



بررسی عددی تأثیر فرکانس، نسبت فشار مولد صوتی و اختلاف دمای مبدل‌های حرارتی در یخچال‌های ترموآکوستیک

احمد رضایی سنکتابی¹، علی کیانی فر^{2*}

1- دانشجوی دکترا، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

* مشهد، صندوق پستی 9177948944، ا-کیانی@um.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 15 آذر 1394

پذیرش: 26 دی 1394

ارائه در سایت: 26 بهمن 1394

کلید واژگان:

یخچال ترموآکوستیک

استک

نسبت فشار

فرکانس

ضرب عملکرد

یخچال ترموآکوستیک با استفاده از امواج صوتی، گرما را از منبع دما پایین به منبع دما بالا منتقل می‌کند. به دلیل عدم استفاده از قطعات متحرک، مواد سمی و آلاینده یخچال‌های ترموآکوستیک مورد توجه بسیاری از محققان قرار گرفته است. در این مقاله، از کدهای این فوم برای شبیه‌سازی یخچال ترموآکوستیک استفاده شده است. معادلات ناویراستوکس تراکم‌پذیر گذرا و معادله حالت در الگوریتم پیمپل به‌طور هم‌زمان حل شده‌اند. تأثیر پارامترهایی چون نسبت فشار مولد صوتی، اختلاف دمای مبدل‌های حرارتی و فرکانس مولد صوتی برای دو سیال هوا و هلیوم بررسی شده است. در این تحلیل طول مبدل‌های حرارتی و استک ثابت در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش نسبت فشار توان سرمایش یخچال افزایش پیدا می‌کند اما ضریب عملکرد آن کاهش پیدا می‌کند. هلیوم توان سرمایش بیشتری نسبت به هوا داراست اما به دلیل توان ورودی بیشتر ضریب عملکردی برابر با هوا خواهد داشت. همچنین با افزایش اختلاف دمای مبدل‌های حرارتی از توان سرمایش یخچال کاسته می‌شود و ضریب عملکرد یخچال برای هوا کاهش و برای هلیوم افزایش می‌یابد. کاهش فرکانس باعث افزایش طول دستگاه و کاهش توان سرمایش و ضریب عملکرد می‌شود. با افزایش فرکانس، طول مبدل حرارتی سرد از جابه‌جایی ذرات هوا بیشتر شده و مبدل حرارتی سرد به جای دفع گرما، گرما را از سیال جذب می‌کند و ضریب عملکرد صفر خواهد شد.

Numerical investigation on effects of frequency, driver pressure ratio and heat exchangers temperature differencing on performance of thermoacoustic refrigerator

Ahmad Rezaei Sangtabi, Ali Kianifar*

Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

* P.O.B. 9177948944 Mashhad, Iran, a-kiani@um.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 06 December 2015
Accepted 16 January 2016
Available Online 15 February 2016

Keywords:

Thermoacoustic refrigerator
Stack
pressure ratio
frequency
coefficient of performance

ABSTRACT

A thermoacoustic refrigerator is a device that transfers heat from a low temperature reservoir to a high temperature reservoir by utilizing acoustic wave. Due to using no moving parts, no exotic and poisonous materials, Thermoacoustic refrigerators have been considered by many researchers. In this paper, the OpenFOAM package is used to simulate a thermoacoustic refrigerator. The in steady compressible Navier-Stokes equations and equation of state are solved with PIMPLE algorithm. The effects of driver pressure ratio, frequency and heat exchangers temperature differencing for air and helium have been studied. Length of heat exchangers and stack remains constant throughout the analysis process. The results show that the coefficient of performance (COP) is decreased and cooling power is increased due to rise of driver pressure ratio. Helium cooling power is greater than air, but their COP is equal because of its need for greater input power. The cooling power for both air and helium are increased with the enhanced temperature difference of heat exchangers. Also, COP of air refrigerator is decreased, but COP of helium refrigerator is increased. The longer the device length, the smaller the COP and cooling power are a result of the reduction in driver frequency. When frequency is increased, the length of cold heat exchanger will be greater than gas particle displacement of air. Therefore, cold heat exchanger absorbs heat from the air instead of heat transfer to it and COP will be zero.

1-مقدمه

موج ایستاده دارای چهار بخش اصلی تشدیدگر¹، مبدل‌های حرارتی سرد و گرم، استک و مولد صوتی² می‌باشد. بخش‌های مختلف یخچال درون

یخچال ترموآکوستیک برای انتقال حرارت از منبع دمایی پایین به منبع دمایی بالا با استفاده از امواج صوتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. یخچال ترموآکوستیکی

1- Resonator
2- Acoustic driver

Please cite this article using:

A. Rezaei Sangtabi, A. Kianifar, Numerical investigation on effects of frequency, driver pressure ratio and heat exchangers temperature differencing on performance of thermoacoustic refrigerator, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 283-291, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

انتقال نخواهد یافت. در نتیجه همواره باید فاصله بین صفحات استک بیشتر از عمق نفوذ حرارتی باشد.

بنون و همکاران [7] میدان جریان حول استک را به طور آزمایشگاهی و عددی مورد مطالعه قرار دادند. داده‌های آزمایشگاهی به کمک روش اندازه‌گیری پی‌آی‌وی³ استخراج شده و آزمایشات و شبیه‌سازی بر روی دو نوع استک با ضخامت‌های کم و زیاد صورت گرفت. در حالت استک نازک، یک لایه نازک از گردابه‌ها از لبه استک شکل گرفته و در امتداد استک کشیده می‌شوند اما در حالت استک ضخیم، گردابه‌های بزرگتری شکل گرفته که در هنگام خروج از استک به یکدیگر برخورد می‌کنند.

پیکولو و پیستون [8] به بررسی ضریب انتقال حرارت در جریان نوسانی درون یک دستگاه ترموآکوستیک پرداختند. تغییرات ضریب انتقال حرارت بین استک و گاز با تغییر پارامترهایی نظیر فاصله صفحات، دامنه صوت، ضخامت صفحات و عدد رینولدز مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که انرژی خالص در یک محدوده اندک از لبه استک مبادله می‌گردد که این محدوده تابعی از فاصله بین صفحات می‌باشد. با افزایش فاصله صفحات از مقداری معین، انرژی مبادله شده ثابت می‌ماند و مستقل از فاصله بین صفحات می‌گردد.

زینک و همکاران [9] یخچال ترموآکوستیکی را شبیه‌سازی کردند که توان صوتی مورد نیاز خود را از یک موتور ترموآکوستیکی دریافت می‌کند. استک مربوط به یخچال و موتور در کنار یکدیگر و درون یک تشدیدگر قرار گرفته بودند. نوسانات موتور ترموآکوستیکی با اعمال نوسان اولیه کوچک و ورود گرما از مبدل دما بالا تقویت می‌شد و این نوسانات صوتی تولید شده، در استک مربوط به یخچال باعث انتقال گرما از مبدل سرد به مبدل گرم می‌گشت. نتایج حاکی از آن بود که هرچه استک مربوط به یخچال به گره فشار نزدیکتر باشد بازدهی بیشتری خواهد داشت.

تسنیم و فرایزر [10] با استفاده از نرم‌افزار تجاری استارسی‌دی شبیه‌سازی عددی میدان‌های سرعت و فشار را در یک یخچال ترموآکوستیک انجام دادند. آن‌ها معادله انرژی را برای استک نیز حل کردند و مسئله به صورت انتقال حرارت مزدوج مورد بررسی قرار گرفت. شرایط مرزی مناسب برای این نوع شبیه‌سازی به طور کامل در این تحقیق بیان شد.

کی و همکاران [11] اندازه مناسب قطعات یخچال‌های ترموآکوستیک با دامنه فشار بالا را مورد بررسی قرار دادند که در این نوع از یخچال‌ها اثرات غیرخطی ظاهر می‌شوند. در ابتدا یک تشدیدگر فاقد استک و مبدل حرارتی با استفاده از کد عددی نوشته شده توسط آن‌ها شبیه‌سازی شد و تغییرات فشار درون تشدیدگر با نتایج آزمایشگاهی مقایسه گردید. سپس استک و مبدل حرارتی به آن اضافه شد و تخمینی برای اندازه مناسب استک و مبدل‌های حرارتی بدست آمد.

پیکولو [12] مبدل‌های حرارتی در یک یخچال ترموآکوستیکی را مدل‌سازی نمود. تأثیر هندسه مبدل حرارتی و شرایط کاری دستگاه روی انتقال حرارت صورت گرفته از مبدل مطالعه شد و مقادیر بهینه طول پره‌های مبدل حرارتی و فاصله بین آن‌ها به دست آمد. نتایج نشان داد که طول مبدل حرارتی در حالت بهینه باید کمتر از فاصله جابه‌جایی قله‌به‌قله یک المان گاز باشد زیرا اندازه بیشتر از آن تأثیر چندانی بر افزایش بازدهی ندارد و از طرفی تلفات را افزایش می‌دهد. فاصله بین پره‌های مبدل حرارتی باید حداقل دو و حداکثر چهار برابر عمق نفوذ حرارتی باشد تا عملکرد مناسب بدست آید.

تشدیدگر قرار می‌گیرد و تشدیدگر وظیفه تقویت نوسانات را برعهده دارد. مبدل حرارتی سرد، گرما را از محفظه سرد جذب کرده و به تشدیدگر منتقل می‌کند. مبدل حرارتی گرم، گرمای منتقل شده را به منبع دما بالا که معمولاً محیط اطراف می‌شود انتقال می‌دهد. استک گرمای وارد شده به تشدیدگر توسط مبدل سرد را در خود ذخیره کرده و بوسیله نوسانات فشار و دمای ایجاد شده در گاز توسط مولد صوتی، آن را به مبدل حرارتی گرم پس می‌دهد. از مزایای یخچال‌های ترموآکوستیک می‌توان به عدم وجود قطعه متحرک، هزینه ساخت و نگهداری کمتر نسبت به یخچال‌های متداول و استفاده از گازهای خنثی مانند هوا، هیدروژن، هلیوم، نئون و غیره اشاره کرد [1]. مهم‌ترین عیب این نوع یخچال‌ها ضریب عملکرد پایین آن‌ها نسبت به یخچال‌های متداول می‌باشد که باعث شده یخچال‌های ترموآکوستیک برای کاربردهای خاص مورد استفاده قرار گیرند. با توجه به وزن کم، کوچک بودن دستگاه، عمر بالا و حذف ارتعاشات قطعات مکانیکی متحرک بویژه کمپرسور، یخچال‌های ترموآکوستیک برای مأموریت‌های فضایی مناسب می‌باشند. یکی دیگر از کاربردهای یخچال‌های ترموآکوستیک، مایع‌سازی گازهایی مانند هوا و گاز طبیعی می‌باشد. با کاهش فشار میانگین گاز درون تشدیدگر، دماهای بسیار پایین برای مایع‌سازی گازها قابل دست‌یابی خواهد بود.

کوو و همکاران [2] در شبیه‌سازی نوسانات گاز هلیوم در تشدیدگر، کمیت چگالی شار انرژی را معرفی کردند که از آن پس به عنوان یک معیار در مقالات مورد استفاده قرار گرفت. آن‌ها مقدار چگالی شار انرژی حاصل از شبیه‌سازی عددی بر روی یک استک دما ثابت با ضخامت صفر را با حل تحلیلی مقایسه کردند. نتایج نشان دهنده تبادل انرژی قابل توجه در دو انتهای استک بوده و نقاط میانی سهم ناچیز و قابل صرف نظر در تبادل انرژی داشتند.

وورلیکار و همکاران [3] به منظور کاهش هزینه محاسبات و افزایش دقت در شبیه‌سازی یخچال ترموآکوستیک روشی ارائه کردند که براساس آن، از شبیه‌سازی یک بعدی گذرا برای قسمت تشدیدگر به کمک معادلات اوپلر تراکم‌پذیر و شبیه‌سازی دوبعدی با فرمول‌بندی براساس گردابه و خطوط جریان برای جریان اطراف استک استفاده می‌شد. دو شبیه‌سازی به صورت کوپل با یکدیگر عمل می‌کردند و هدف آن‌ها بررسی دقت شبیه‌سازی یک بعدی گذرا برای قسمت تشدیدگر بود. وورلیکار و همکاران [4] سپس روش فوق را بهبود بخشیدند و برای کل حوزه محاسباتی از فرمول‌بندی گردابه استفاده کردند و این روش را برای مطالعه تأثیر شکل‌های هندسی مختلف استک روی بازدهی سیستم‌های ترموآکوستیک به‌کاربردند. آن‌ها به شبیه‌سازی قبلی خود مبدل‌های حرارتی را نیز اضافه کرده [5] و از شرط مرزی دما ثابت برای آن‌ها استفاده کردند. در مطالعات آن‌ها تأثیر اندازه مبدل‌های حرارتی و شرایط کاری دستگاه روی بازدهی استک بررسی شده است.

ایشیکاوا و می [6] به کمک معادلات ناوراستوکس تراکم‌پذیر دوبعدی یک یخچال ترموآکوستیکی را با استفاده از نرم‌افزار تجاری فینیکس مدل‌سازی کردند. آن‌ها به بررسی تأثیر فاصله صفحات استک بدون در نظر گرفتن ضخامت آن روی دامنه موج ایستاده و مقایسه طول صفحات استک با جابه‌جایی ذرات گاز¹ پرداختند. نتایج نشان داد که با کاهش فاصله بین صفحات استک، اتلاف انرژی با ضریبی تقریباً برابر با چهار افزایش خواهد یافت و با کاهش فاصله بین صفحات به مقدار عمق نفوذ حرارتی² انرژی

1- Gas particle displacement
2- Thermal penetration depth

اسکاریا و همکاران [18] به صورت عددی و با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی به آنالیز سیستم‌های ترموآکوستیک پرداختند و نتایج بدست آمده از نرم‌افزار فلونت را با نتایج نرم‌افزار دلتای‌سی و داده‌های آزمایشگاهی مورد مقایسه قرار دادند. نتایج نشان داد که انتخاب سیال و فشار میانگین نقش مهمی در عملکرد سیستم‌های ترموآکوستیک ایفا می‌کند و همچنین شبیه‌سازی انجام شده توسط دینامیک سیالات محاسباتی نسبت به نتایج نرم‌افزار دلتای‌سی به داده‌های آزمایشگاهی نزدیک‌تر است. این تحقیق به طور کامل به معرفی یخچال ترموآکوستیک می‌پردازد و نوآوری آن مقایسه عملکرد دو سیال پرکاربرد در این زمینه یعنی هوا و هلیوم در شرایط عملکردی (فرکانس، فشار میانگین، نسبت فشار و اختلاف دمای مبدل‌های حرارتی) یکسان می‌باشد.

2- معادلات حاکم

معادلات اصلی برای یافتن حوزه سرعت، فشار، چگالی و دما درون تشدیدگر معادلات پیوستگی، ممنوم، انرژی و معادله حالت گاز ایده‌آل می‌باشند [17]:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho h u_j + q_j) = \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3)$$

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (4)$$

$$p = \rho RT \quad (5)$$

معادلات (1) تا (5) برای سیال بوده و از معادله انرژی در استک چشم‌پوشی شده است. جنس استک به طوری انتخاب می‌گردد که دارای ضریب هدایت بسیار کوچک و ظرفیت گرمایی زیاد باشد. در نتیجه، دمای استک حالت پایدار به خود گرفته و با نوسانات دمایی درون تشدیدگر تغییر نخواهد کرد. همچنین به دلیل ضخامت بسیار کم آن، از گرادیان دمایی در جهت عمود بر استک صرف‌نظر شده و گرادیان دمایی در طول استک مدنظر می‌باشد که تغییرات دما به صورت خطی می‌باشد. کوپل معادله انرژی در استک و معادلات سیال نیاز به حلگرهای مزدوج دارد که زمان شبیه‌سازی را از چند روز به چند هفته افزایش می‌دهد. برای سادگی مسئله از انتقال حرارت در استک صرف‌نظر شده و استک به صورت مرز دما ثابت در شبیه‌سازی مورد استفاده قرار گرفته شده است. مرکلی و همکاران [19] نشان دادند که عدد رینولدز بحرانی که از رابطه (6) قابل محاسبه است برای دستگاه ترموآکوستیک 400 می‌باشد و با توجه به اینکه در مطالعه حاضر عدد رینولدز از این مقدار کمتر می‌باشد از اثرات آشفتگی جریان صرف‌نظر شده و معادلات برای جریان آرام حل می‌گردد.

$$Re_\delta = \frac{\sqrt{2} u_A}{\sqrt{\nu \omega}} \quad (6)$$

همچنین ویسکوزیته گاز از رابطه ساترلند به صورت رابطه (7) محاسبه می‌گردد [20]:

$$\mu = \frac{C_1 T^{3/2}}{T + S}, \quad C_1 = \frac{\mu_{ref}}{T_{ref}^{3/2}} (T_{ref} + S) \quad (7)$$

که در آن C_1 و S دما و ضریب ساترلند می‌باشند. خواص هوا و هلیوم در جدول 1 آورده شده است. معادلات فوق با استفاده از حلگر روپیمپل فوم⁵ در کدهای متن‌باز این فوم به روش حجم محدود حل شده‌اند. برای گسسته‌سازی

ایکسو و همکاران [13] انتقال حرارت مغشوش را در یک یخچال ترموآکوستیکی با دامنه نوسانات فشار 5 اتمسفر و فرکانس 20 هرتز را با نرم‌افزار فلونت شبیه‌سازی نمودند که با توجه به این شرایط کاری، یخچال دارای بار سرمایشی قابل توجهی بوده و همگرایی عددی به سختی حاصل می‌گردد. آن‌ها کل یخچال را به صورت سه‌بعدی در نظر گرفتند و به دلیل مشکلات موجود در ترسیم و شبکه‌بندی صفحات استک و مبدل‌های حرارتی، از نواحی متخلخل در شبیه‌سازی استک و مبدل‌های حرارتی استفاده کردند. توانایی مدل آشفتگی کی-پسیلون در مدل‌سازی سیستم‌های ترموآکوستیک مورد بررسی قرار گرفت.

پراشاننا و همکاران [14] با استفاده از تئوری خطی ترموآکوستیک به طراحی و بهینه‌سازی یخچالی با توان سرمایش 10 وات و اختلاف دمای 120 کلوین پرداختند. آن‌ها در ابتدا به صورت تحلیلی تشدیدگری با انتهای کروی شکل را به منظور افزایش ضریب عملکرد، سرمایش مبدل‌های حرارتی سرد و توان دستگاه و همچنین کاهش سطح و حجم کلی تشدیدگر بهینه کردند. سپس طرح تشدیدگر همگرا-واگرای جدیدی معرفی شد که نسبت به حالت قبلی از راندمان بیشتری برخوردار بود. هر دو طراحی با استفاده از نرم‌افزار دلتای‌سی¹ مورد بررسی قرار گرفت و نتایج حاکی از تطابق نتایج بدست آمده از حل تحلیلی و نرم‌افزار دلتای‌سی بود.

قربانیان و کریمی [15] به طراحی و بهینه‌سازی یخچال ترموآکوستیکی پرداختند که موج صوتی مورد نیاز خود را از یک موتور ترموآکوستیک تأمین می‌کرد. آن‌ها از نرم‌افزار دلتای‌سی برای بهینه‌سازی مکان، طول و شعاع هیدرولیکی یخچال به منظور رسیدن به بیشترین مقدار ضریب عملکرد استفاده کردند. نرم‌افزار فوق معادلات یک بعدی موج را براساس تقریب ترموآکوستیک خطی روث² حل کرد.

تارتیبو و همکاران [16] روش بهینه‌سازی جدیدی برای مدل‌سازی یخچال ترموآکوستیک در ابعاد کوچک ارائه کردند. مکان استک، طول استک و فاصله بین صفحات استک متغیرهای مورد استفاده در بهینه‌سازی بودند. آن‌ها برخلاف اکثر مطالعات انجام شده، متغیرها را بهم وابسته فرض کردند. با سرمایش، ضریب عملکرد و اتلاف توان موج صوتی پارامترهایی بودند که برای سنجش عملکرد دستگاه مورد بررسی قرار گرفتند. روش ارائه شده در نرم‌افزار گمس³ به‌کار گرفته شد. نتایج آن‌ها نشان داد برای یک طول مشخص استک، مکان قرارگیری استک و فاصله بین آن‌ها منحصربفرد خواهد بود.

نامدار و همکاران [17] با استفاده از کدهای متن‌باز این فوم⁴ به بررسی یخچال‌های ترموآکوستیک پرداختند. آن‌ها برای نوسانات فشار در مرزهای ورودی از شرایط مرزی کسینوسی استفاده کردند. حوزه محاسباتی آن‌ها شامل یک صفحه استک، مبدل‌های حرارتی و مولد صوتی بود و مسئله به صورت انتقال حرارت مزدوج مورد بررسی قرار گرفت. آن‌ها به بررسی موقعیت مبدل حرارتی درون تشدیدگر و تأثیر قدرت امواج صوتی ورودی بر عملکرد مناسب یخچال پرداختند. نتایج نشان داد که با افزایش اختلاف دمای مبدل‌های سرد و گرم، زمان رسیدن به یک حل پایدار به شدت افزایش می‌یابد. همچنین برای آنالیز و بهینه‌سازی یخچال ترموآکوستیک هر دو مبدل حرارتی باید در نظر گرفته شوند، ضریب عملکرد دستگاه چک شود و شرایط کاری مناسب دستگاه محاسبه گردد.

1- DeltaEC
2- Linear Rott thermoacoustic approximation
3- GAMS
4- OpenFOAM

5- rhoPimpleFoam

جدول 1 خواص سیال

Table 1 Fluids properties

هلیوم	هوا	خواص سیال
5192.6	1005.2	گرمای ویژه فشار ثابت ($Jkg^{-1}K^{-1}$)
0.16	1.16	چگالی (kgm^{-3})
1017	347.2	سرعت صوت (ms^{-1})
1.667	1.4	نسبت گرمای ویژه
1.484e-6	1.4584e-6	ضریب ساترلند ($kgm^{-1}s^{-1}K^{1/2}$)
79.4	110.4	دمای ساترلند (K)

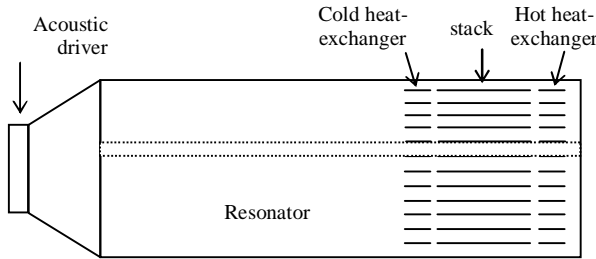


Fig. 1 Geometry of thermoacoustic refrigerator

شکل 1 هندسه یخچال ترموآکوستیک

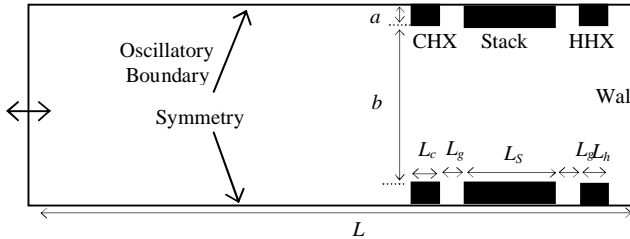


Fig. 2 Domain of simulation

شکل 2 ناحیه محاسباتی

بررسی‌های تیجانی و همکارانش [21] بر روی طول و مکان بی‌بعد استک نشان داد که طول و مکان بی‌بعد شده مناسب استک در محدوده 0.1 تا 0.4 می‌باشند. طول و مکان بی‌بعد شده استک از رابطه (11) قابل محاسبه خواهد بود:

$$L_{sN} = kL_s, \quad x_{sN} = kx_s \quad (11)$$

که در رابطه (11) x_s فاصله مرکز استک از مولد صوتی و k عدد موج بوده و از رابطه $k = \frac{2\pi}{\lambda}$ بدست می‌آید. در انتخاب مکان و طول استک باید به این نکته توجه کرد که مجموعه استک و مبدل‌های حرارتی باید در فاصله مابین گره فشار و سرعت که معادل یک چهارم طول موج می‌باشد قرار بگیرند. ابعاد هندسه مورد استفاده در جدول 2 آورده شده است.

در این مقاله فرض شده است که طول مبدل‌های حرارتی و استک به دلیل یکسان ماندن سطح انتقال حرارت و مقایسه عملکرد یخچال‌هایی که از هوا و هلیوم به عنوان سیال کاری استفاده می‌کنند، ثابت باقی می‌ماند.

3-1- شرایط مرزی

شرایط مرزی دیواره بالا و پایین به صورت متقارن و به صورت (12) می‌باشد:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad v = 0 \quad (12)$$

دمای مبدل‌های حرارتی ثابت در نظر گرفته می‌شود و دمای استک تابعی خطی از دمای مبدل‌های حرارتی سرد و گرم می‌باشد. شرایط مرزی سرعت و

جدول 2 پارامترهای حوزه محاسباتی

Table 2 parameters of solution domain

هلیوم	هوا	ابعاد هندسه
0.55	0.2	ضخامت مبدل و استک a (mm)
1.65	0.6	فاصله بین استک‌ها b (mm)
0.55	0.2	فاصله بین مبدل‌ها و استک L_g (mm)
35	35	طول مبدل حرارتی سرد (mm)
70	70	طول مبدل حرارتی گرم (mm)
60	60	طول استک (mm)

عبارات مکانی از طرح اختلاف گاما¹ استفاده شده که طرحی مرتبه دو از ترکیب طرح بالادستی و اختلاف مرکزی می‌باشد. برای گسسته‌سازی زمانی از روش ضمنی مرتبه اول اولر و برای ارتباط معادلات ممنوم و پیوستگی از الگوریتم پیمپل² استفاده شده است. الگوریتم پیمپل ترکیبی از الگوریتم‌های پیرو و سیمپل می‌باشد که قابلیت استفاده از ضرایب زیرتخفیف را برای مسائل گذرا فراهم کرده است که موجب بهبود همگرایی این الگوریتم نسبت به الگوریتم پیرو شده است.

3- بیان مسئله

هندسه یخچال ترموآکوستیک مورد مطالعه در شکل 1 مشاهده می‌شود. این هندسه شامل مولد صوتی، تشدیدگر، استک و مبدل‌های حرارتی می‌باشد. تشدیدگر لوله‌ای استوانه‌ای شکل است که یک انتهای آن بسته و انتهای دیگر آن مولد صوتی قرار دارد. استک و مبدل‌های حرارتی مطابق شکل درون تشدیدگر قرار می‌گیرند. حوزه محاسباتی و شرایط مرزی استفاده شده در این مقاله به صورت خط‌چین در شکل 1 نمایش و در شکل 2 بزرگنمایی شده است. طول تشدیدگر به فرکانس مولد صوتی و جنس گاز مورد استفاده وابسته بوده و برابر با نصف طول موج می‌باشد که از رابطه (8) بدست می‌آید:

$$L = \frac{w}{2} = \frac{c}{2f} \quad (8)$$

که در رابطه (8) c سرعت صوت در دمای متوسط سیال می‌باشد. فاصله بین استک و مبدل‌های حرارتی برابر با عمق نفوذ حرارتی سیال می‌باشد که از رابطه (9) قابل محاسبه می‌باشد [21]:

$$L_g = \delta_k = \sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}} \quad (9)$$

α ضریب پخش گاز مورد استفاده و ω فرکانس زاویه‌ای می‌باشد که از رابطه $\omega = 2\pi f$ بدست می‌آید. فاصله مناسب استک‌ها که با b نشان داده شده است 2 تا 4 برابر عمق نفوذ حرارتی می‌باشد که در این مطالعه، فاصله مذکور 3 برابر عمق نفوذ حرارتی در نظر گرفته شده است. ضخامت استک و مبدل‌های حرارتی (d) برابر با عمق نفوذ حرارتی است. طول مبدل حرارتی سرد برابر با جابه‌جایی ذرات گاز بوده و از رابطه زیر محاسبه می‌شود [21]:

$$L_c = \frac{2u_1}{\omega} \quad (10)$$

u_1 دامنه نوسانات سرعت درون تشدیدگر می‌باشد. افزایش طول مبدل حرارتی سرد باعث می‌شود که ذرات سیال گرمای دریافتی از ابتدای مبدل حرارتی را به انتهای آن انتقال دهند، در نتیجه افزایش طول مبدل حرارتی سرد تأثیر مثبتی در عملکرد دستگاه نخواهد داشت. طول مبدل حرارتی گرم دو برابر طول مبدل حرارتی سرد می‌باشد [21].

1- Gamma differencing scheme
2- PIMPLE

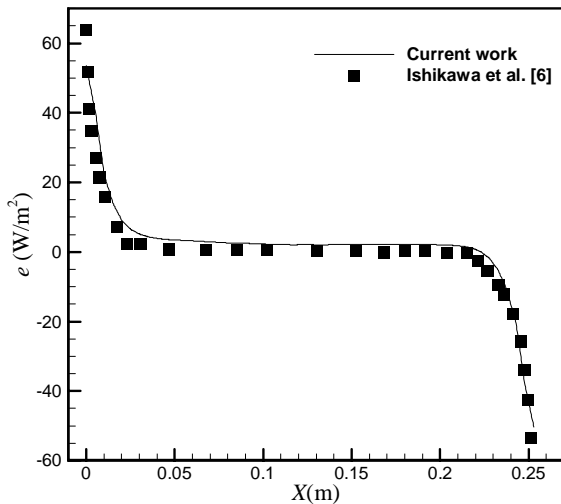


Fig. 3 Energy flux density over the stack, $DR=1.7, f=100\text{Hz}$, comparison the current work with that of Ref.[6]

شکل 3 مقایسه چگالی شار انرژی بر روی استک با نتایج مرجع [6] در $DR=1.7, f=100\text{Hz}$

فرکانس 200 هرتز باشد مورد استفاده قرار گرفت. توان سرمایش دستگاه برای این سه شبکه‌بندی در شکل 4 آورده شده است. با توجه به اینکه نتیجه بدست آمده از شبکه 150×30 خطای کمتر از 1 درصد با نتیجه بدست آمده از شبکه 200×40 دارد به عنوان شبکه مورد استفاده در این مقاله انتخاب شده است. در ادامه تأثیر نسبت فشار مولد صوتی، اختلاف دمای مبدل‌های سرد و گرم و همچنین فرکانس کاری مولد صوتی بر روی مقدار سرمایش و ضریب عملکرد مورد بررسی قرار می‌گیرد.

5-2- تأثیر تغییرات نسبت فشار مولد صوتی

در شکل 5، تغییرات توان سرمایش مبدل حرارتی سرد با تغییرات نسبت فشار مولد صوتی ترسیم شده است. نسبت فشار از تقسیم دامنه نوسانات فشار بر فشار میانگین و به صورت درصدی بیان می‌شود و از رابطه (21) قابل محاسبه می‌باشد:

$$\text{Driver pressure ratio (DR)} = \frac{p_A}{p_m} \times 100 \quad (21)$$

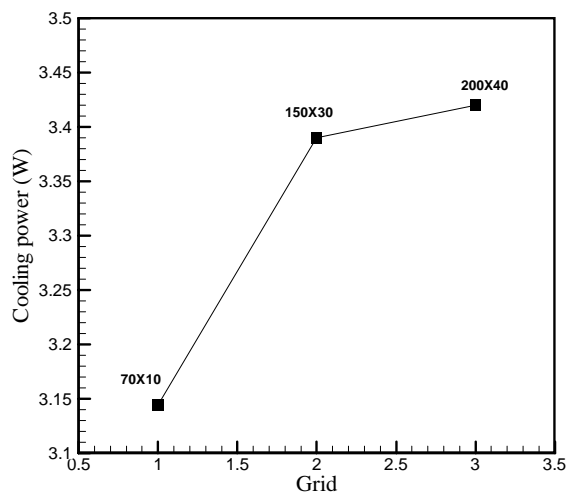


Fig. 4 grid independency

شکل 4 استقلال از شبکه

فشار بر روی استک و مبدل‌های حرارتی به صورت (13) خواهد بود:

$$\frac{\partial p}{\partial n} = 0, \quad u = 0, \quad v = 0 \quad (13)$$

مرز سمت راست، دیوار انتهایی تشدیدگر بوده و شرایط (14) بر آن حاکم است:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0, \quad u = 0, \quad v = 0 \quad (14)$$

از لحاظ تئوری سرعت، فشار و دمای موج صوتی شکل گرفته در مکان‌های مختلف به صورت زیر تعیین می‌گردد [10]:

$$p = p_m + p_A \cos(\omega t) \cos(kx) \quad (15)$$

$$u = \frac{p_A}{\rho_m a} \sin(kx) \sin(\omega t) \quad (16)$$

$$T = T_m + \frac{p_A}{\rho_m C_p} \cos(kx) \cos(\omega t) \quad (17)$$

در نتیجه ابتدا و انتهای تشدیدگر باید گره سرعت و شکم فشار و دما باشد. نامدار و همکاران [17] نشان دادند که به دلیل پدیده‌های غیرخطی و تأثیر مبدل‌های حرارتی و استک بر جریان سیال، سرعت در ابتدای تشدیدگر برابر با صفر نخواهد بود و از شرایط مرزی (18) و (19) استفاده کردند:

$$p = p_m + p_A \cos(\omega t) \quad (18)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (19)$$

مقادیر اولیه فشار، دما و سرعت در فضای محاسباتی به ترتیب 100 کیلوپاسکال، 300 کلوین و صفر می‌باشد.

4- جزئیات پدیده ترموآکوستیک

در ابتدای هر سیکل، فرض می‌شود که سیال از سمت مبدل صوتی به سمت دیواره انتهایی دستگاه حرکت می‌کند. در این لحظه، فشار در مجاورت مبدل حرارتی سرد کمترین مقدار خود را داراست و در نتیجه دمای سیال از دمای مبدل سرد کمتر بوده و گرما از مبدل سرد به سیال منتقل می‌گردد. سیال به سمت انتهای تشدیدگر حرکت می‌کند و هنگامی که به استک می‌رسد با صفرشدن سرعت آن، فشار و در نتیجه دمای آن به بیشترین مقدار خود می‌رسد. در نتیجه، گرما از سیال به استک منتقل می‌گردد. در ادامه جهت حرکت سیال تغییر پیدا کرده و به سمت مبدل حرارتی سرد برمی‌گردد. این فرآیند انتقال گرما در طول سیکل تکرار خواهد شد. در سمت دیگر استک، این عمل به طور عکس انجام می‌گیرد، به طوری که گرما از استک به مبدل حرارتی گرم انتقال پیدا می‌کند. نتیجه کلی این فرآیند انتقال حرارت از مبدل‌های سرد به مبدل حرارتی گرم می‌باشد.

5- نتایج

5-1- صحت‌سنجی نتایج و استقلال از شبکه

به منظور صحت‌سنجی نتایج بدست آمده، سیستم ترموآکوستیکی با سیال کاری هلیوم، نسبت فشار 1/7 درصد، فشار میانگین 10 کیلوپاسکال، دمای میانگین 300 کلوین و فرکانس 100 هرتز شبیه‌سازی شد. چگالی شار انرژی گذرنده از استک که از رابطه (20) قابل محاسبه می‌باشد [2] با نتایج بدست آمده از مطالعه ایشیکاوا و همکاران [6] در شکل 3 مقایسه شده است.

$$e = \rho V \left(\frac{1}{2} V^2 + h \right) - \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \quad (20)$$

همانطور که از شکل مشهود است، نتایج بدست آمده از دقت قابل قبولی برخوردار می‌باشد. برای رسیدن به نتایج مستقل از شبکه، سه شبکه‌بندی متفاوت با تراکم 200×40 و 150×30 و 70×10 برای شرایطی که سیال هوا، نسبت فشار 5 درصد، اختلاف دمای مبدل‌های حرارتی 3 درجه کلوین و

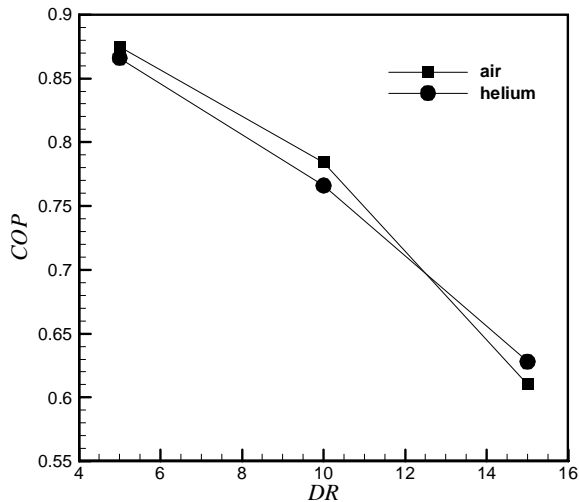


Fig. 6 COP versus driver pressure ratio, $T_c=297$, $T_h=300$, $f=200\text{Hz}$

شکل 6 تغییرات ضریب عملکرد با نسبت فشار مولد صوتی برای $T_c=297$, $T_h=300$ $f=200\text{Hz}$

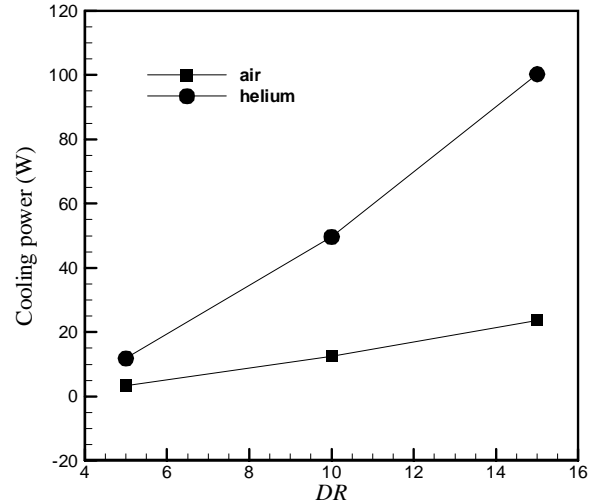


Fig. 5 cooling power versus driver pressure ratio, $T_c=297$, $T_h=300$, $f=200\text{Hz}$

شکل 5 تغییرات توان سرمایش با نسبت فشار مولد صوتی برای $T_c=297$, $T_h=300$ $f=200\text{Hz}$

$$COPR = \frac{COP}{COPC} \times 100 \quad (26)$$

یکی از معایب یخچال ترموآکوستیک، ضریب عملکرد پایین آن می‌باشد. در شکل 7، ضریب عملکرد نسبی یخچال ترموآکوستیک برای نسبت فشارهای مختلف ترسیم شده است که کمتر از 1 درصد می‌باشد. ضریب عملکرد یخچال کارنو برای شرایط موجود 99 می‌باشد و در نتیجه ضریب عملکرد یخچال ترموآکوستیک در مقیاس با آن بسیار ناچیز خواهد بود.

در شرایط یادشده، با توجه به اینکه ضریب عملکرد یخچال کارنو 99 بوده و ضریب عملکرد نسبی به صورت درصدی بیان می‌گردد، نمودار ضریب عملکرد و ضریب عملکرد نسبی تقریباً مشابه خواهند بود.

3-5- تأثیر اختلاف دمای مبدل‌های حرارتی

با ثابت نگه داشتن دمای مبدل حرارتی گرم که در دمای محیط می‌باشد و

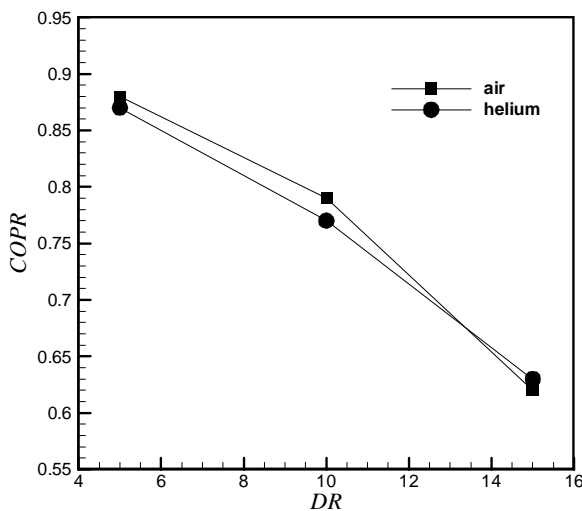


Fig. 7 COPR versus driver pressure ratio, $T_c=297$, $T_h=300$, $f=200\text{Hz}$

شکل 7 تغییرات ضریب عملکرد نسبی با نسبت فشار مولد صوتی برای $T_c=297$, $T_h=300$ $f=200\text{Hz}$

نتایج برای حالتی است که دمای مبدل‌های سرد و گرم 297 و 300 کلین و فرکانس کاری دستگاه 200 هرتز باشد. با توجه به شکل 5 تغییرات به صورت خطی با شیب متفاوت می‌باشد و هلیوم با داشتن ضریب گرمای ویژه بالاتر، توان سرمایش بیشتری نیز دارا می‌باشد. حل دائم یخچال ترموآکوستیک بعد از گذشت چندین سیکل و ثابت ماندن مقدار یک کمیت در لحظه‌ای مشخص از هر دوره تناوب تعریف می‌گردد و مقادیر پارامترهای مختلف به صورت میانگین زمانی بدست می‌آید. ضریب عملکرد برای یخچال‌های ترموآکوستیک به دو صورت ضریب عملکرد استک و ضریب عملکرد کلی یخچال بیان می‌گردد که در این مقاله از تعریف دوم که نسبت سرمایش مبدل حرارتی سرد به توان ورودی مبدل صوتی می‌باشد استفاده شده است. ضریب عملکرد کلی یخچال ترموآکوستیک به صورت (22) می‌باشد [21]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} \quad (22)$$

$$\dot{Q}_c = \int q_t dA \quad (23)$$

$$\dot{W} = \int |u\Delta p|_t dA \quad (24)$$

که در روابط (22) تا (24) میانگین شار عبوری در طول یک سیکل می‌باشد که در سطح مبدل حرارتی سرد انتگرال گیری می‌شود. Δp اختلاف فشار ایجاد شده و u سرعت لحظه‌ای مبدل صوتی است که می‌تواند به صورت پیستون رفت‌وبرگشتی در نظر گرفته شود. در شکل 6 مشاهده می‌شود که با تغییرات نسبت فشار، ضریب عملکرد دو یخچال تقریباً برابر می‌باشد. هلیوم با داشتن توان سرمایش بیشتر، به دلیل افزایش طول تشدیدگر نیاز به توان ورودی بیشتری نیز برای تولید موج صوتی دارد و به همین دلیل ضریب عملکردی مشابه هوا خواهد داشت. ضریب عملکرد نسبی یخچال‌های ترموآکوستیک به صورت نسبت ضریب عملکرد یخچال ترموآکوستیک به ضریب عملکرد یخچال کارنو تعریف می‌گردد و با توجه به اینکه این مقدار کوچک می‌باشد به صورت درصدی بیان می‌گردد [21]:

$$COPC = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (25)$$

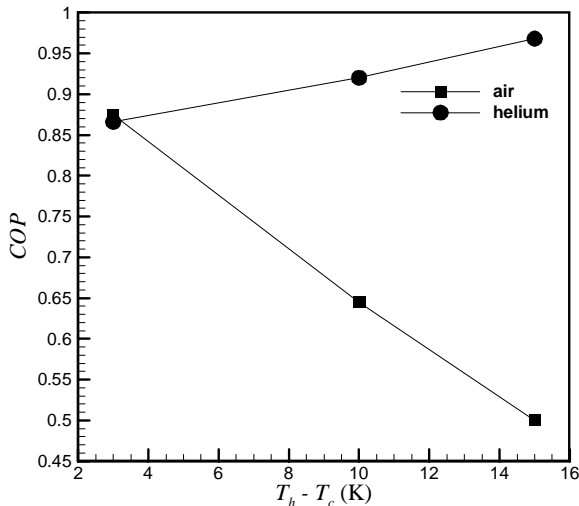


Fig. 9 COP versus heat exchangers temperature differencing, $DR=5, f=200\text{Hz}$

شکل 9 تغییرات ضریب عملکرد با اختلاف دمای مبدل‌های حرارتی برای $DR=5, f=200\text{Hz}$

می‌باشد و گاز گرمای انتقال یافته از ابتدای مبدل حرارتی سرد را به انتهای آن بازپس می‌دهد و باعث انتقال گرمای از سیال به مبدل حرارتی سرد می‌شود. شکل 11 این پدیده را در شرایطی که دمای مبدل‌های حرارتی سرد و گرم به ترتیب 297 و 300 کلوین و نسبت فشار 5 درصد باشد نشان داده است. جابه‌جایی ذرات گاز با حاصلضرب چگالی در سرعت صوت نسبت عکس دارد و در نتیجه جابه‌جایی ذرات گاز هلیوم تقریباً 2.5 برابر هوا می‌باشد. به همین علت افزایش فرکانس تأثیر چندانی بر روی ضریب عملکرد و سرمایه‌گذاری گاز هلیوم ندارد و این درحالی است که افزایش بیشتر فرکانس به ضریب عملکرد منفی یخچال هوا منجر خواهد شد.

مارکس و بنون [22] نشان دادند که با انتخاب طول و مکان نادرست مبدل، ضریب عملکرد می‌تواند منفی باشد. ضریب عملکرد منفی از لحاظ عملی مفهومی ندارد اما از لحاظ تئوری زمانی استفاده می‌شود که انتخاب

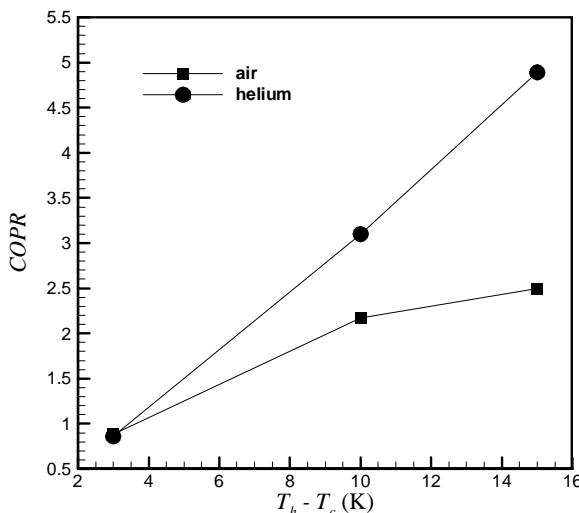


Fig. 10 COPR versus heat exchangers temperature differencing, $DR=5, f=200\text{Hz}$

شکل 10 تغییرات ضریب عملکرد نسبی با اختلاف دمای مبدل‌های حرارتی برای $DR=5, f=200\text{Hz}$

نسبت فشار مبدل صوتی در 5 درصد، تأثیر کاهش دمای مبدل حرارتی سرد را بر روی عملکرد یخچال در فرکانس 200 هرتز بررسی شده است. در شکل 8 مشاهده می‌شود که با کاهش دمای مبدل حرارتی سرد و افزایش اختلاف دمای مبدل‌های حرارتی، مقدار توان سرمایه‌گذاری دستگاه کاهش پیدا می‌کند.

با افزایش اختلاف دمای مبدل‌های حرارتی از 3 به 15 کلوین، توان سرمایه‌گذاری دستگاه در دو حالت استفاده از هوا و هلیوم به ترتیب 44 و 15 درصد کاهش خواهد یافت و این درحالی است که توان ورودی دستگاه در این شرایط 3.7 و 24 درصد کاهش می‌یابد. در نتیجه، ضریب عملکرد یخچالی که از هوا به عنوان سیال عامل استفاده می‌کند کاهش خواهد یافت اما برای گاز هلیوم شاهد افزایش ضریب عملکرد خواهیم بود که در شکل 9 نشان داده شده است.

ضریب عملکرد یخچال کارنو با اختلاف دمای مبدل‌های سرد و گرم نسبت عکس دارد و با 5 برابر شدن اختلاف دما، کاهش 80 درصدی خواهد داشت و این باعث افزایش ضریب عملکرد نسبی یخچال‌های ترموآکوستیک خواهد شد که در شکل 10 ترسیم شده است. نتایج مارکس و بنون [22] نشان داد که با افزایش اختلاف دمای مبدل‌های حرارتی، ضریب عملکرد نسبی ابتدا افزایش خواهد یافت و پس از آن مقداری تقریباً ثابت خواهد داشت و با افزایش بیشتر اختلاف دما ضریب عملکرد نسبی کاهش خواهد یافت که با نتایج بدست آمده همخوانی دارد.

4-5- تأثیر فرکانس مولد صوتی

فرکانس کاری یخچال‌های ترموآکوستیک یک پارامتر مهم در طراحی آن می‌باشد. طول تشدیدگر رابطه عکس با فرکانس دارد و کاهش فرکانس باید در حد قابل قبولی باشد تا از افزایش بی‌رویه طول دستگاه جلوگیری شود. همچنین با افزایش فرکانس، یخچال ترموآکوستیک نیاز به مبدل‌های حرارتی با سطحی کوچکتر خواهد داشت که انتخاب نادرست مبدل‌های حرارتی منجر به عملکرد نامناسب یخچال ترموآکوستیک می‌شود. به طوری که گرمای میانگین منتقل شده به مبدل حرارتی سرد بیشتر از گرمای منتقل شده از مبدل حرارتی سرد به سیال خواهد شد. طول مبدل حرارتی انتخاب شده در این مطالعه، در فرکانس 300 هرتز بیشتر از جابه‌جایی ذرات گاز برای هوا

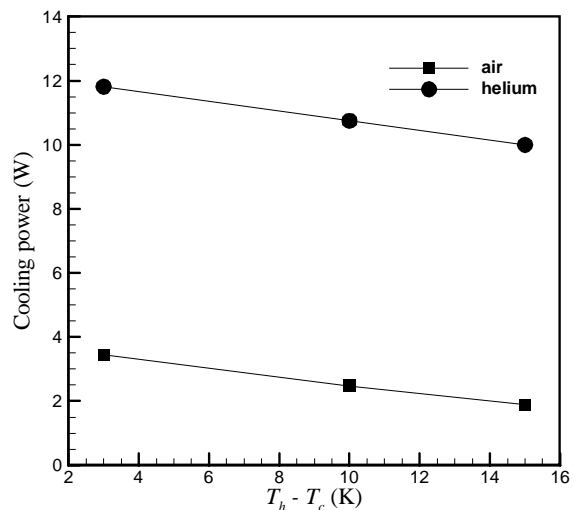


Fig. 8 Cooling power versus heat exchangers temperature differencing, $DR=5, f=200\text{Hz}$

شکل 8 تغییرات توان سرمایه‌گذاری با اختلاف دمای مبدل‌های حرارتی برای $DR=5, f=200\text{Hz}$

مطالعه قرار گرفت. تأثیر نسبت فشار مبدل صوتی، اختلاف دمای مبدل‌های حرارتی و فرکانس کاری دستگاه با ثابت نگه داشتن سطح مبدل‌های حرارتی و استک برای دو سیال هوا و هلیوم بررسی شد. معادلات حاکم به روش حجم حجم محدود در کدهای متن‌باز این فوم با الگوریتم پیمپل حل شده و شرایط مرزی مورد نیاز به آن اضافه شده است. نتایج بدست آمده را می‌توان به طور خلاصه به صورت زیر بیان کرد:

- در اختلاف دمای 3 کلوین مبدل‌های حرارتی و فرکانس 200 هرتز، افزایش نسبت فشار باعث افزایش توان سرمایش یخچال شده و این افزایش با شیب تقریباً ثابت صورت می‌گیرد. شیب این نمودار برای هلیوم 8 و برای هوا 2 می‌باشد. هلیوم با داشتن گرمای ویژه بزرگتری نسبت به هوا توان سرمایش بیشتری خواهد داشت اما به دلیل بالا بودن سرعت صوت در هلیوم، طول تشدیدگر بلندتری مورد نیاز می‌باشد و کار ورودی دستگاه افزایش می‌یابد. در نتیجه، ضریب عملکرد یخچال برای هوا و هلیوم تقریباً برابر می‌باشد.

- با افزایش اختلاف دمای مبدل‌های حرارتی سرد و گرم از 3 به 15 درجه سانتی‌گراد در نسبت فشار 5 درصد و فرکانس 200 هرتز، هلیوم و هوا کاهش 15 و 44 درصدی در توان سرمایش دستگاه ایجاد می‌کنند و با توجه به اینکه کار ورودی به ترتیب 24 و 3.7 درصد کاهش می‌یابد ضریب عملکرد یخچالی که از هلیوم به عنوان سیال عامل استفاده می‌کند افزایش می‌یابد و برای سیال هوا یخچال کاهش ضریب عملکرد را خواهد داشت ولی ضریب عملکرد نسبی هر دو نوع یخچال افزایش می‌یابد.

- کاهش فرکانس دستگاه در اختلاف دمای 3 کلوین مبدل‌های حرارتی و فرکانس 200 هرتز، علاوه بر افزایش طول دستگاه ضریب عملکرد و توان سرمایش یخچال را نیز کاهش داده است. با افزایش فرکانس مولد صوتی به دلیل بزرگتر بودن طول مبدل حرارتی سرد از جابه‌جایی ذرات گاز برای سیال هوا، میانگین گرمای منتقل شده از هوا به مبدل حرارتی سرد تقریباً برابر با گرمای منتقل شده از مبدل به هوا بوده و یخچال توان سرمایش نخواهد داشت.

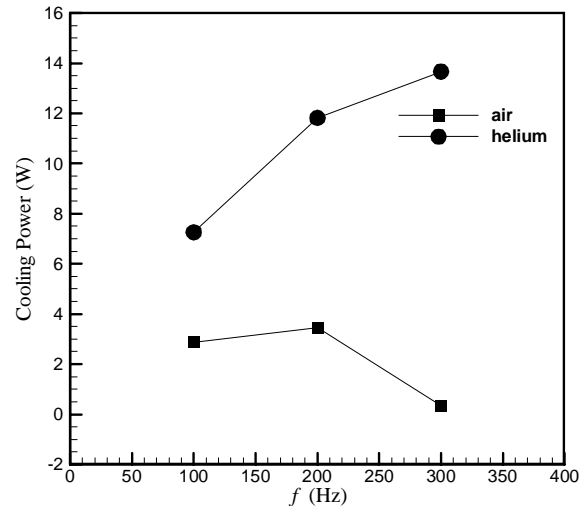


Fig. 11 Cooling power versus frequency, $DR=5$, $T_c=297$, $T_h=300$

شکل 11 تغییرات توان سرمایش با فرکانس برای $DR=5$, $T_c=297$, $T_h=300$

نادرست پارامترهای طراحی از جمله طول و مکان نامناسب مبدل‌های حرارتی و فرکانس کاری منجر به انتقال حرارت معکوس از سیال به مبدل حرارتی سرد می‌شود و دستگاه علاوه بر از دست دادن توان سرمایش، مقداری گرما به سیال گذرنده از مبدل حرارتی سرد منتقل می‌کند.

شکل 12 ضریب عملکرد دستگاه را برای دو سیال نمایش می‌دهد. همانطور که توضیح داده شد ضریب عملکرد یخچالی که با هوا کار می‌کند با افزایش فرکانس افت محسوسی دارد و در فرکانس 300 هرتز تقریباً برابر با صفر می‌شود. ضریب عملکرد هلیوم تقریباً ثابت بوده و تغییرات چندانی ندارد به دلیل اینکه جابه‌جایی ذرات گاز برای این سیال زیاد بوده و در فرکانس‌های مطالعه شده تقریباً چندانی بر عملکرد یخچال ندارد. ضریب عملکرد یخچال کارنو در این حالت نیز 99 می‌شود و با توجه به تشابه نمودار ضریب عملکرد نسبی با ضریب عملکرد دستگاه، از نمایش آن پرهیز شده است.

6- نتیجه گیری

در این مقاله عملکرد یخچال‌های ترموآکوستیک به صورت عددی مورد

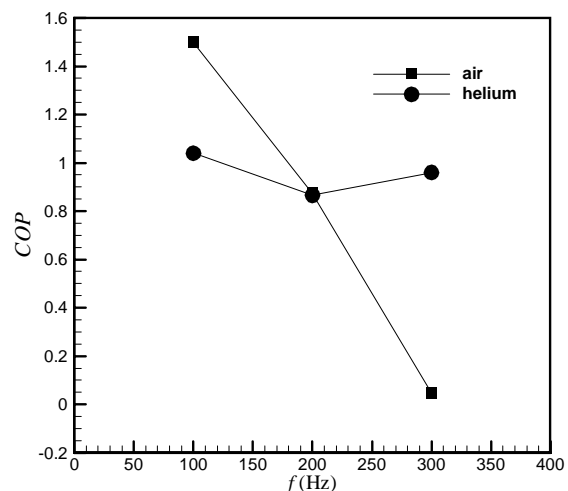


Fig. 12 COP versus frequency, $DR=5$, $T_c=297$, $T_h=300$

شکل 12 تغییرات ضریب عملکرد با فرکانس برای $DR=5$, $T_c=297$, $T_h=300$

7- فهرست علائم

c	سرعت صوت (ms^{-1})
COP	ضریب عملکرد
CHX	مبدل حرارتی سرد
$COPC$	ضریب عملکرد کارنو
$COPR$	ضریب عملکرد نسبی
DR	نسبت فشار مولد صوتی
e	چگالی شار انرژی (Wm^{-2})
h	آنتالپی (Jkg^{-1})
f	فرکانس (Hz)
HHX	مبدل حرارتی گرم
k	عدد موج (m^{-1})
L	طول (m)
P	فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)
q	شار حرارت (W)

- [6] H. Ishikawa, D. J. Mee, Numerical investigation of flow and energy fields near a thermoacoustic couple, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 111, No. 2, pp. 831-839, 2002.
- [7] P. Blanc-Benon, E. Besnoin, O. Knio, Experimental and computational visualization of the flow field in a thermoacoustic stack, *Comptes Rendus Mécanique*, Vol. 331, No. 1, pp.17-24, 2003.
- [8] A. Piccolo, G. Pistone, Estimation of heat transfer coefficients in oscillating flows: The thermoacoustic case, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 9, pp. 1631-1642, 2006.
- [9] F. Zink, J. Viperman, L. Schaefer, CFD simulation of thermoacoustic cooling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, No. 19, pp. 3940-3946, 2010.
- [10] S. H. Tasnim, R. A. Fraser, Computation of the flow and thermal fields in a thermoacoustic refrigerator, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 7, pp. 748-755, 2010.
- [11] H. B. Ke, Y. W. Liu, Y. L. He, Y. Wang, J. Huang, Numerical simulation and parameter optimization of thermo-acoustic refrigerator driven at large amplitude, *Cryogenics*, Vol. 50, No. 1, pp. 28-35, 2010.
- [12] A. Piccolo, Numerical computation for parallel plate thermoacoustic heat exchangers in standing wave oscillatory flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, No. 21, pp. 4518-4530, 2011.
- [13] J. Xu, B. Liu, D. Zhao, Numerical Simulating for Turbulent Heat Transfer of Structural Improved Thermoacoustic Cooler, *Procedia Engineering*, Vol. 29, pp. 2177-2181, 2012.
- [14] B. G. Prashantha, M. S. G. Gowda, S. Seetharamu, G. S. V. L. Narasimham, Design and optimization of a loudspeaker driven 10-W cooling power thermoacoustic refrigerator, *International Journal of Air Conditioning and Refrigeration*, Vol. 22, No. 3, 1450015, 2014.
- [15] K. Ghorbanian, M. Karimi, Design and optimization of a heat driven thermoacoustic refrigerator, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 62, No. 2, pp. 653-661, 2014.
- [16] L. K. Tartibu, B. Sun, M. A. E.Kaunda, Optimal design of a standing wave thermoacoustic refrigerator using GAMS, *Procedia Computer Science*, Vol. 62, pp. 611-618, 2015.
- [17] A. Namdar, A. Kianifar, E. Roohi, Numerical investigation of thermoacoustic refrigerator at weak and large amplitudes considering cooling effect, *Cryogenics*, Vol. 67, pp. 36-44, 2015.
- [18] M. Skaria, K.K. Abdul Rasheed, K.A. Shafi, S. Kasthuriengan, U. Behera, Simulation studies on the performance of thermoacoustic prime movers and refrigerator, *Computer and Fluids*, Vol. 111, pp. 127-136, 2015.
- [19] P. Merkli, H. Thomann, Thermoacoustic effects in a resonance tube, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 70, No. 1, pp. 161-177, 1975.
- [20] W. Sutherland, The viscosity of gases and molecular force, *Philosophical Magazine*, Vol. 36, No. 223, pp. 507-531, 893.
- [21] M.E.H. Tijani, J.C.H. Zeegers, A.T.A.M. de Waele, Design of thermoacoustic refrigerators, *Cryogenics*, Vol. 42, No. 1, pp. 49-57, 2002.
- [22] D. Marx, P. Blanc-Benon, Numerical Simulation of Stack-Heat Exchangers Coupling in a Thermoacoustic Refrigerator, *The American Institute of Aeronautics and Astronautics*, Vol. 42, No. 7, pp. 1338-1347, 2004.

R	ثابت گازها ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
Re	عدد رینولدز
T	دما (K)
u	سرعت (ms^{-1})
W	کار ورودی (W)
w	طول موج (m)
X	مکان (m)

علائم یونانی

μ	لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
ω	فرکانس زاویه‌ای (rads^{-1})
N	لزجت سینماتیکی (m^2s^{-1})
α	ضریب پخش حرارتی (m^2s^{-1})
T	تنش ($\text{kgm}^{-3}\text{s}^{-2}$)
λ	ضریب هدایت حرارتی ($\text{WK}^{-1}\text{m}^{-1}$)

زیرنویس‌ها

A	دامنه نوسانات
c	مبدل حرارتی سرد
g	فاصله بین استک و مبدل‌ها
m	مقدار متوسط
N	بی بعد شده
h	مبدل حرارتی گرم
t	میانگین زمانی
ref	مقدار مرجع
s	استک

8- مراجع

- [1] G. W. Swift, Thermoacoustics: a unifying perspective for some engines and refrigerators, *fifth draft, Condensed Matter and Thermal Physics Group, Los Alamos National Laboratory, LA-UR*, 2001.
- [2] N. Cao, J. R. Olson, G. W. Swift, Energy flux density in a thermoacoustic couple, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 99, No. 6, pp. 3456-3463, 1996.
- [3] A. S. Worlikar, O. M. Knio, Numerical simulation of a thermoacoustic refrigerator, *Journal of Computational Physics*, Vol. 127, No. 2, pp. 424-451, 1996.
- [4] A. S. Worlikar, O. M. Knio, R. Klein, Numerical simulation of a thermoacoustic refrigerator. Part II: Stratified flow around the stack, *Journal of Computational Physics*, Vol. 144, No. 2, pp. 299-324, 1998.
- [5] A. S. Worlikar, O. M. Knio, Numerical study of oscillatory flow and heat transfer in a loaded thermoacoustic stack, *Numerical Heat transfer*, Vol. 35, No. 1, pp. 49-65, 1999.