش در راستای عرض دریچه مکش که مقدار آن ۶ سانتی‌متر بود، نیز در هر یک سانتی‌متر اندازه‌گیری انجام شد که جمعاً ۶ نقطه شده و از میانگین آنها استفاده شد.

دمای قرائت شده توسط ترموکوپل‌های متصل به لوله‌های مبرد، با تقریب قابل قبولی نشان دهنده دمای مبرد درون لوله‌ها می‌باشد زیرا در محل اتصال نوک ترموکوپل با لوله از چسب سیلیکون استفاده شده و اطراف محل اتصال نیز بخوبی عایق شده است. صحت این روش با اندازه‌گیری فشار اشباع کندانسور و اواپراتور و تطابق دمای اشباع استخراج شده از جداول ترمودینامیکی با دمای قرائت شده توسط ترموکوپل تایید گردید زیرا اختلاف حدود ۰/۵ درجه سلسیوس بود.

خواص ترمودینامیکی مبرد را در شرایط مختلف مشخص کرد. در شکل ۴ نحوه اتصال ترموکوپل به لوله خروجی از کندانسور و خروجی از کمپرسور نشان داده شده است.

۶- نتایج آزمایشات تجربی

در جدول ۳ داده‌های اندازه‌گیری تجربی برای پنج دمای مختلف محیط نشان داده شده است.

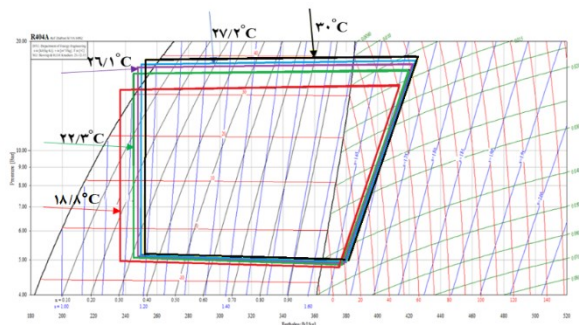
شد. همچنین دمای مبرد در شش نقطه از سیکل با نصب ترموکوپل اندازه‌گیری شد که این نقاط عبارتند از: بعد از کمپرسور، وسط کندانسور، بعد از کندانسور، قبل از اواپراتور، وسط اواپراتور، قبل از ورود به کمپرسور.

در شکل ۳ محل‌هایی که در آن دماسنج و فشارسنج برای اندازه‌گیری دما و فشار مبرد نصب گردیده و همچنین شماره نقاط مختلف در منحنی فشار-آنتالپی سیکل که برای محاسبات لازم است، نشان داده شده است و براساس این شماره‌ها می‌توان

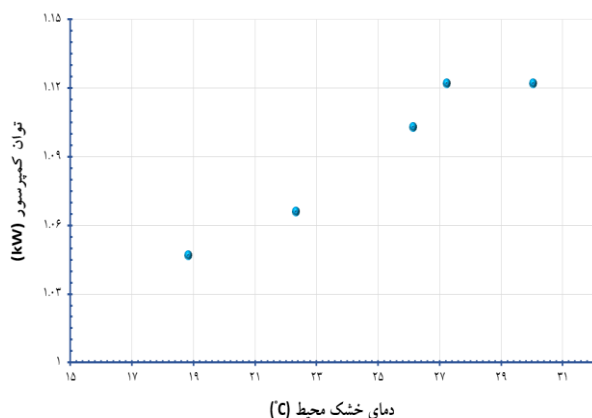
جدول ۳) داده‌های آزمایش مربوط به طرح یخچال پرده‌ها

ردیف	پارامتر	واحد	مقادیر اندازه‌گیری شده در دمای محیط درجه سلسیوس				
			۱۸/۸	۲۲/۳	۲۶/۱	۲۷/۲	۳۰/۰
۱	دمای هوای حباب خشک محیط	°C	۱۸/۸	۲۲/۳	۲۶/۱	۲۷/۲	۳۰/۰
۲	دمای هوای حباب تر محیط	°C	۱۲/۱	۱۴/۳	۱۲/۵	۱۵/۱	۱۶/۲
۳	رطوبت نسبی محیط	%	۴۵	۴۱	۱۶/۶	۲۵/۶	۲۲/۱
۴	دمای مبرد خروجی از کمپرسور	°C	۶۳/۶	۶۵	۶۵/۹	۶۶/۵	۶۸
۵	دمای مبرد وسط کندانسور	°C	۳۲/۴	۳۶/۶	۳۸/۱	۳۹/۲	۴۰
۶	دمای مبرد خروجی از کندانسور	°C	۲۵/۸	۲۹/۱	۳۲/۵	۳۴/۲	۳۵
۷	دمای مبرد خروجی از لوله موئین	°C	-۷/۹	-۷/۰	-۶/۷	-۶/۰	-۶/۰
۸	دمای مبرد وسط اواپراتور	°C	-۷/۲	-۶/۵	-۶/۳	-۵/۹	-۵/۹
۹	دمای مبرد خروجی از اواپراتور	°C	۶/۰	۶/۸	۱۰/۶	۱۲/۷	۱۳/۰
۱۰	دمای هوای مکش به اواپراتور در راستای طولی راست	°C	۸/۴	۱۱/۵	۱۳/۱	۱۳/۶	۱۵/۶
۱۱	دمای هوای مکش به اواپراتور در راستای طولی وسط	°C	۹/۳	۱۱/۱	۱۳/۴	۱۴/۰	۱۵/۴
۱۲	دمای هوای مکش به اواپراتور در راستای طولی چپ	°C	۱۰/۲	۱۱/۴	۱۳/۱	۱۳/۹	۱۵/۵
۱۳	دمای هوای دهش از سقف راست	°C	۳/۵	۴/۵	۴/۸	۴/۹	۴/۹
۱۴	دمای هوای دهش از سقف وسط	°C	۳/۵	۴/۳	۵/۰	۵/۲	۵/۵
۱۵	دمای هوای دهش از سقف چپ	°C	۴/۲	۴/۴	۴/۹	۵/۱	۶/۰
۱۶	دمای هوای ورود به کانال پشت راست	°C	۲/۰	۲/۱	۲/۲	۳/۳	۳/۸
۱۷	دمای هوای ورود به کانال پشت وسط	°C	۲/۱	۲/۲	۲/۰	۳/۲	۲/۹
۱۸	دمای هوای ورود به کانال پشت چپ	°C	۲/۰	۲/۰	۲/۱	۴/۰	۳/۸
۱۹	دمای هوای طبقه ۱ عقب	°C	۴/۵	۵/۰	۵/۶	۵/۹	۷/۱
۲۰	دمای هوای طبقه ۱ جلو	°C	۷/۰	۷/۹	۸/۹	۹/۶	۱۰/۹
۲۱	دمای هوای طبقه ۲ عقب	°C	۴/۶	۵/۳	۵/۸	۶/۰	۶/۳
۲۲	دمای هوای طبقه ۲ جلو	°C	۷/۲	۸/۰	۹/۰	۹/۸	۱۰/۵

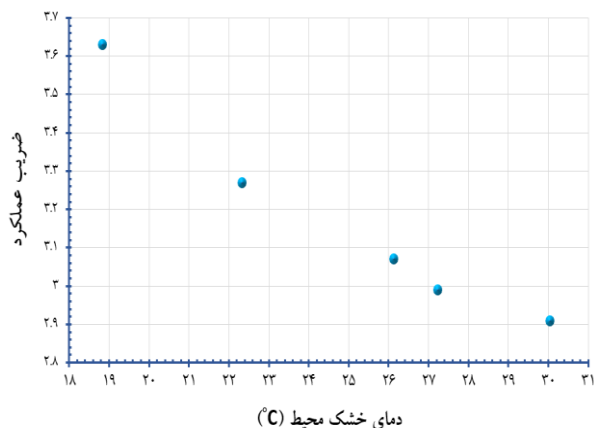
۲۳	دماي هواي طبقه ۳ عقب	°C	۴/۷	۵/۴	۵/۸	۶/۳	۷/۳
۲۴	دماي هواي طبقه ۳ جلو	°C	۷/۸	۹/۱	۹/۲	۹/۸	۱۰/۴
۲۵	دماي هواي طبقه ۴ عقب	°C	۴/۸	۵/۲	۶/۲	۶/۴	۷/۰
۲۶	دماي هواي طبقه ۴ جلو	°C	۸/۰	۹/۸	۹/۹	۱۰/۴	۱۱/۶
۲۷	دماي هواي طبقه ۵ عقب	°C	۵/۴	۵/۸	۶/۲	۶/۸	۷/۴
۲۸	دماي هواي طبقه ۵ جلو	°C	۸/۲	۱۰/۰	۱۰/۳	۱۰/۷	۱۱/۲
۲۹	رطوبت نسبی مکش	%	۷۰	۵۰	۳۷	۵۲	۴۱
۳۰	رطوبت نسبی دهش	%	۷۲	۵۵	۴۰	۶۸	۵۸
۳۱	رطوبت نسبی ورود به کانال پشت	%	۸۰	۶۰	۵۰	۸۵	۷۰
۳۲	رطوبت نسبی طبقه ۱	%	۷۰	۴۸/۴	۴۳	۶۴	۴۶
۳۳	رطوبت نسبی طبقه ۲	%	۶۹	۴۳/۵	۴۴	۶۶/۵	۴۹
۳۴	رطوبت نسبی طبقه ۳	%	۶۷	۴۰/۴	۴۳	۶۳	۴۸
۳۵	رطوبت نسبی طبقه ۴	%	۶۶	۴۱/۲	۴۳	۶۱	۴۹
۳۶	رطوبت نسبی طبقه ۵	%	۶۸	۴۰/۵	۴۰	۶۶	۴۸
۳۷	دماي هواي ورودی به کندانسور	°C	۱۷/۰	۲۱/۰	۲۵/۰	۲۶/۰	۲۸/۰
۳۸	دماي هواي خروجي از کندانسور	°C	۲۸/۰	۳۰/۰	۳۵/۲	۳۶/۰	۳۸/۰
۳۹	سرعت مکش هوا در راستای طولی راست	m/s	۱/۶۱	۱/۵۴	۱/۶	۱/۵۴	۱/۳۲
۴۰	سرعت مکش هوا در راستای طولی وسط	m/s	۱/۶۳	۱/۶۸	۱/۶۱	۱/۴۹	۱/۵۴
۴۱	سرعت مکش هوا در راستای طولی چپ	m/s	۱/۷۲	۱/۵۶	۱/۵۱	۱/۵۱	۱/۳۲
۴۲	سرعت دهش هوا راست	m/s	۰/۷۲	۰/۷	۰/۶۹	۰/۷	۰/۷۲
۴۳	سرعت دهش هوا وسط	m/s	۰/۷۱	۰/۷۷	۰/۷۱	۰/۷۲	۰/۷۳
۴۴	سرعت دهش هوا چپ	m/s	۰/۸۱	۰/۷۲	۰/۷۵	۰/۷۱	۰/۵۷
۴۵	سرعت هوا ورود به کانال پشت راست	m/s	۱/۰۶	۱/۰۵	۱/۰۰	۱/۰۴	۱/۰۲
۴۶	سرعت هوا ورودی ورود به کانال پشت وسط	m/s	۱/۱۰	۱/۱۲	۱/۱۶	۱/۰۸	۱/۰۸
۴۷	سرعت هوا ورودی ورود به کانال پشت چپ	m/s	۱/۱۴	۱/۱۰	۱/۱۲	۱/۱۶	۱/۱۴
۴۸	جریان مصرفي کلی آمپر	A	۷/۶	۷/۷	۷/۹	۸/۰	۸/۰
۴۹	جریان مصرفي فن اواپراتور	A	۰/۶	۰/۶	۰/۶	۰/۶	۰/۶
۵۰	جریان مصرفي فن کندانسور	A	۱/۱	۱/۱	۱/۱	۱/۱	۱/۱
۵۱	جریان مصرفي روشنایی	A	۰/۳	۰/۳	۰/۳	۰/۳	۰/۳
۵۲	جریان مصرفي کمپرسور	A	۵/۶	۵/۷	۵/۹	۶/۰	۶/۰
۵۳	فشار کندانسور	bara	۱۵/۱۱۳	۱۶/۸۶	۱۷/۴۱	۱۷/۹۳	۱۸/۲۴
۵۴	فشار اواپراتور	bara	۴/۷۹	۴/۸۶	۴/۹۳	۵/۰۰	۵/۰۰



شکل ۵) مقایسه منحنی فشار-آنتالپی سیکل یخچال پرده-هوا در پنج شرایط مختلف دمای محیط (قرمز ۱۸/۸، سبز ۲۲/۳، بنفش ۲۶/۱، آبی ۲۷/۲ و مشکی ۳۰/۰ درجه سلسیوس)



شکل ۶) تغییرات توان کمپرسور بر حسب دمای هوای مختلف محیط



شکل ۷) تغییرات ضریب عملکرد بر حسب دمای هوای مختلف محیط

می‌یابد. زیرا با افزایش دمای محیط مقدار مایع مبرد کار در اواپراتور کاهش یافته و در نتیجه میزان تبخیر مایع که واکنش گرماگیر است کمتر شده و اثر تبرید نیز کاهش می‌یابد. نتایج نشان می‌دهد که تغییرات اثر تبرید با دما غیرخطی است زیرا تابعیت آنتالپی مبرد با دما غیرخطی می‌باشد.

۷- بررسی نتایج آزمایش

۷-۱- مقایسه منحنی فشار-آنتالپی سیکل یخچال پرده-هوا در پنج

شرایط مختلف دمای محیط

شکل ۵ منحنی فشار-آنتالپی هر سیکل برای دماهای مختلف محیط را با رنگ‌های مختلف برای هر حالت نشان می‌دهد. همان‌طور که از شکل مشخص است با افزایش دمای هوای محیط، فشار اواپراتور تغییر محسوسی ندارد زیرا دمای اواپراتور تقریباً ثابت بوده و در محدوده ۲/۰ تا ۴/۰ درجه است، ولی تغییرات فشار کندانسور بسیار زیاد بوده بنحوی که دمای اشباع کندانسور حدود ۱۰/۰ درجه افزایش یافته که سبب افزایش کار کمپرسور می‌شود. دمای سوپرهیت در ورودی به کمپرسور نیز کمی افزایش می‌یابد و دمای مادون سرد شدن نیز متناسب با افزایش فشار کندانسور کاهش می‌یابد.

۷-۲- بررسی تاثیر دمای هوای محیط بر توان کمپرسور

شکل ۶ تاثیر دماهای مختلف محیط بر توان کمپرسور را نشان می‌دهد. با افزایش دمای محیط توان کمپرسور افزایش می‌یابد بنحوی که با افزایش یک درجه سلسیوس دمای محیط بطور تقریبی مصرف کمپرسور به مقدار ۶/۷ وات (معادل ۰/۰۶۴٪) افزایش می‌یابد. علت این امر آن است که با افزایش دمای محیط، بار حرارتی که بر یخچال وارد می‌شود، افزایش می‌یابد. بنابراین، کمپرسور باید بیشتر کار کند تا حجم بیشتری از گاز را فشرده کند و حرارت را از داخل یخچال جذب کند. به همین دلیل، در دماهای بالاتر، کمپرسور بیشتر فعالیت می‌کند و بار حرارتی بیشتر را تبدیل به گرمای خارجی می‌کند. این افزایش فعالیت کمپرسور منجر به مصرف انرژی در یخچال می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که تغییرات توان کمپرسور با افزایش دما خطی نیست زیرا تابعیت آنتالپی و دبی جرمی با دما غیرخطی است.

۷-۳- بررسی تاثیر دمای هوای محیط بر ضریب عملکرد یخچال

شکل ۷ تاثیر دماهای مختلف محیط بر ضریب عملکرد سیکل را نشان می‌دهد. با افزایش دمای هوای محیط ضریب عملکرد کاهش می‌یابد بنحوی که با افزایش دمای محیط به اندازه یک درجه سلسیوس ضریب عملکرد بطور متوسط حدود ۰/۰۶۴٪ معادل ۱٪/۷۷ کاهش می‌یابد. زیرا با افزایش دمای محیط کار کمپرسور افزایش و میزان انتقال حرارت در اواپراتور کاهش می‌یابد و این عوامل سبب کاهش ظرفیت عملکرد می‌شوند.

۷-۴- بررسی تاثیر دمای هوای محیط بر اثر تبرید

شکل ۸ اثر تبرید در دماهای مختلف محیط را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است با افزایش دمای هوای محیط اثر تبرید کاهش می‌یابد. با افزایش دمای محیط به اندازه یک درجه سلسیوس اثر تبرید ۰/۹ کیلو ژول بر کیلوگرم معادل ۰/۰۶٪ کاهش

۷-۵- نتایج توزیع دمای هوا در طبقات درون کابین یخچال

شکل ۹ نتایج تجربی توزیع دمای هوا در طبقات یخچال، در دماهای مختلف محیط نشان را می‌دهد. مطابق شکل ۲-ب، نقاط ۱ تا ۵ در عمق یخچال نزدیک دیوار پشتی بوده و نقاط ۶ تا ۱۰ در جلوی یخچال قرار دارند. با توجه به شکل، دما در نقاط نزدیک به دیوار پشتی پایین بوده ولی در نقاط جلویی دما افزایش یافته است که اختلاف دمای جلو و عقب تا ۴/۶ درجه سلسیوس هم مشاهده می‌شود این مقدار با نتایج سایر تحقیقات [30] که اختلاف دما را تا ۵ درجه سلسیوس گزارش کردند مطابقت دارد. افزایش دما در جلوی یخچال ناشی از نفوذ هوای محیط بداخل کابین است. هر چه دمای محیط بیشتر می‌شود نرخ نفوذ دمای بیرون به سمت یخچال افزایش یافته و دمای جلو بیشتر می‌شود.

۷-۶- تغییرات دما و سرعت متوسط مکش در جهت طولی بر حسب دمای هوای محیط

شکل ۱۰ دمای متوسط مکش در جهت طولی بر حسب دما هوای محیط را نشان می‌دهد. برای اندازه گیری دمای متوسط مکش مطابق شکل ۲-الف، دما در ۹ نقطه بدست آمده و متوسط آن حساب شده است. همان‌طور که مشخص است با افزایش دمای محیط، دمای متوسط مکش افزایش می‌یابد.

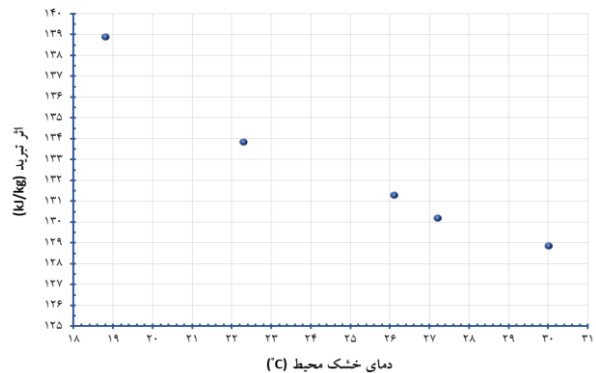
شکل ۱۱ سرعت متوسط مکش در دماهای مختلف هوای محیط را در جهت طولی نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است با افزایش دمای محیط، سرعت متوسط مکش کاهش می‌یابد. افزایش ۱۸ درجه ای دما سبب کاهش ۱۵٪ سرعت ورودی مکش به اواپراتور می‌شود که مقدار آن زیاد نبوده ولی ناشی از کاهش چگالی هوا می‌باشد.

۷-۷- نتایج محاسبات مربوط به سیکل یخچال در دماهای مختلف محیط

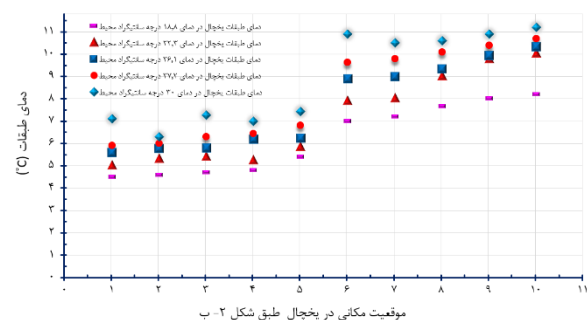
در جدول ۴ نتایج محاسبات مربوط به مشخصات عملیاتی سیکل یخچال در دماهای مختلف محیط نشان داده شده است. با افزایش دمای هوای محیط، توان و نسبت فشار کمپرسور افزایش اما دبی جرمی میرد در گردش، توان تبرید، توان کندانسور و ضریب عملکرد کاهش یافته که با نتایج قبلی همخوانی دارد.

۸- نتایج محاسبات بار حرارتی یخچال از طریق نفوذ در پرده‌ها

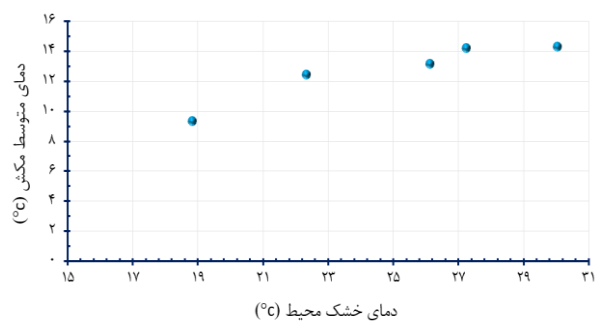
با توجه به اندازه‌گیری‌های انجام شده برای مقادیر سرعت هوا در کانال ورودی به پشت یخچال و دبی هوای ورودی به یخچال، بار محسوس و نهان برای دماهای مختلف هوای محیط به دست می‌آید. مجموع بار حرارتی اعمال شده به یخچال ناشی از نفوذ هوا به بار برودتی یخچال در دماهای مختلف بین ۶۶٪ تا ۷۷٪ می‌باشد. این مقدار با داده‌های موجود در سایر مقالات که میزان بار برودتی ناشی از پرده‌ها را به طور تقریبی بین ۶۵٪ تا ۷۵٪ تخمین زده‌اند



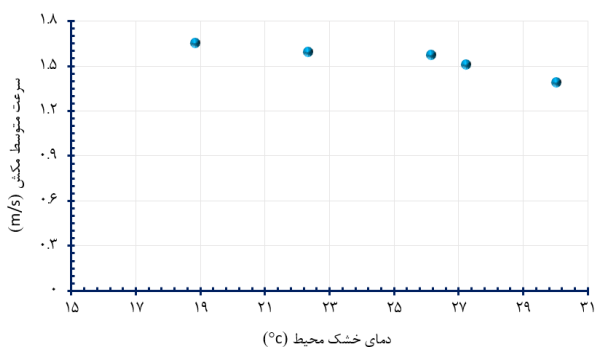
شکل ۸) تغییرات اثر تبرید بر حسب دمای هوای مختلف محیط



شکل ۹) توزیع دما در نقاط جلو و عقب یخچال در دماهای مختلف هوای محیط



شکل ۱۰) دمای متوسط مکش در جهت طول بر حسب دمای مختلف محیط



شکل ۱۱) سرعت متوسط مکش در جهت طول بر حسب دمای مختلف محیط

جدول ۵) نتایج محاسباتی بار برودتی پرده-هوا در پنج دمای مختلف محیط آزمایش

دمای خشک محیط (درجه سلسیوس)					واحد	پارامتر
۳۰/۰	۲۷/۲	۲۶/۱	۲۲/۳	۱۸/۸		
۱۵/۵	۱۳/۸	۱۳/۲	۱۱/۳	۹/۳	°C	دمای متوسط مکش
۱/۳۹	۱/۵۱	۱/۵۷	۱/۵۹	۱/۶۵	m/s	سرعت متوسط مکش
۴۱	۵۲	۳۷	۵۰	۷۰	%	رطوبت نسبی متوسط مکش
۳/۵	۳/۵	۲/۰	۲/۱	۲/۰	°C	دمای متوسط ورود به کانال پشت
۷۰	۸۵	۵۰	۶۰	۸۰	%	رطوبت نسبی ورود به کانال پشت
۱/۰۸	۱/۰۹	۱/۰۹	۱/۰۹	۱/۱۰	m/s	سرعت متوسط در کانال پشتی
۳۲۰	۳۲۲	۳۲۳	۳۲۵	۳۲۶	CFM	دبی حجمی هوای فن اواپراتور
۰/۱۹۳۹	۰/۱۹۵۰	۰/۱۹۵۷	۰/۱۹۶۵	۰/۱۹۷۵	kg/sec	دبی جرمی هوای اواپراتور
۷۷۳	۷۶۴	۷۵۹	۷۵۵	۷۵۱	CFM	دبی حجمی هوای فن کندانسور
۰/۴۳۸۵	۰/۴۳۹۷	۰/۴۴۰۲	۰/۴۴۰۳	۰/۴۴۰۵	kg/sec	دبی جرمی هوای کندانسور
۰/۱۴۱	۰/۲	۰/۲۲۱	۰/۳۰۱	۰/۴۱۴	gr/sec	دبی آب تقطیر شده در اواپراتور
۲/۱۱۱۳	۲/۰۹۳	۲/۰۷۴	۱/۸۱۶۳	۱/۴۹۴	kW	حرارت محسوس هوای اواپراتور
۰/۳۵۴	۰/۴۸۹	۰/۵۵۳	۰/۷۳۹	۱/۰۳۷	kW	حرارت نهان هوا در اواپراتور
۲/۴۶۷	۲/۵۸۲	۲/۶۲۷	۲/۵۵۶	۲/۵۳۱	kW	بار برودتی هوای اواپراتور
۳/۲۶۳	۳/۳۵۷	۳/۳۸۸	۳/۴۹	۳/۷۹۹	kW	بار برودتی کل یخچال
۷۶	۷۷	۷۷	۷۳	۶۶	%	نسبت بار برودتی هوا به بار کل یخچال
۰/۴۰۸	۰/۳۹۴	۰/۳۹۲	۰/۳۸۶	۰/۳۷۱	-	ضریب نفوذ حرارتی
۰/۵۹۲	۰/۶۰۶	۰/۶۰۹	۰/۶۱۵	۰/۶۲۹	-	راندمان حرارتی پرده-هوا
۰/۰۰۲۵	۰/۰۰۲۷	۰/۰۰۲۸	۰/۰۰۲۹	۰/۰۰۳۱	-	مدول انحراف
۴۹۵۲/۵	۵۱۸۷/۸	۵۲۵۵/۸	۵۴۰۰/۵	۵۶۴۷/۴	-	عدد رینولدز
۰/۰۰۴۵	۰/۰۰۴۸	۰/۰۰۴۹	۰/۰۰۵۱	۰/۰۰۵۴	-	عدد ریچاردسون

نزدیک می‌باشد. با افزایش دمای محیط ضریب نفوذ حرارتی یخچال افزایش و راندمان پرده هوا کاهش می‌یابد. که این امر نشان دهنده این است که با افزایش دمای محیط پرده هوا تاثیر کمتری در جلوگیری از ورود گرمای محیط به داخل یخچال دارد. با توجه به اینکه با افزایش دمای محیط چگالی دریاچه دهش هوا و لزجت دینامیکی کاهش می‌یابد عدد رینولدز، عدد ریچاردسون و مدول انحراف نیز کاهش می‌یابند. جدول ۵ خلاصه نتایج محاسبات بار برودتی پرده-هوا برای پنج دمای مختلف محیط را نشان می‌دهد که محاسبات بار برودتی و حرارتی آن بر اساس نتایج تجربی به دست آمده است.

۸-۱- تحلیل خطا نتایج تجربی

تحلیل خطا برای تخمین حداکثر عدم قطعیت در نتایج تجربی انجام شد که در جدول ۶ نشان داده شده است. نتایج نشان داد که عدم قطعیت پارامترها نیز حداکثر ۳/۶٪ می‌باشد که در محدوده قابل قبولی قرار دارد.

جدول ۴) نتایج تجربی مشخصات ترمودینامیکی یخچال در سه دمای مختلف محیط

دمای هوای محیط (درجه سلسیوس)					واحد	نماد	نام
۳۰/۰	۲۷/۲	۲۶/۱	۲۲/۳	۱۸/۸			
۱/۱۲۲	۱/۱۲۲	۱/۱۰۳	۱/۰۶۶	۱/۰۴۷	kW	W_{comp}	توان کمپرسور
۲۵/۳۳	۲۵/۷۹	۲۵/۸۱	۲۶/۰۸	۲۷/۳۶	gr/sec	$\dot{m}$	دبی جرمی مبرد
۱۲۸/۸۴	۱۳۰/۱۶	۱۳۱/۲۸	۱۳۳/۸۱	۱۳۸/۸۶	kJ/kg	q_e	اثربرید
۱۷۳/۱۳	۱۷۳/۶۶۳	۱۷۴/۰۳	۱۷۴/۶۸۶	۱۷۷/۱۲	kJ/kg	q_c	حرارت کندانسور
۳/۲۶۳	۳/۳۵۷	۳/۳۸۸	۳/۴۹	۳/۷۹۹	kW	Q_e	توان تبرید
۴/۳۵۸	۴/۴۷۹	۴/۴۹۲	۴/۵۵۶	۴/۸۴۶	kW	Q_c	توان کندانسور
۳/۶۵	۳/۵۷۸	۳/۵۳۸	۳/۴۲۶	۳/۱۶۴	-	P_2/P_1	نسبت فشار
۲/۹۱	۲/۹۹	۳/۰۷	۳/۲۷	۳/۶۳	-	COP	ضریب عملکرد

جدول ۶) نتایج عدم قطعیت پارامترهای مختلف

پارامتر	درصد عدم قطعیت
آنتالپی	۰/۴۵٪
اثر تبرید	۱/۲۲٪
ضریب عملکرد	۲/۱۲٪
توان کمپرسور	۳/۶۰٪

۹- نتیجه‌گیری

بر اساس تجربیات به دست آمده از آزمایشات تجربی مهمترین نتایج به دست آمده به شرح ذیل ارائه می‌گردد.

- با افزایش دمای هوای محیط، ضریب نفوذ حرارتی یخچال افزایش و راندمان پرده هوا کاهش می‌یابد.

- شاخص مهم برای کارایی یخچال پرده‌ها دمای برگشتی هوا به اواپراتور می‌باشد. هرچه این دما از دمای دهش بیشتر و به دمای محیط نزدیکتر باشد کارایی یخچال کاهش می‌یابد.

- در یخچال پرده هوای عمودی اختلاف دمای بین جلو و عقب طبقات قابل توجه بوده و می‌تواند تا ۴/۶ درجه سلسیوس نیز برسد.

- افزایش دمای برگشتی هوا به اواپراتور، سبب افزایش توان الکتریکی کمپرسور در یخچال می‌باشد. کاهش دمای هوای برگشتی هوا به اواپراتور نقش مهمی در صرفه‌جویی انرژی کلی یخچال خواهد داشت و با کاهش مصرف آن می‌توان در مصرف کلی برق خصوصاً در فصل تابستان صرفه‌جویی نمود.

- با افزایش هر درجه دمای هوای محیط بطور تقریبی مصرف کمپرسور ۰/۶۴٪ افزایش، ضریب عملکرد سیکل ۱/۷۷٪ و اثر تبرید ۰/۰۶٪ کاهش می‌یابد.

تشکر و قدردانی: بدینوسیله از پژوهشگاه نیرو و همچنین مدیر عامل شرکت انجماد سیستم جناب آقای مهندس محمد حضوری و کارشناسان این شرکت که همکاری لازم در انجام این تحقیق را داشتند تشکر و قدردانی می‌شود.

تأییدیه اخلاقی: محتویات علمی این مقاله حاصل پژوهش نویسندگان است و در هیچ نشریه ایرانی و غیر ایرانی منتشر نشده است.

تعارض منافع: در این مقاله هیچ تعارض منافعی برای اظهار وجود ندارد.

منابع

- Iran University of Science and Technology Press; 2013.
- Billard F, Dupont JL. Industry as a Partner for Sustainable Development: Refrigeration. Final Report prepared for UNEP-United Nations Environment Programme. 2002.
- Alamdari F. Air curtains: commercial applications.
- Stribling D. Investigation into the design and optimisation of multideck refrigerated display cases (Doctoral dissertation, Brunel University School of Engineering and Design PhD Theses).
- Lindberg U. Vertical display cabinets without and with doors-a comparison of measurements in a laboratory and in a supermarket. In 1st IIR Conference on Sustainability and the Cold Chain 2010.
- Cao Z, Han H, Gu B. A novel optimization strategy for the design of air curtains for open vertical refrigerated display cases. Applied Thermal Engineering. 2011 Nov 1;31(16):3098-105.
- Navaz HK, Henderson BS, Faramarzi R, Pourmovahed A, Taugwalder F. Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases. International Journal of Refrigeration. 2005 Mar 1;28(2):267-75.
- BR Becker PhD PE. Comparison of vertical display cases: Energy and productivity impacts of glass doors versus open vertical display cases. ASHRAE Transactions. 2011;117:847.
- Gaspar PD, Gonçalves LC, Pitarma RA. Experimental analysis of the thermal entrainment factor of air curtains in vertical open display cabinets for different ambient air conditions. Applied Thermal Engineering. 2011 Apr 1;31(5):961-9.
- Sun J, Tsamos KM, Tassou SA. CFD comparisons of open-type refrigerated display cabinets with/without air guiding strips. Energy Procedia. 2017 Sep 1;123:54-61.
- Yuan P, Zeng Q, Lei Z, Wu Y, Lu Y, Hu C. Experimental and numerical study of heat transfer and flow characteristics with different placement of the multi-deck display cabinet in supermarket. Open Physics. 2021 May 7;19(1):256-65.
- Chaomuang N, Flick D, Denis A, Laguerre O. Experimental and numerical characterization of airflow in a closed refrigerated display cabinet using PIV and CFD techniques. International Journal of Refrigeration. 2020 Mar 1;111:168-77.
- Howell RH. Effects of store relative humidity on refrigerated display case performance. In the 1993 Winter Meeting of ASHRAE Transactions. Part 1, Chicago, IL, USA, 01/23-27/93 1993 (pp. 667-678).
- Sweetser R. Supermarket relative humidity & display-case performance: Identifying the new balance point with HVAC systems. Heating/piping/air conditioning engineering. 2000;72(2):38-47.
- Vengalis T, Mokšin V. Experimental and Numerical Study of the Performance of an Open-Type Multi-Deck Refrigerated Cabinet with Single and Dual Air Curtain. Applied Sciences. 2023 Aug 9;13(16):9080.
- Huang S, Chen Q, Liu G, Liu J, Yan G, Hu X, Ma H. Performance improvement for an open refrigerated display cabinet by limited coverage on the air curtain opening. International Journal of Refrigeration. 2024

- Westphalen D, Zogg RA, Varone AF, Foran MA, Brodrick JR, DuBois T. Energy savings potential for commercial refrigeration equipment. Final Report Prepared for Building Equipment Division Office of Building Technologies. 1996 Jun.
- Faramarzi R. Efficient display case refrigeration. Ashrae Journal. 1999 Nov 1;41(11):46.
- Doussat J, Haj Saghati A. Principles of Refrigeration: Design and Calculation of Cooling Systems. Tehran:

- Feb 1;158:111-23.
- 19- Liu S, Zhang S, Li X, Hu X, Wang Q. Technical feasibility study of open refrigerated display cabinet with independent air curtain. Thermal Science and Engineering Progress. 2024 Aug 1;53:102723.
- 20- Anjomdat System west Refrigeration Industries.
- 21- "COMPRESSOR TECHNICAL DATA," UPDATE: 27 March 2007.
- 22- Hajidavalloo E. Application of evaporative cooling on the condenser of window-air-conditioner. Applied Thermal Engineering. 2007 Aug 1;27(11-12):1937-43.
- 23- Chen YG, Yuan XL. Experimental study of the performance of single-band air curtains for a multi-deck refrigerated display cabinet. Journal of food engineering. 2005 Aug 1;69(3):261-7.
- 24- D'Agaro P, Cortella G, Croce G. Two-and three-dimensional CFD applied to vertical display cabinets simulation. International Journal of Refrigeration. 2006 Mar 1;29(2):178-90.
- 25- Yu KZ, Ding GL, Chen TJ. A correlation model of thermal entrainment factor for air curtain in a vertical open display cabinet. Applied Thermal Engineering. 2009 Oct 1;29(14-15):2904-13.
- 26- Hayes FC, Stoecker WF. Design data for air curtains. Ashrae Transactions. 1969;75(2):168-80.
- 27- Thechnical documents of Testo company, <https://www.testo.com>.
- 28- Thechnical documents of Mastech company, <https://www.mastech-group.com/global/en>.
- 29- Thechnical documents of Siemens company, Electronic phase-angle meter, <https://www.siemens.com/global/en>.
- 30- A. A. Al-Sahhaf, "Performance improvement for an open refrigerated display cabinet by limited coverage on the air curtain opening," PhD thesis, 2013, Brunel University.