

شبیه سازی عددی یخچال ترموآکوستیک و بررسی تأثیر طول تشدید کننده و سیال عامل بر عملکرد آن

رضا علی شیرازی^۱
دانشجوی کارشناسی ارشد

آرمن آدامیان^۲
استادیار

حسین مهبادی^۳
دانشیار

در این مطالعه تأثیر تغییر طول تشدید کننده و تغییر گازهای هلیوم، نیتروژن و آرگون به عنوان سیال عامل بر عملکرد یخچال ترموآکوستیک حرارت محور مورد بررسی قرار گرفته است. شبیه سازی توسط روش‌های عددی کامپیوتری انجام شده و نتایج آن با نتایج نرم افزار دلتا ای. سی. مقایسه شده و مطابقت بسیار خوبی بدست آمده است. با افزایش طول لوله‌ی تشدید کننده دامنه‌ی فشار به ترتیب برای هلیوم، نیتروژن و آرگون افزایش، و فرکانس نوسانات گاز کاهش می‌یابد. با تغییر طول لوله‌ی تشدید کننده از 0.5 m تا $1/4\text{ m}$ ضریب عملکرد برای نیتروژن و آرگون کاهش و برای هلیوم افزایش می‌یابد. بهترین ضریب عملکرد برای گاز هلیوم در طول لوله‌ی تشدید کننده‌ی $1/4\text{ m}$ و با توان خنک کاری $246/4\text{ W}$ بدست آمده است.

واژه‌های راهنما: ترموآکوستیک، حرارت محور، لوله‌ی تشدید کننده، ضریب عملکرد

۱- مقدمه

استفاده از سرما سازها در مصارف خانگی و صنعتی تا اتومبیل‌ها، فضا پیمایا، نیروگاه‌ها، کشتی‌ها و... باعث آن شده تا علم مهندسی همیشه نگاهی ویژه به این بخش داشته باشد. از آنجاکه در سیستم‌های تبرید کنونی از مبردهایی استفاده شده است که برای محیط زیست مضر بوده و در مواردی باعث از بین رفتن لایه‌ی اوزن می‌شوند در این نوع از یخچال‌ها از گازهایی همچون هلیوم، آرگون، هوا و... استفاده می‌شود. کار ورودی می‌تواند از طریق موتور ترموآکوستیک یا محرک آکوستیکی تأمین شود. درباره‌ی تاریخچه‌ی این سیستم‌ها می‌توان به اولین مدل ساخته شده‌ی آن توسط هیگنز^۴ در سال (۱۷۷۷) اشاره کرد. مدل ساخته شده توسط هیگنز شامل لوله‌ای بود که یک سمت آن روی شعله قرار داشت و از سمت دیگر آن صوت تولید شده شنیده می‌شد [۱].

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران مرکزی، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی مکانیک
rez.alishirazi.eng@iauctb.ac.ir

^۲ نویسنده مسئول، استادیار، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران مرکزی، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی مکانیک
arm.adamian@iauctb.ac.ir

^۳ دانشیار، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران مرکزی، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی مکانیک
h_mahbadi@iauctb.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۳/۱۲/۱۱، تاریخ پذیرش: ۹۵/۰۳/۱۸

از سال (۱۹۸۸) تاکنون فعالیت‌های گسترده‌تری در این زمینه صورت گرفته است. لو^۱ [۲] توانست یخچالی را طراحی کند که به دمای 64°C - با ضریب عملکرد $0/11$ برسد. یازاکی^۲ [۳] مدلی شامل آمپلی فایر را طراحی نمود و پایین ترین دمای بدست آمده در دمای 28°C - بوده است. نوح^۳ [۴] از پیزو الکتریک^۴ برای بخش محرک استفاده کرد. همچنین از تقویت کننده‌ی دینامیکی نیز در آن استفاده شده است. این تقویت کننده با توجه به فشار نوسان کننده در اطراف استک^۵ به طور هوشمند تنظیم می‌شود. همچنین پرییر موزت^۶ [۵] و همکارانش از انرژی تابشی خورشید برای بخش محرک استفاده کرده و به دمای 30°C - با ضریب عملکرد $0/22$ دست یافته‌اند. هاری هاران^۷ و همکارانش [۶] در مدلی که دو موتور ترموآکوستیک در پی هم قرار داشتند تأثیر تغییر طول تشدید کننده را بر فرکانس و دامنه‌ی فشار نوسانات گاز اندازه گیری کردند و بهترین شرایط فیزیکی امکان پذیر در این مدل را یافتند.

در این مطالعه نوع سیال عامل و لوله‌ی تشدید کننده متغیر است در برابر آن مهم‌ترین پارامترهای مجهول عبارتند از ضریب عملکرد و همچنین دامنه‌ی فشار و فرکانس می‌باشد. از نوآوری‌های این مدل بررسی تأثیر طول تشدید کننده بر ضریب عملکرد و تغییرات فشار و دمایی در مبدل‌ها است. همین تغییرات با تغییر نوع گاز نیز بررسی شده است به این ترتیب روندی قابل پیش بینی برای تغییر نوع گاز بدست آمده است. ابعاد مدل و همچنین ترتیب قرار گیری مبدل‌ها از نوآوری‌های دیگر این مدل است. در حل معادلات، از روش‌های عددی کامپیوتری با دقت مضاعف برخلاف نرم افزارهای موجود در این زمینه استفاده شده است. همچنین از روش‌های عددی برای تخمین خواص مواد در هر بخش از مدل استفاده شده است.

۲-مدل فیزیکی

یخچال مطرح شده در این مطالعه از نوع امواج ایستا و حرارت محور می‌باشد. ابعاد و همچنین شرایط فیزیکی حاکم در جدول (۱) شرح داده شده است. مبدل‌ها از جنس مس، و استک از جنس استیل در نظر گرفته شده است. از مس به دلیل بالا بودن ضریب هدایت حرارتی آن در مبدل‌ها استفاده شده است. کاهش یا افزایش ناگهانی فشار در بین صفحات مبدل به دلیل بالا بودن ضریب هدایت حرارتی آن صرف تغییر دمای مبدل می‌شود و با تقریب خوبی می‌توان دمای گاز را ثابت در نظر گرفت. این اتفاق برای استک نیز با توجه به ضریب هدایت حرارتی پایین استیل منجر به تغییر دمای گاز می‌شود. جنس تمامی لوله‌ها استیل در نظر گرفته شده است. شکل (۱) نشان دهنده‌ی شمای کلی این مدل است.

¹ Luo

² Yazaki

³ Nouh

⁴ Pizo Electric

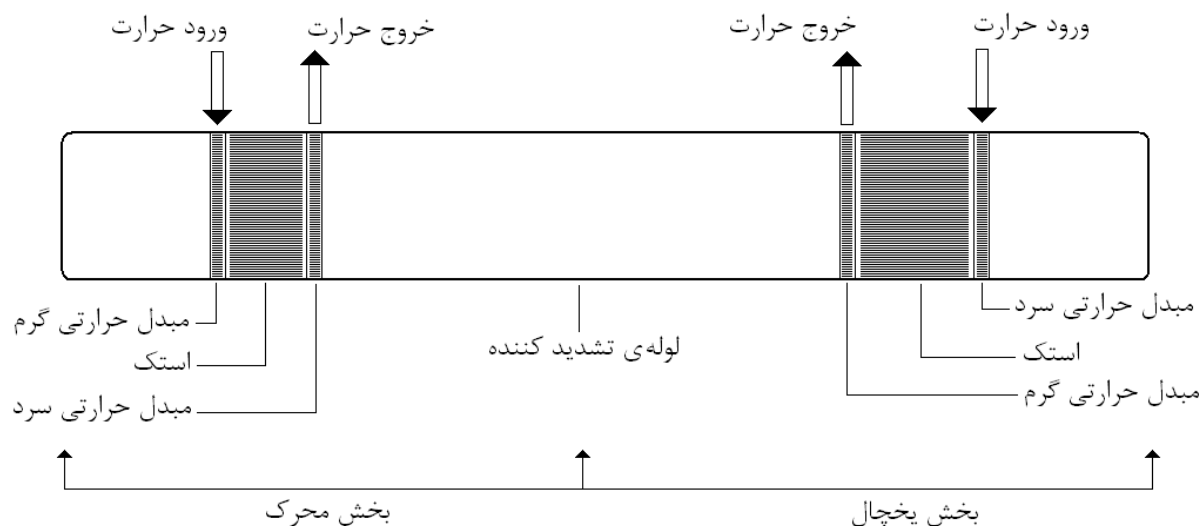
⁵ Stack

⁶ Muzet

⁷ Hariharan

جدول ۱- ابعاد مدل مورد مطالعه

یخچال			محرک (موتور)		
۰/۲m	طول لوله		۰/۲m	طول لوله	
۳۸۰mm	قطر لوله		۳۸۰mm	قطر لوله	
۰/۵mm	ضخامت صفحات	مبدل‌ها	۰/۵mm	ضخامت صفحات	مبدل‌ها
$\approx 35^{\circ}\text{C}$	دمای مبدل گرم		$\approx 35^{\circ}\text{C}$	دمای مبدل سرد	
3°C	دمای مبدل سرد		۸۱۰ W	توان ورودی	
۲cm	طول مبدل		۲cm	طول مبدل	
۰/۵mm	ضخامت صفحات	استک	۰/۵mm	ضخامت صفحات	استک
۷cm	طول استک		۵cm	طول استک	



شکل ۱- شمای مدل مطرح شده در این مطالعه

توان ورودی در بخش یخچال با ثابت گرفتن دمای آن در 3°C با توجه به نوع گاز و طول لوله‌ی تشدید کننده متغیر است. برای سیال از سه گاز هلیوم، نیتروژن و آرگون استفاده شده است. خصوصیات مهم این سه گاز در این جا سرعت صوت و ضریب هدایت حرارتی و عدد پرانتل آن‌ها می‌باشد. متفاوت بودن این خصوصیات باعث نتایج متفاوتی خواهد شد.

۳- معادلات حاکم و شرایط حل

از معادلات تعادل برای گازی که در نزدیکی یک صفحه نوسان می‌کند می‌توان نتیجه گرفت هر کمیتی مانند ξ در آن دارای فرم کلی زیر است [۷]:

$$\xi(t) = \xi_m + \text{Re}(\xi e^{i\omega t}), \quad (1)$$

که در آن t ریشه‌ی دوم -۱ است و ω فرکانس نوسانات در طول می‌باشد.

این فرم کلی معادلات توسط [۷]، [۸] و [۹] کامل تر شد. به صورتی که معادلات حاکم بر مدلی با امواج ایستا به صورت معادلات (۲) تا (۴) استخراج شده است.

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{i\omega\rho}{A(1-f_v)}U, \quad (2)$$

$$\frac{dU}{dx} = -\frac{i\omega A}{\rho a^2}[1+(\gamma-1)f_k]P + \frac{(f_k-f_v)}{(1-f_v)(1-\sigma)}\frac{1}{T}\frac{dT}{dx}U, \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \dot{H}_2 = & \frac{A_{gas}}{2} \operatorname{Re} \left[P\tilde{U} \left(1 - \frac{(f_k - \tilde{f}_v)}{(1+\sigma)(1-\tilde{f}_v)} \right) \right] \\ & + \frac{A_{gas}\rho C_p |U|^2}{2\omega(1-\sigma^2)|1-f_v|^2} \operatorname{Im}(f_k + \sigma\tilde{f}_v) \frac{dT}{dx} \\ & - (A_{gas}k + A_{solid}k_{solid}) \frac{dT}{dx}, \end{aligned} \quad (4)$$

در رابطه‌ی (۲)، P برای فشار و تغییرات آن در طول مدل مطلوب است، A مساحت مقطع مورد محاسبه، ρ برای چگالی گاز استفاده شده است. در رابطه‌ی (۳)، U برای دبی حجمی گاز است و تغییرات آن در طول مدل مورد نظر است، a برای سرعت صوت، γ نسبت گرمای ویژه، σ عدد پرانتل، T برای دمای گاز استفاده شده است و در رابطه‌ی (۴) مقدار تغییرات آن در طول مدل مورد نظر است و در آن \dot{H}_2 برای مجموع انرژی‌های حرارتی ورودی و خروجی مدل، A_{gas} مساحت پوشیده شده توسط گاز در مقطع مورد بررسی می‌باشد و به همین ترتیب A_{solid} مساحت پوشیده شده در مقطع توسط جامد است، k ضریب هدایت حرارتی گاز و k_{solid} ضریب هدایت حرارتی جامد است، C_p ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت است. عملگر تیلدا (˜) برای مزدوج اعداد مختلط استفاده شده است. در این روابط f از خصوصیات فیزیکی بدست می‌آید و برای بخش‌های مختلف از روابط (۵) و (۶) قابل استخراج است. برای مقاطعی که دارای صفحات موازی است از رابطه‌ی (۵) استفاده می‌شود:

$$f_j = \frac{\tanh[(i+1)y_0/\delta_j]}{(i+1)y_0/\delta_j}. \quad (5)$$

در رابطه‌ی (۵) y_0 نصف فاصله‌ی بین صفحات موازی و δ عمق نفوذ است و از روابط (۷) و (۸) بدست می‌آید. برای مقاطعی که توسط مرزهای ایجاد شده توسط دیواره‌های مدل محدود می‌شوند مانند لوله‌ها، f از رابطه‌ی (۶) قابل محاسبه است:

$$f_j = \frac{(1-i)\delta_j}{r_h}, \quad (6)$$

در روابط (۵) و (۶)، z می‌تواند v که نشان گر کمیت ویسکوزی، یا k که نشان گر کمیت حرارتی هستند باشد. به این ترتیب δ_k عمق نفوذ حرارتی و δ_v عمق نفوذ ویسکوزی است و از روابط زیر بدست می‌آید:

$$\delta_k^2 = \frac{2k}{\omega\rho C_p}, \quad (7)$$

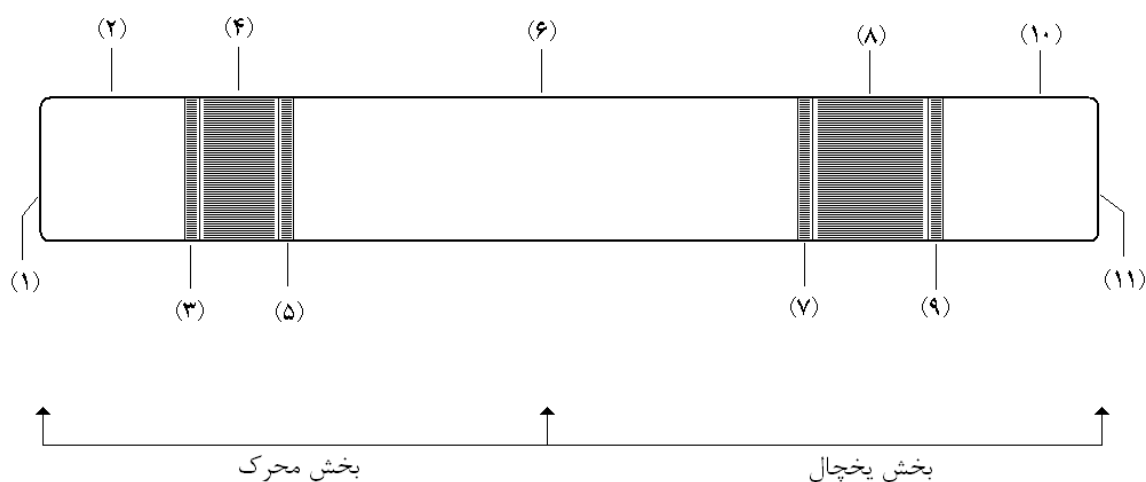
$$\delta_v^2 = \frac{2\mu}{\omega\rho}, \quad (8)$$

که در آن μ چگالی گاز است.

همچنین کار صوتی خروجی از هر مقطع از رابطه‌ی زیر بدست می‌آید:

$$\dot{W} = \frac{1}{2} Re[P\bar{U}]. \quad (9)$$

با توجه به شکل (۲)، مدل مطرح شده در این مطالعه به ترتیب دارای بخش‌های زیر است: صفحه‌ی ابتدایی در سمت چپ، لوله، مبدل حرارتی گرم، استک، مبدل حرارتی سرد، لوله‌ی تشدید کننده، مبدل حرارتی گرم، استک، مبدل حرارتی سرد، لوله و صفحه‌ی انتهایی در سمت راست. برای استخراج معادلات حاکم بر صفحات ابتدایی و انتهایی در مدل که در شکل (۲) با شماره‌های (۱) و (۱۱) نشان داده شده‌اند، شرط مرزی بسته بودن دو انتهای مدل نتیجه می‌دهد که فشار در طول تغییر نمی‌کند و همچنین با توجه به عایق بودن تمام بخش‌های مدل معادلات (۲) تا (۴) به صورت زیر کاهش می‌یابند.



شکل ۲- شماره‌گذاری بخش‌های مختلف مدل. صفحه‌ی ابتدایی (۱)، لوله (۲)، مبدل حرارتی گرم (۳)، استک (۴)،

مبدل حرارتی سرد (۵)، لوله‌ی تشدید کننده (۶)، مبدل حرارتی سرد (۷)، استک (۸)،

مبدل حرارتی گرم (۹)، لوله (۱۰)، صفحه‌ی انتهایی (۱۱).

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{i\omega\rho}{A(1-f_v)}U = 0, \quad (10)$$

$$\frac{dU}{dx} = -\frac{i\omega A}{\rho a^2}[1 + (\gamma - 1)f_k]P, \quad (11)$$

برای f_k از معادله‌ی (۶) استفاده می‌شود.

معادلات حاکم برای تمامی لوله‌های مدل که در شکل (۲) با شماره‌های (۲)، (۶) و (۱۰) نشان داده شده‌اند با در نظر گرفتن f_k برابر با معادله‌ی (۶) و اینکه تمام لوله‌ها عایق هستند بدست می‌آید.

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{i\omega\rho}{A(1-f_v)}U, \quad (12)$$

$$\frac{dU}{dx} = -\frac{i\omega A}{\rho a^2}[1 + (\gamma - 1)f_k]P. \quad (13)$$

از آنجا که تمامی مبدل‌های حرارتی که در شکل (۲) با شماره‌های (۳)، (۵)، (۷) و (۹) نشان داده شده‌اند از نوع مبدل‌های با صفحات موازی هستند برای f_k از معادله‌ی (۵) استفاده می‌شود. ولی از آنجا که مبدل ایده‌آل در نظر گرفته می‌شود از تغییرات دمایی در طول مبدل صرف نظر شده است. بنابراین معادلات حاکم برای مبدل‌های حرارتی مدل مورد نظر از معادلات (۱۴) و (۱۵) استفاده می‌شود.

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{i\omega\rho}{A_{gas}(1-f_v)}U, \quad (14)$$

$$\frac{dU}{dx} = -\frac{i\omega A_{gas}}{\rho a^2}[1 + (\gamma - 1)f_k]P. \quad (15)$$

در استک‌ها که در شکل (۲) با شماره‌های (۴) و (۸) نشان داده شده‌اند هر سه معادله‌ی (۲) تا (۴) بدون تغییر برقرار است. به تناسب هر بخش از مدل، معادلات ساده سازی شده‌ی (۱۰) تا (۱۵) حاکم است. این معادلات در برخی از بخش‌ها به دو معادله در صفحات به دلیل $\frac{dT}{dx} = \frac{dP}{dx} = 0$ ، و یا به چهار معادله در لوله‌ها و مبدل‌ها به دلیل $\frac{dT}{dx} = 0$ و پنج معادله در استک‌ها خلاصه می‌شوند. بنابراین برای هر یازده بخش از مدل دستگاه معادلات به خصوصی حل می‌شود.

مجهولات در هر بخش شامل P ، U و T می‌باشد که به ترتیب دامنه فشار، دبی حجمی و دمای گاز هستند. در هر بخش معادلات دیفرانسیلی شامل شرایط اولیه و مرزی هستند. حل معادلات از دو راه انجام می‌شود. در راه حل اول کد تدوین شده در نرم افزار فرترن به صورت گام به گام از بخش ابتدایی حل معادلات را آغاز می‌کند و در هر بخش با دستگاه معادلات متفاوتی حل معادلات به پیش می‌رود. در روند حل دمای گاز به شدت تغییر می‌کند و به همین دلیل توابعی برای تخمین خواص گاز و جامد با دقت مضاعف در نظر گرفته شده است. برای گاز هلیوم از منابع [۱۰] و [۱۱] استفاده شده و روابط (۱۶-۱۹) برای خواص متغییر با دما برای آن بدست می‌آید (محاسبات در حل توسط نرم افزار فرترن با دقت مضاعف انجام شده که در این خصوص روابط (۱۶-۳۰) با دقت ۱۵ رقم اعشار بدست آمده است).

$$\rho = \frac{48.13772307 P_m}{T_m \left(1 + \frac{273.96072307 P_m}{T_m^{14.19634192}} \right)}, \quad (16)$$

$$k = 0.002566 T_m^{0.71607194}, \quad (17)$$

$$\mu = -0.00179182 + 1.88385165e - 10 T_m^2 + 0.04139069 T_m^{0.67947195}, \quad (18)$$

$$a = 1.00541048e - 13 T_m^2 + 58.84119115 T_m^{0.5}, \quad (19)$$

که در آن T_m دمای متوسط و P_m فشار متوسط گاز در نقطه‌ای خاص است. برای گاز آرگون از منابع [۱۰] و [۱۲ و ۱۳] استفاده شده و روابط (۲۰-۲۳) برای خواص متغییر با دما برای آن بدست می‌آید.

$$\rho = \frac{480.48842458}{T_g \left(1 + \frac{493.73495245 P_m}{T_g^{6.99704993}} \right)}, \quad (20)$$

$$k = -\frac{0.01274174 P_m}{T_g - 0.02438242 P_m} - 0.00000154 T_g^2 + 0.01447803 T_g^{0.874471793} - \frac{4.74180034e - 8 P_m^2}{T_g^{27.74709753}} - 0.00760845 P_m, \quad (21)$$

$$\mu = -0.45018407 + \frac{1.55246243 P_m}{T_m + 1.7327836 P_m} + 2.219329952 T_m - 0.0000022 T_m^2 - 0.20889367 T_m^{1.00072758} - 0.00689302 P_m^2 T_m^{1.00067832}, \quad (22)$$

$$a = 0.00000735 T_m^2 + 20.69722086 T_m^{0.48282991}. \quad (23)$$

برای گاز نیتروژن از منابع [۱۰] و [۱۴] استفاده شده و روابط (۲۴-۲۷) برای خواص متغییر با دما برای آن بدست می آید.

$$\rho = \frac{337.04389660 P_m}{T_m \left(1 - \frac{2177.25562024 P_m}{T_m^{89.3765389977}} \right)}, \quad (24)$$

$$k = -1.71441195e - 11 T_m^2 + 0.03609103 T_m^{0.75119559}, \quad (25)$$

$$\mu = 0.00241511 - 2.01644804e - 9 T_m^2 + 0.01553234 T_m^{0.68945053}, \quad (26)$$

$$a = 20.38246407 T_m^{0.5}. \quad (27)$$

گرمای ویژه‌ی گاز با دما و فشار و ضریب انبساط پذیری حرارتی آن با فشار متغییر نبوده و رابطه‌ای برای آن در نظر گرفته نشده است. برای سطوحی که دمای گاز در اطراف آن تغییر نمی‌کند رابطه‌ای در نظر گرفته نمی‌شود. در اینجا در اطراف صفحات مبدل‌های حرارتی دمای گاز ثابت است (مبدل حرارتی ایده آل). برای سطوح دیگر که دما در اطراف آن تغییر می‌کند مانند سطوح استیل از [۱۵] روابط (۲۸-۳۰) بدست آمده است.

$$\rho = 8001.18337349 + 2.30787691(T_m^{0.95411592}) - 2.05319994 T_m, \quad (28)$$

$$k = (266800 T_m^{-5.2} + 0.21416 T_m^{-1.6})^{-0.25}, \quad (29)$$

$$c_p = (0.0000017(T_m^{-0.88962}) + \frac{23324}{T_m^6})^{-1/3} + \frac{15}{T_m}. \quad (30)$$

گاهی در منابع ذکر شده در بالا، رابطه‌ی یکی از خواص لازم در محدوده‌ی دمایی مورد مطالعه یافت نشد یا رابطه‌ای ریاضی برای آن در محدوده‌ی مورد نظر یافت نشده بود. آنگاه از اطلاعات تجربی بدست آمده به صورت مختصات‌هایی شکل کلی تغییرات بدست آمد. با استفاده از این نقاط به وسیله‌ی نرم افزار میپل برای آن خاصیت رابطه‌ی مطلوب بدست آمده است. فرم توابع با حدس اولیه و سعی و خطا و همچنین مقایسه‌ی نمودار تابع بدست آمده، با نمودار تجربی، بدست آمده است. حل معادلات تا بخش پایانی ادامه پیدا می‌کند. این روند برای ۱۲ مدل متفاوت در این مطالعه تکرار می‌شود. در راه حل دوم فرآیند حل توسط نرم افزار دلتا ای. سی. [۱۵] انجام می‌شود. بخش‌های مختلف مدل مورد نظر در این نرم افزار به صورت پی در پی تعریف شده و شرایط اولیه، شرایط فیزیکی، حدس‌ها و هدف‌ها در نرم افزار معرفی می‌شوند. در مورد انتخاب حدس‌ها، می‌توان با استفاده از روابط بین کمیت‌ها حدس‌هایی را در نظر گرفت تا به هدف مطلوب برسد و همگرایی را حاصل نماید. در هر دو روش با تغییر طول تشدید کننده و سیال عامل نمودارهایی شامل نمودار تغییرات دامنه‌ی فشار، فرکانس و ضریب عملکرد به صورت نمودار تغییرات آن کمیت‌ها بدست می‌آید.

۴- نتایج

از مهم‌ترین نتایج بدست آمده، مقایسه‌ی دامنه‌ی فشار و فرکانس بدست آمده در هر دو راه حل می‌باشد. روند این تغییرات با روند تغییرات [۶] یکسان بوده و می‌تواند جهت این تغییرات را تصدیق نماید. از آنجاکه دامنه‌ی فشار و دبی حجمی از کمیت‌های تأثیر گذار بر سایر کمیت‌ها هستند، جهت مقایسه‌ی نتایج بدست آمده از دو راه حل، تغییرات بخش حقیقی فشار در طول مدل در نمودار (۱) آمده است. به دلیل آن‌که از فشار در طول مدل بهره برداری می‌شود بنابراین انتظار می‌رود در طول مدل فشار کاهش یابد. فشار برای حالت طول لوله‌ی ۱m توسط برنامه‌ی نوشته شده در فرترن ۹۰ و دلتا ای. سی. در ۱۶۰,۰۰۰ نقطه بدست آمده و در نمودار (۱) مقایسه شده است.

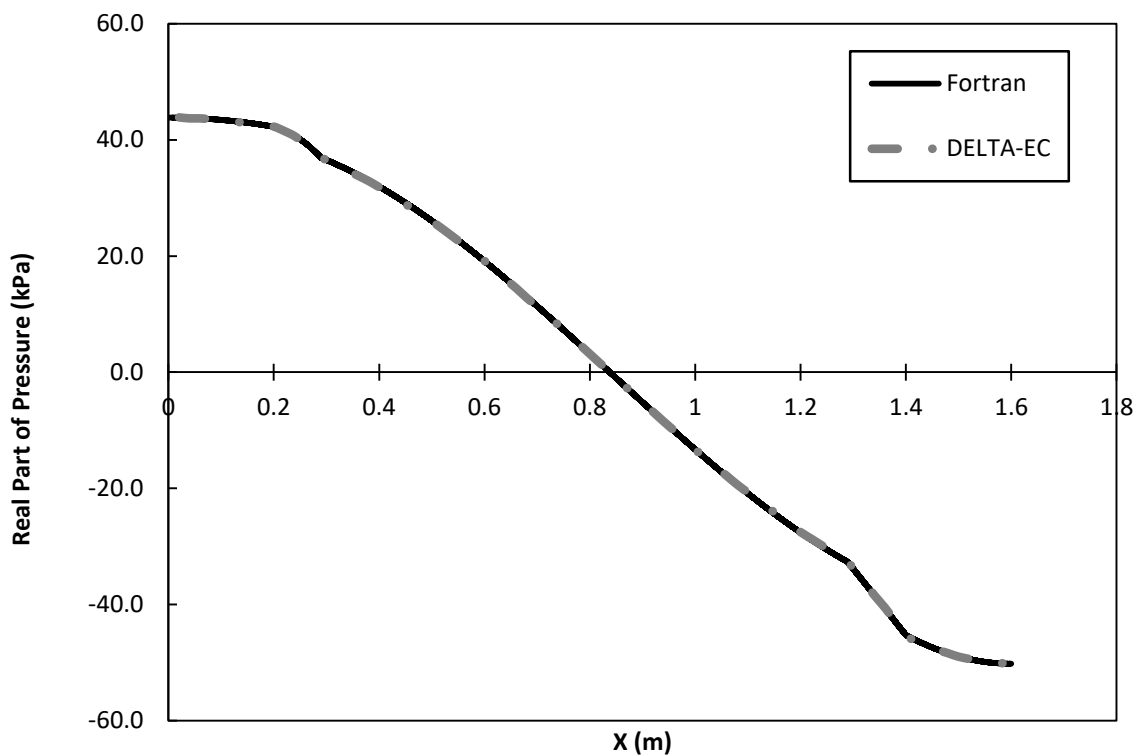
همچنین تغییرات دامنه‌ی دبی حجمی در طول مدل در نمودار (۲) آورده شده است. دبی حجمی در صفحات ابتدایی و انتهایی به دلیل بسته بودن هر دو سمت مدل به صفر می‌رسد و در انتهای لوله‌ی تشدید کننده به علت افت فشار بیشینه می‌شود.

دامنه‌ی فشار که مقدار کل فشار را نشان می‌دهد در نمودار (۳) آورده شده است. دامنه‌ی فشار در اطراف صفحه‌ی سمت چپ و محرک نسبتاً بیشینه است سپس با عبور از مبدل‌ها و در طول لوله‌ی تشدید کننده این مقدار کاهش می‌یابد. در اطراف صفحه‌ی سمت راست با تراکم شدن گاز به دلیل سکون ناگهانی، این مقدار باز هم بیشینه می‌شود.

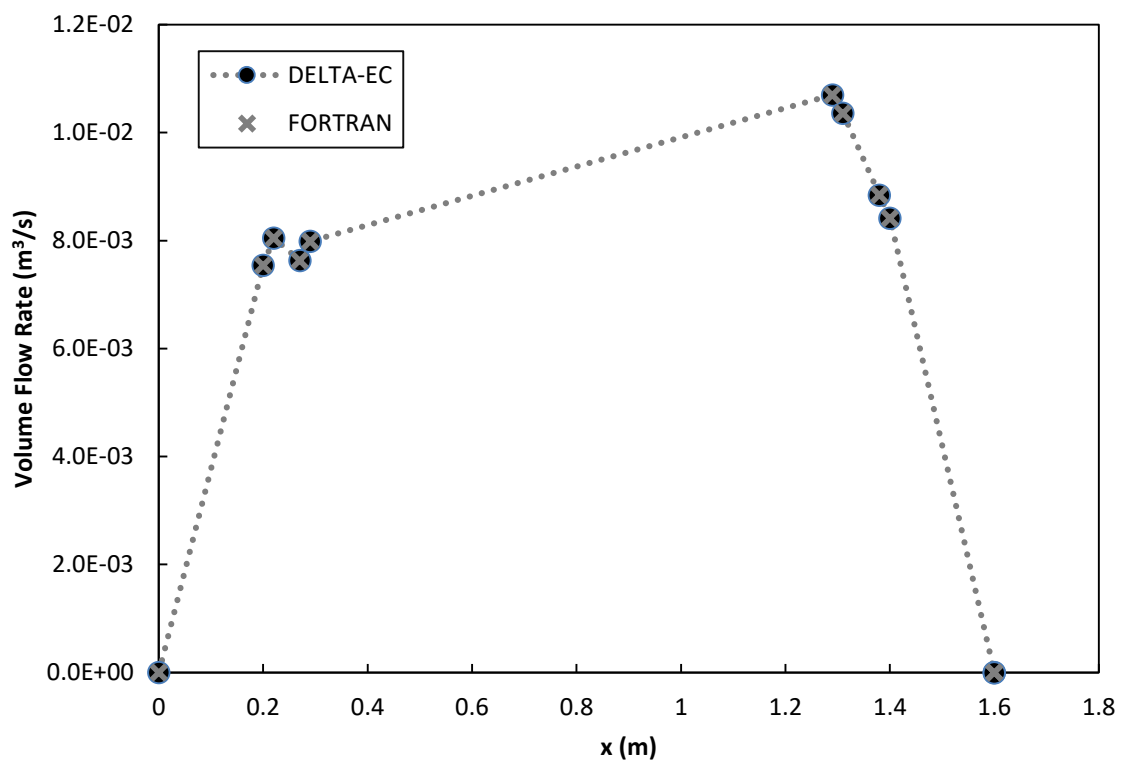
با توجه به نمودار (۱)، بخش حقیقی فشار در طول مدل افت پیدا کرده است. طبق رابطه‌ی (۷) یعنی نرخ کار در هر مقطع؛ و می‌توان این افت فشار را توجیه کرد. دبی حجمی مزدوج در همه‌ی نقاط مثبت است زیرا بخش حقیقی آن و بخش موهومی مزدوج آن مثبت هستند. با توجه به نمودار (۳) فشار مثبت در نیمه‌ی سمت چپ مدل نشان دهنده‌ی کار با علامت مثبت است، یعنی تولید کار در بخش محرک؛ و فشار با علامت منفی نشانه‌ی مصرف کار در بخش یخچال است. اما از اهداف اصلی این مطالعه بررسی تأثیرات تغییر طول تشدید کننده است. تغییرات دامنه‌ی فشار با تغییر نوع سیال عامل و طول تشدید کننده در نمودار (۴) آمده است. با توجه به نمودار (۴) می‌توان نتیجه گرفت با افزایش طول تشدید کننده دامنه‌ی فشار افزایش می‌یابد. با توجه به شرایط مرزی سیستم در صفحات سمت چپ و راست انتظار می‌رود با افزایش طول تشدید کننده، لازم است افت فشار افزایش یابد و محرک دامنه‌ی فشار بزرگتری را تولید کند تا این شرط ارضاء گردد.

تغییرات فرکانس در مقابل تغییر طول تشدید کننده و نوع سیال عامل در نمودار (۵) آمده است. با توجه به روابط (۲)، (۳) و شرایط مرزی لازم می‌آید تا با افزایش دامنه‌ی فشار فرکانس نیز کاهش یابد.

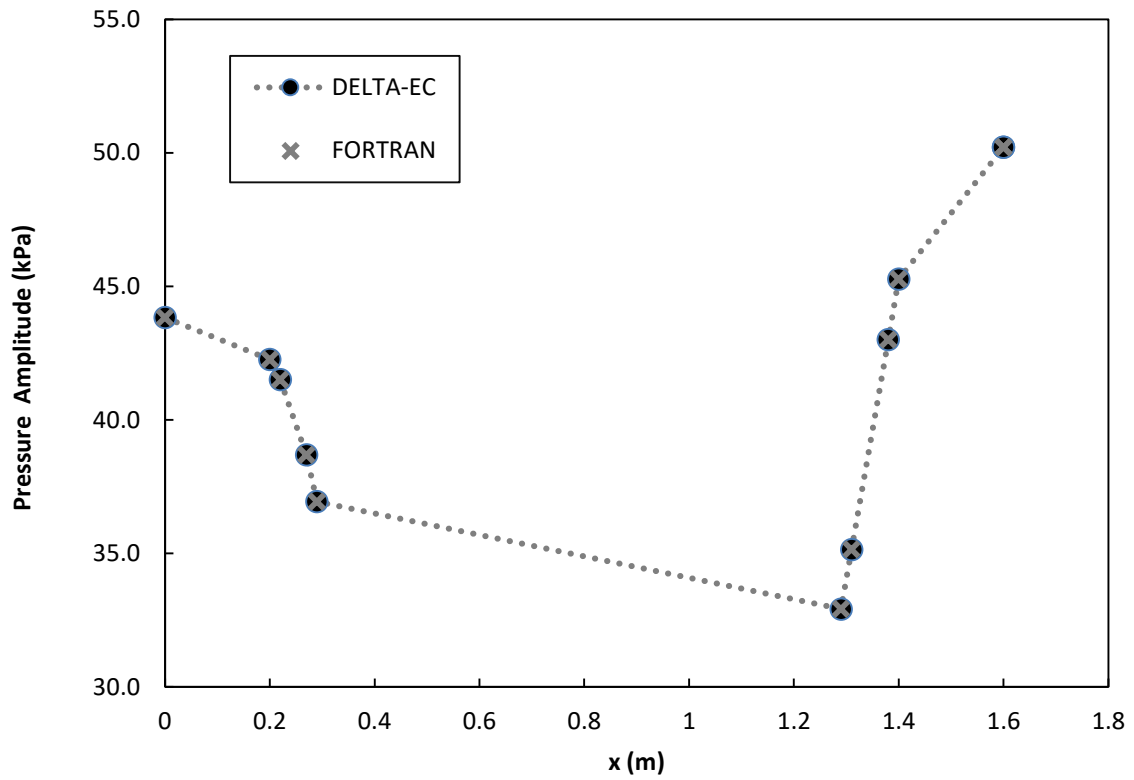
ضریب عملکرد که می‌توان آن را بازدهی یک یخچال دانست، با تغییر نوع سیال عامل از هلیوم به نیتروژن و آرگون کاهش می‌یابد. این تغییر را می‌توان از خصوصیات فیزیکی گاز مانند عمق نفوذ حرارتی و ویسکوزی یا عدد پرانتل آن توجیه نمود. با افزایش طول تشدید کننده، ضریب عملکرد برای نیتروژن و آرگون کاهش می‌یابد ولی پیش بینی شده برای هلیوم تا محدوده‌ی طول ۱/۶ m افزایش و سپس روندی نزولی خواهد داشت. این تغییرات در نمودار (۶) آورده شده است.



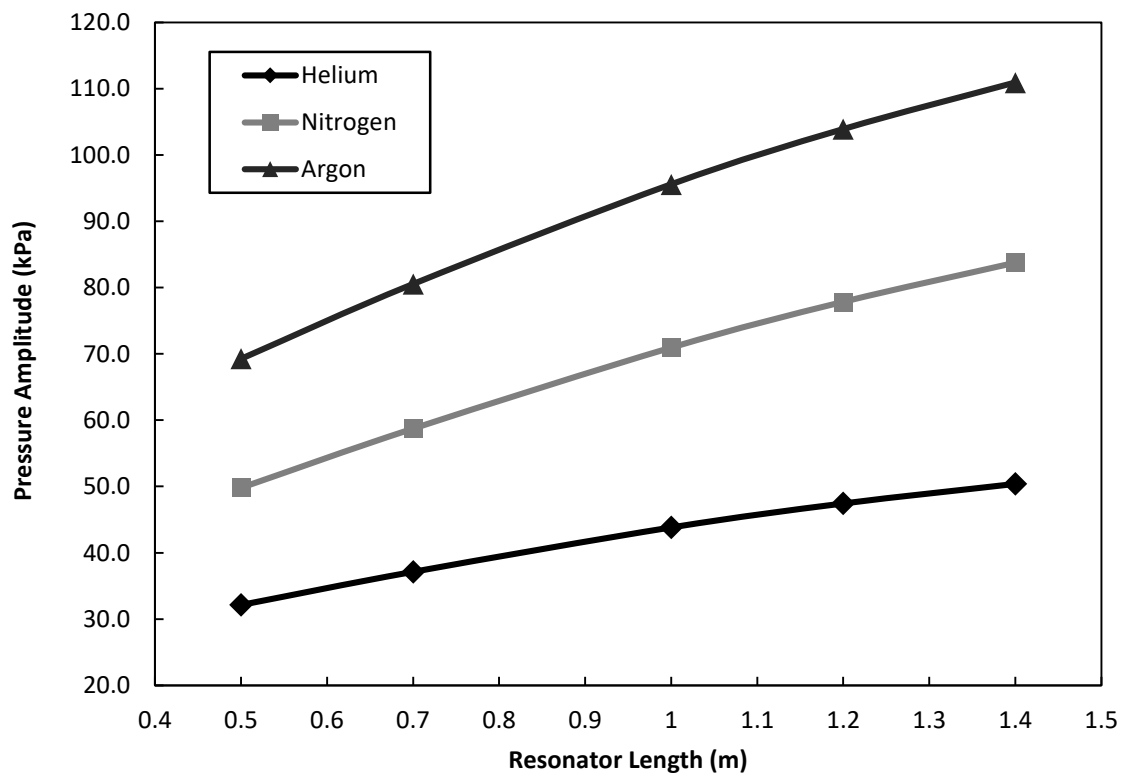
نمودار ۱- تغییرات بخش حقیقی فشار در طول مدل- گاز هلیم - طول لوله ی تشدید کننده ۱ متر



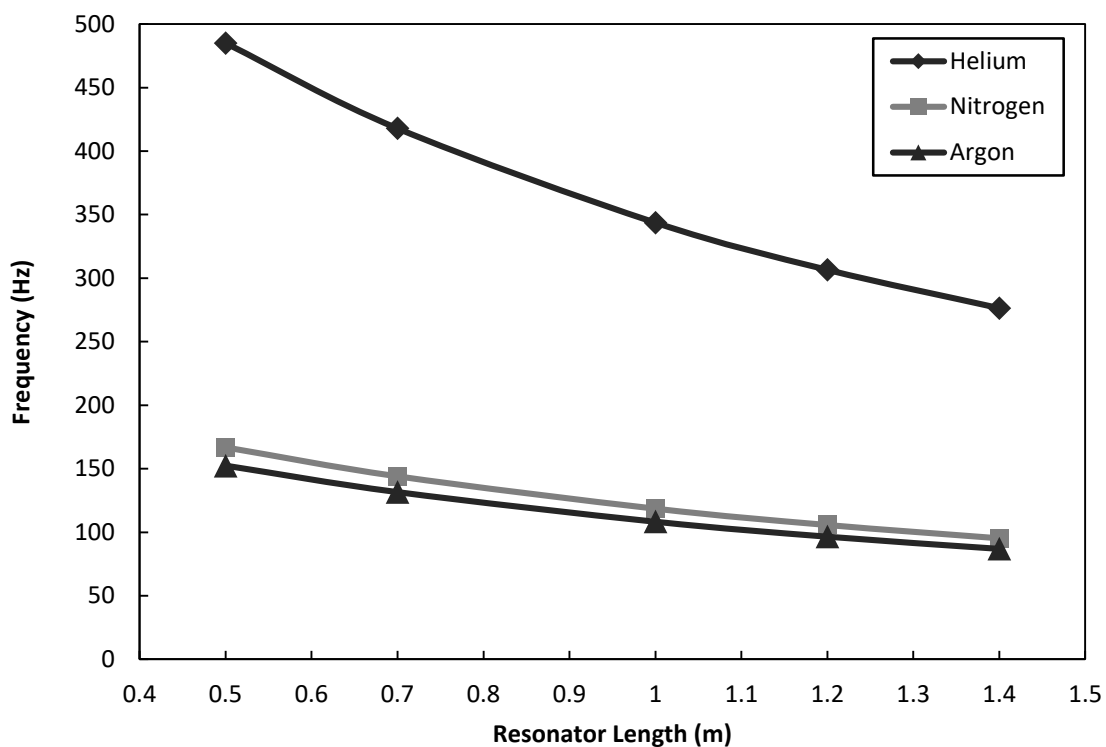
نمودار ۲- تغییرات اندازه دبی حجمی گاز- گاز هلیم- طول لوله ی تشدید کننده ۱ متر



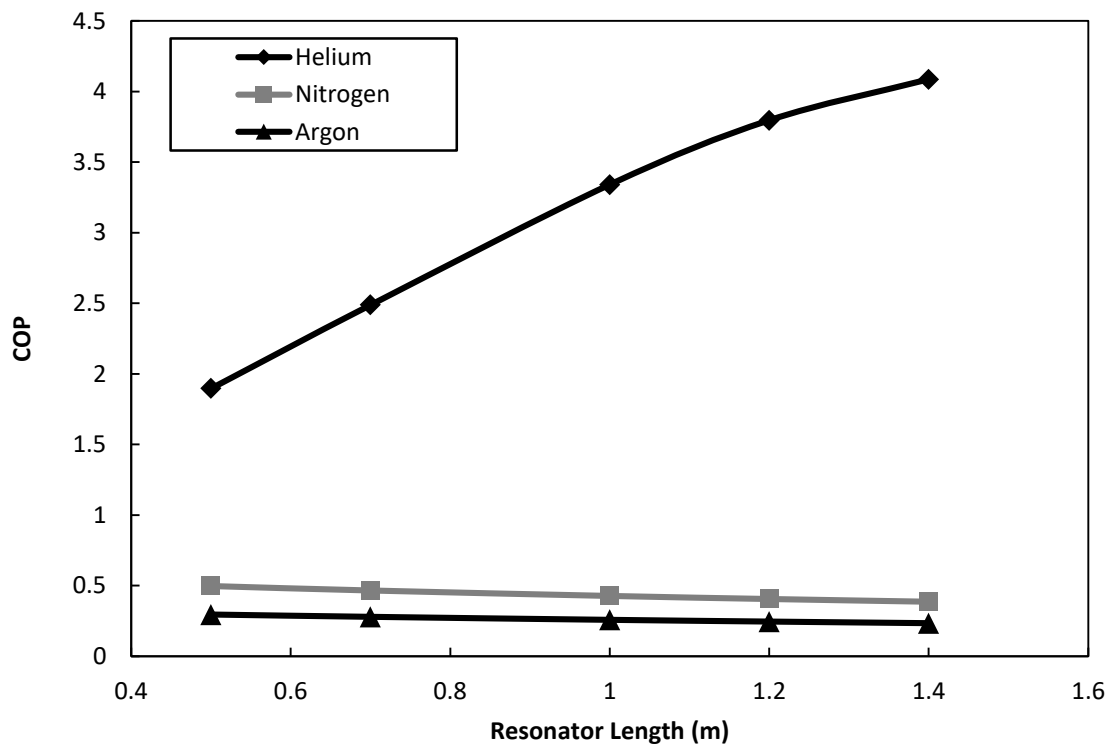
نمودار ۳- تغییرات اندازه‌ی فشار در طول مدل- گاز هلیوم- طول لوله‌ی تشدید کننده ۱ متر



نمودار ۴- دامنه‌ی فشار در مقابل تغییر طول لوله‌ی تشدید کننده و تغییر سیال عامل



نمودار ۵- فرکانس نوسان گاز در مقابل تغییر طول لوله‌ی تشدید کننده و تغییر سیال عامل



نمودار ۶- تغییر ضریب عملکرد با افزایش طول لوله‌ی تشدید کننده برای سه گاز

۵- نتیجه گیری

راه حل‌های ارائه شده در این مطالعه یعنی حل توسط کد نوشته شده در فرترن و حل توسط دلتا ای. سی. مطابقت هر دو روش را با حداکثر خطای $0/007\%$ را نشان می‌دهد. با تغییر طول تشدید کننده شاهد افزایش دامنه‌ی فشار و کاهش فرکانس، در نتیجه افزایش کارایی محرک و همچنین افزایش ضریب عملکرد برای هلیوم و کاهش آن برای نیتروژن و آرگون بودیم. با تغییر سیال عامل از هلیوم به نیتروژن و آرگون دامنه‌ی فشار افزایش یافته و به دلیل روابط حاکم و شرایط فیزیکی فرکانس کاهش یافته است. همچنین ضریب عملکرد به شدت کاهش یافته است. برای گاز هلیوم در طول تشدید کننده‌ی $1/4$ m بزرگترین ضریب عملکرد $4/086$ با توان خنک کاری $246/4$ W بدست آمده است.

مراجع

- [1] Swift, G.W., "Thermoacoustic Engines", Acoustical Society of America, Vol. 84, No. 4, pp. 1145-1180, (1988).
- [2] Luo, E., Dai, W., Zhang, Y., and Ling, H., "Thermoacoustically Driven Refrigerator with Double Thermoacoustic-stirling Cycles", Applied Physics Letters, Vol. 88, No. 7, 074102, doi: 10.1063/1.2176855, (2006).
- [3] Yazaki, T., Biwa, T., and Tominaga, A., "A Pistonless Stirling Cooler", Applied Physics Letters, Vol. 80, No.1, pp. 157-159, (2002).
- [4] Nouh, M., Aldraihem, O., and Baz, A., "Theoretical Modeling and Experimental Realization of Dynamically Magnified Thermoacoustic-piezoelectric Energy Harvesters", Journal of Sound and Vibration, Vol. 333, No. 14, pp. 3138-3152, (2014).
- [5] Muzet, M.P., Bedecarrats, J.P., Stouffs, P., and Lasvignottes, J.C., "Design and Dynamic Behavior of a Cold Storage System Combined with a Solar Powered Thermoacoustic Refrigerator", Applied Thermal Engineering, Vol. 68, No. 1, pp. 115-124, (2014).
- [6] Hariharan, N.M., "Effect of Resonator Length and Working Fluid on the Performance of Twin Thermoacoustic Heat Engine – Experimental and Simulation Studies", Computers & Fluids, Vol. 75, pp. 51-55, (2013).
- [7] Rott, N., "Thermoacoustics", Advances in Applied Mechanics, Vol. 20, pp. 135-175, (1980).
- [8] Arnott, W.P., Bass, H.E., and Raspet, R., "General Formulation of Thermoacoustics for Stacks having Arbitrarily Shaped Pore Cross Sections", Acoustical Society of America, Vol. 90, No. 6, pp. 3228-3237, (1991).
- [9] Swift, G.W., "Thermoacoustic Engines and Refrigerators", Encyclopedia of Applied Physics, Vol. 21, pp. 245-264, (1997).
- [10] Web Page: <https://law.resource.org>.

- [11] Petersen, H., "The Properties of Helium: Density, Specific Heats, Viscosity, and Thermal Conductivity at Pressures from 1 to 100 bar and from Room Temperature to about 1800 K", Technical University of Denmark, Forskningscenter Risoe, Risoe-R; Report – Annual Report, No. 224, pp. 42-42, (1970).
- [12] Mozaffari, F., and Sharabadi, Z.Z., "Thermodynamic Properties for Argon", Physical Chemistry and Electrochemistry, Vol. 1, No. 3, pp. 139-143, (2011).
- [13] Jaques, A., "Thermophysical Properties of Argon", Fermi National Accelomor Labomoq, Batavia, (1988).
- [14] Antanovich, A.A., Plotnikov, M.A., and Savel'ev, G.Y., "*Thermodynamic Properties of Nitrogen at High Pressures*", Springer, (1969).
- [15] Ward, W.C., John, C., and Swift, G.W., "Design Environment for Low-amplitude Thermoacoustic Energy Conversion (DELTA-EC)", Acoustical Society of America, Vol. 122, No. 5, Software and Users Guide are Available Online from: <http://www.lanl.gov/thermoacoustics/>, (2007).

فهرست نمادهای انگلیسی

A : مساحت، m^2

A_{gas} : مساحت تصویر شده از جریان گاز، m^2

a : سرعت صوت، m/s

c_p : ظرفیت گرمایی ویژه بر واحد جرم، $J/kg.K$

e : ۲/۸۱۸۲...

$i : \sqrt{-1}$

k : ضریب هدایت حرارت، $W/m.K$

p : فشار، Pa

Γ_h : شعاع هیدرولیکی، m

U : دبی حجمی، m^3/s

T : دما، K

\dot{W} : نرخ کار، W

نمادهای یونانی

β : ضریب انبساط حرارتی، $1/K$

γ : نسبت گرمای ویژه

δ_K : عمق نفوذ حرارتی، m

δ_v : عمق نفوذ ویسکوزی، m

ρ : چگالی، kg/m^3

σ : عدد پранتل

ω : فرکانس، $1/s$

عملگرها

Im : بخش موهومی عدد مختلط

Re : بخش حقیقی عدد مختلط

\sim : مزدوج عدد مختلط

Abstract

In this study, the effect of resonator length and working fluid on operation of heat-driven thermoacoustic refrigerator is investigated. The working fluid is considered to be Helium, Nitrogen and Argon. The simulation is carried out via a numerical method and the results are compared with DELTA-EC software. The results of these two methods are in good agreement with each other. The simulations show that increase in the resonator length results to increase in pressure amplitude for all mentioned working fluids and the frequency reduces by applying the Helium, Nitrogen and Argon respectively. Increasing the resonator length from 0.5m through 1.4m leads to reduction of the coefficient of performance for Nitrogen and Argon while this coefficient increases for Helium. The best coefficient of performance is gained for Helium gas and resonator length equal to 1.4m.