مهندسی مکانیک شریف، (بهار ۱۳۹۳)
دوره‌ی ۳-۳۰، شماره‌ی ۱، ص. ۴۱-۵۳

Original Article

طراحی پمپ حرارتی ترموآکوستیک در مقیاس آزمایشگاه

محسن کریمی * **(دانشجوی دکتری)**
کاوه قربانیان (استاد)
ابوالفضل خطیب (کارشناس ارشد)
دانشکده‌ی مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی شریف

کاربرد علم آکوستیک در ترمودینامیک، دستاوردهای جدیدی در زمینه‌های مختلف علمی و صنعتی به همراه داشته است. وسایل ترموآکوستیکی به‌دلیل داشتن مزایایی چون: نداشتن اجزاء متحرک، کوچکی و سبکی، عدم ایجاد آلودگی‌های زیست‌محیطی و... نسبت به وسایلی که کاربرد مشابه دارند، توجه و علاقه بسیاری را به خود جلب کرده است. در این نوشتار با استفاده از نظریه‌ی خطی ترموآکوستیک، یک پمپ حرارتی ترموآکوستیک با رانش آکوستیکی در مقیاس آزمایشگاه طراحی شده است. پارامترهای طراحی به‌صورت کامل بررسی شده و نهایتاً الگوریتم کاملی برای طراحی بهینه پمپ حرارتی ترموآکوستیک ارائه شده است. معتبرسازی طراحی با به‌کارگیری نرم‌افزار دلتا ای.سی. (DeltaEC) انجام گرفت. سپس با بررسی تمامی پارامترهای دخیل در طراحی و چگونگی رفتار پارامترهای مختلف در عملکرد سیستم، از بهینه بودن نتایج اطمینان حاصل شد.

m_karimi@ae.sharif.edu
ghorbanian@sharif.edu
abolgazl.khatib@gmail.com

واژگان کلیدی: ترموآکوستیک، پمپ حرارتی، الگوریتم طراحی، بررسی پارامتریک.

۱. مقدمه

علم آکوستیک و کاربرد آن، در ترکیب با علم ترمودینامیک، دستاوردهای جدیدی در زمینه‌های مختلف علمی و صنعتی به‌همراه داشته است. ترموآکوستیک مطالعه‌ی پدیده‌یی است که شامل ترمودینامیک و آکوستیک است. اگر اثرات ترموآکوستیک با دامنه نوسانات بالا درون محفظه‌هایی با شرایط خاص کنترل شود می‌توان انرژی حرارتی را به انرژی آکوستیکی یا به‌عکس تبدیل کرد. اخیراً وسایل ترموآکوستیکی ــ در مقایسه با وسایلی که کاربردی مشابه دارند ــ به‌دلیل برخورداری از مزایایی چون: نداشتن اجزاء متحرک و درنتیجه عدم نیاز به روغن‌کاری از یک سو، و تعمیر و نگه‌داری آسان، عدم ایجاد آلودگی‌های زیست‌محیطی و... از سوی دیگر، توجه و علاقه بسیاری از محققان و صنعت‌گران را به خود جلب کرده است. سردسازها و موتورهای ترموآکوستیکی دو مورد از مهم‌ترین سیستم‌های ترموآکوستیکی متداول‌اند که عملکردشان براساس تقابل بین امواج آکوستیک و ذرات گاز با محیط پیرامون است. در این میان یکی دیگر از وسایلی که در سال‌های اخیر مورد توجه قرارگرفته «پمپ حرارتی ترموآکوستیک» است که در بازیابی انرژی‌های اتلافی در صنایع به کار گرفته می‌شود و نیز استفاده‌های شهری دارد. در سال‌های اخیر توسعه‌ی پمپ حرارتی ترموآکوستیکی با رانش ترموآکوستیک بسیار مورد توجه قرار گرفته است. این نوع از تجهیزات، از به‌کارگیری همزمان یک پمپ حرارتی ترموآکوستیک و یک موتور ترموآکوستیکی ساخته می‌شود. در این سیستم با راه‌اندازی یک موتور ترموآکوستیک توسط یک منبع گرمایی موج آکوستیکی تولید می‌شود. از این موج در راه‌اندازی یک پمپ حرارتی ترموآکوستیک با هدف ایجاد گرمایش، یا به‌کارگیری سردساز ترموآکوستیک با هدف ایجاد سرمایش استفاده می‌شود. بنابراین انرژی اولیه برای موتور ترموآکوستیک را می‌توان از منابع گوناگون انرژی نظیر اتلافات گرمایی، انرژی خورشیدی، سوخت‌های فسیلی و... تأمین کرد. در دو دهه‌ی اخیر، تلاش‌های گسترده‌یی به‌منظورکاربردی‌کردن وسایل ترموآکوستیکی درکشورهای پیشرفته ــ نظیر آمریکا، هلند، فرانسه و ژاپن ــ آغاز شده است.[۱] یکی از مراکز مهم تحقیقاتی در زمینه ترموآکوستیک آزمایشگاه ملی لوس‌آلاموس[۱] است.[۲و۳] سوییفت[۲] که از پیشگامان علم ترموآکوستیک در دنیاست به‌اتفاق همکارانش در این آزمایشگاه انواع مختلفی از وسایل ترموآکوستیکی را ساخته و آزموده‌اند. «مدرسه تحصیلات تکمیلی نیروی دریایی آمریکا[۳]» از دیگر مراکز تحقیقاتی فعال در زمینه‌ی ترموآکوستیک است. در این مدرسه، یک تیم تحقیقاتی موفق به طراحی یک سیستم سرمایش ترموآکوستیک به‌نام استار[۴] شد که در سال ۱۹۹۲ در سفینه‌ی فضایی دیسکاوری مورد استفاده قرارگرفت.[۴]

با توجه به مزایای یادشده برای سیستم‌های ترموآکوستیکی، و نیز قابلیت بالای این سیستم‌ها در استفاده از حرارت‌های اتلافی، محققین درگستره وسیعی از صنایع مختلف ــ نظیر حمل‌ونقل،[۵] الکترونیک[۴] و پزشکی[۶] ــ در جهان مشغول فعالیت در این زمینه‌اند. یکی دیگر از کاربردهای مورد توجه سیستم‌های ترموآکوستیکی بازیابی حرارت اتلافی در چرخه‌های تولید توان است.[۷] اخیراً نوع جدیدی از چرخه‌های تولید توان، متشکل از توربین گازی و سیستم‌های ترموآکوستیکی، معرفی و بررسی شده است.[۸-۱۲]

درکنار مزایای متعدد سیستم‌های ترموآکوستیکی، ازپیچیدگی مفاهیم ترموآکوستیک

---

* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۱/۳/۷، اصلاحیه ۱۳۹۱/۱۰/۱۹، پذیرش ۱۳۹۱/۱۱/۲۸.

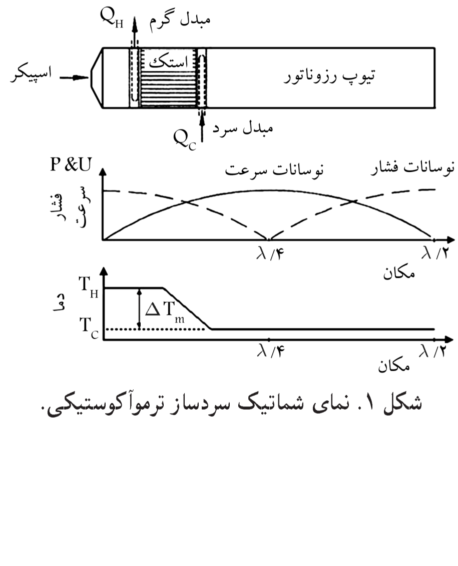
و دشواری مدل‌سازی پدیده‌های ترموآکوستیکی در این سیستم‌ها می‌توان به‌عنوان معایب این تکنولوژی نام برد. مبانی ترموآکوستیک خطی و مدل‌سازی ریاضی آن در یک سری مقالات توسط رات به چاپ رسید.[۱۳-۱۷] از آن پس، مدل ترموآکوستیک خطی رات به‌عنوان مدل مرجع در تحلیل، طراحی و بهینه‌سازی سیستم‌های ترموآکوستیکی مورد استفاده قرار گرفته است.[۱۸-۲۲] در این راستا نرم‌افزارهایی نظیر ΔE کاربرد ویژه‌یی دارد.[۲۳،۲،۲۴] در سال ۲۰۰۱ روشی برای طراحی سردساز ترموآکوستیکی ارائه شد که مبنای کار بسیاری از محققین قرار گرفت، و یک نمونه سردساز نیز با استفاده از این روش طراحی و ساخته شد.[۲۰،۲۱] در سال ۲۰۰۸ روش وتزل و هرمان۵ برای طراحی و بهینه‌سازی سیستم‌های کوپل ترموآکوستیکی توسعه یافت.[۲۲]

در نوشتار حاضر، طراحی یک پمپ حرارتی ترموآکوستیکی در مقیاس آزمایشگاهی هدف‌گیری شده است. به‌همین منظور الگوریتم جدیدی برمبنای الگوریتم ارائه‌شده برای طراحی پمپ حرارتی ترموآکوستیکی توسط تیجانی، توسعه داده شد. با استفاده از این الگوریتم بهبودیافته یک پمپ حرارتی ترموآکوستیک طراحی، و سپس به‌منظور کسب اطمینان از بهینه بودن طراحی، رفتار پارامتریک سیستم طراحی شده به‌صورت جامع مورد بررسی قرار می‌گیرد. در این مطالعه به‌منظور محاسبه حجم بافر روشی کاربردی ارائه شده است. همچنین روش طراحی محیط متخلخل (استک) به‌صورت کامل تشریح، و نحوه‌ی محاسبه‌ی مبدل مخروطی توضیح داده شده است. نهایتاً تمامی مراحل طراحی پمپ حرارتی ترموآکوستیک به‌صورت یک الگوریتم کامل ارائه شده است.

۲. سازوکار ترموآکوستیک

سیستم‌های ترموآکوستیکی بسته به نوع کاربرد و تحلیل مورد نظر از جنبه‌های مختلف دسته‌بندی می‌شوند. تجهیزات ترموآکوستیکی اصولاً یکی از انواع سردساز، موتور، پمپ حرارتی یا ترکیبی از این وسایل را شامل می‌شوند. امواج آکوستیکی مورد استفاده از نوع ایستا یا رونده است. در این نوشتار به‌دلیل سادگی و اجتناب از طولانی‌شدن مطلب، سازوکار کارکرد یک سردساز ترموآکوستیکی با امواج ایستا تشریح می‌شود. اجزاء اصلی یک پمپ حرارتی (سردساز) با امواج ایستا در شکل ۱ نشان داده شده است.

سیال کاری در سیستم‌های ترموآکوستیک از نوع گاز است و حجم لوله‌ی رزوناتور و فضای متخلخل استک و مبدل‌های حرارتی را اشغال می‌کند. گازهای نجیب پرکاربردترین نوع سیال کاری مورد استفاده در این سیستم‌ها هستند. استک محیط متخلخلی است که شرایط انجام فرایندهای ترموآکوستیکی و تبدیل انرژی آکوستیکی



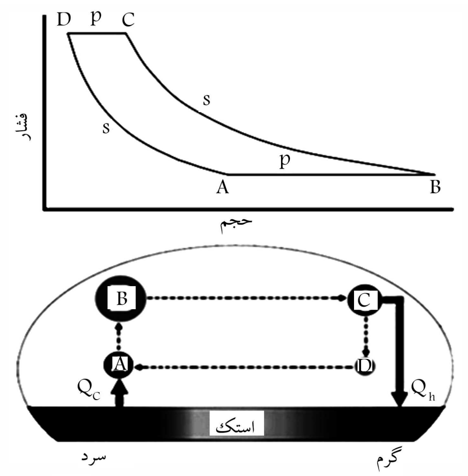
شکل ۱. نمای شماتیک سردساز ترموآکوستیکی.

به انرژی گرمایی در سیستم را فراهم می‌کند. این عضو به اشکال گوناگون از قبیل صفحه‌یی، پینی، لانه‌زنبوری و... طراحی و ساخته می‌شود.[۳] به‌دلیل اهمیت استک در این تجهیزات، از آن به‌عنوان قلب سیستم ترموآکوستیک نام می‌برند. استک صفحه‌یی (ساخته‌شده از صفحات موازی) ساده‌ترین نوع استک به‌لحاظ ساختار، و پرکاربردترین نوع استک است. در شکل ۱ استک به‌صورت صفحات موازیِ روی هم چیده‌شده، نشان داده شده است.

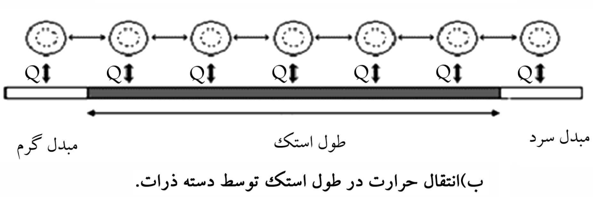
مبدل‌های حرارتی عهده‌دار نقش انتقال حرارت بین سیستم ترموآکوستیک و منابع حرارتی سرد و گرم هستند. آن قسمت از مبدل‌های حرارتی را که داخل لوله رزوناتور و در تماس با سیال کاری قرار می‌گیرد می‌توان به اشکال گوناگون ساخت: مانند استک شامل صفحه‌های موازی یا به‌شکل لوله‌های پره‌دار و غیره. سمت دیگر مبدل‌های حرارتی نیز با منبع گرم یا سرد در تماس است و نقش انتقال حرارت با این منابع را بازی می‌کند. به این ترتیب سیال کاری در مبدل گرم، به منبع گرم گرما می‌دهد و در مبدل سرد از منبع سرد گرما می‌گیرد. در شکل ۱ فلش‌های Q_h و Q_c جهت شار حرارتی متوسط زمانی را در مبدل‌های حرارتی نشان می‌دهند.

راه‌انداز، یکی دیگر از اجزاء اساسی پمپ حرارتی ترموآکوستیکی است که با ایجاد نوسان در میدان گازی، انرژی آکوستیکی مورد نیاز سیستم را فراهم می‌کند.

ذره‌ی سیالی را که درون استک در کنار یک دیواره از سمت راست به سمت چپ حرکت می‌کند (مطابق شکل ۲الف)، در نظر بگیرید. این ذره حین حرکت به‌طور آیزنتروپیک فشرده شده و دمای آن افزایش می‌یابد تا حدی که دمای آن از دیواره‌ی سمت چپ بیشتر می‌شود. بنابر این حجم ذره با دادن مقداری حرارت به دیواره کاهش می‌یابد. پس از آن، ذره‌ی سیال کنار دیواره از سمت چپ به سمت راست حرکت کرده و حین حرکت به طور آیزنتروپیک منبسط می‌شود و دمای آن کاهش می‌یابد، تا حدی که دمای آن از دیواره سمت راست نیز کم‌تر می‌شود. لذا ذره برای رسیدن به تعادل دمایی با دیواره‌ی سمت راست مقداری حرارت از دیواره می‌گیرد و درنتیجه حجم‌اش افزایش می‌یابد. از آنجا که در این چرخه کار



الف) سازوکار انتقال حرارت توسط یک ذره در دورن استک؛



ب)انتقال حرارت در طول استک توسط دسته ذرات.

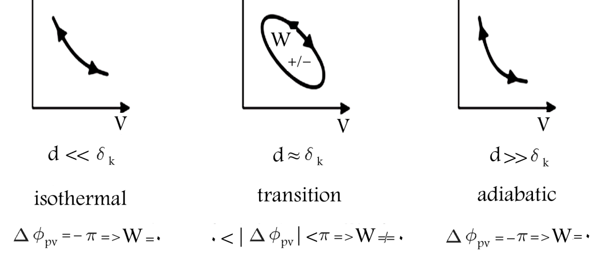
شکل ۲. انتقال حرارت در درون استک.

آکوستیکی مصرف می‌شود تا انتقال حرارت از منبع سرد به منبع گرم صورت گیرد، آن را چرخه‌ی سردساز (پمپ حرارتی) می‌نامند. سازوکار انتقال حرارت نشان داده شده در شکل ۲الف به‌صورت مقطعی توسط ذره‌یی از سیال در فاصله کوچک جابه‌جایی ذره انجام می‌گیرد. از آنجا که همواره طول صفحه بزرگ‌تر از جابه‌جایی ذره‌ی گاز است، بنابراین انتقال حرارت از یک طرف صفحه به طرف دیگر صفحه مطابق شکل ۲ب توسط دسته‌یی از ذرات در طول صفحه انجام می‌گیرد. هر ذره حول مکان نوسان خود موجب اختلاف دما روی صفحه می‌شود؛ این سازوکار آن‌قدر توسط ذرات سیال در طول استک، اصطلاحاً به‌صورت دست به دست، انجام می‌شود تا گرادیان دمای مورد نظر در استک ایجاد شود. چرخه‌ی موتور حرارتی ترموآکوستیک معکوس سردساز است و در چرخه‌ی موتور، با گرفتن حرارت نهایتاً کار آکوستیکی تولید می‌شود.

در فرایند نوسان، ذره‌یی که از دیواره‌ی تیوب دور است دچار تراکم و انبساط آدیاباتیک می‌شود، اما در کنار دیواره تبادل حرارت انجام می‌شود. این اختلاف فاز که به‌دلیل سطح حرارتی ناقص بین گاز و دیواره اتفاق می‌افتد، عامل انتقال حرارت یا تقویت موج آکوستیک در ترموآکوستیک است.[۲۵] مطابق شکل ۳، به‌علت زمان محدود در هر چرخه، برای انتقال حرارت ذره‌ی سیال به صفحه‌ی فلزی، تنها ذرات نزدیک به دیواره در فرایند انتقال حرارت شرکت می‌کنند. در شکل ۳، d فاصله‌ی ذرات سیال از صفحات استک، و δ_k عمق نفوذ حرارتی (که در بخش بعد تعریف خواهد شد) است. موثرترین پمپاژ حرارت به‌وسیله‌ی ذراتی انجام می‌شود که فاصله‌شان از هم تقریباً معادل عمق نفوذ حرارتی است. بنابراین بهترین فاصله‌ی دو صفحه‌ی جامد حدوداً دو تا سه برابر عمق نفوذ حرارتی است. از این رو عمق نفوذ لزج و حرارتی دو پارامتر تعیین‌کننده‌ی عملکرد وسایل ترموآکوستیکی هستند.

۳. الگوریتم طراحی پمپ حرارتی ترموآکوستیک

روش مورد استفاده در این طراحی مبتنی بر معادلات ترموآکوستیک خطی رات[۲و۳] است. از معادله‌ی خطی موج آکوستیک، پیش‌تر در طراحی یک سیستم ترموآکوستیک توسط افرادی مانند هافلر،[۲۶] تیجانی،[۲۰و۲۱] بابایی[۲۲] و... مورد استفاده قرار گرفته است. جهت طراحی یک سیستم ترموآکوستیک، در ابتدا با توجه به اهداف طراحی، معادلات خطی ترموآکوستیک برای تک‌تک اجزاء سیستم نوشته می‌شود. این معادلات شامل معادلات موج فشار، سرعت و دمای نوسانی بوده و چگونگی تغییرات پارامترهای فوق را در طول هر بخش از سیستم بیان می‌کند. در مرحله‌ی بعد جهت پیوستگی موج در طول کل سیستم، مقدار امپدانس آکوستیکی هر بخش محاسبه شده و بین هر دو جزء متصل به هم، با استفاده از انطباق امپدانس‌ها[۶] ابعاد هر بخش



شکل ۳. رفتار ذرات گاز در فواصل مختلف از صفحه جامد.

مشخص می‌شود. در مرحله‌ی آخر به‌منظور دست‌یابی به بالاترین بازدهی، ابعاد سیستم بهینه می‌شود. هدف از طراحی بهینه یک سیستم ترموآکوستیکی، تعیین ابعاد هر بخش و شرایط کاری سیستم با استفاده از این معادلات است به‌نحوی که بالاترین بازدهی برای قیود خاص حاصل شود. این فرایند اساس تمامی روش‌های طراحی است ولی جزئیات در روش‌های مختلف، متفاوت است. چنان که بیان شد، مهم‌ترین بخش پمپ حرارتی ترموآکوستیک، استک است. به‌دلیل حساسیت و پیچیدگی این بخش، همواره طراحی سیستم ترموآکوستیکی از این نقطه آغاز می‌شود.

در نظریه‌ی ترموآکوستیک رات فرض می‌شود کمیت‌های نوسانی در حالت خطی به‌صورت ترکیبی از یک مقدار متوسط و یک مقدار نوسانی نوشته می‌شود. همچنین جزء نوسانی به‌صورت یک جزء ساده‌ی هارمونیک در یک بسامد ثابت فرض می‌شود. مقادیر این کمیت‌ها در معادله‌ی ۱ نشان داده شده است.[۳]

$$P = P_m + \mathrm{Re}[P_1 e^{i\omega t}]$$
$$u = \mathrm{Re}[u_1 e^{i\omega t}] \qquad (۱)$$

آنچه که غالبا در اشکال به‌عنوان نمودار توزیع سرعت یا فشار نشان داده می‌شود در حقیقت توزیع بخش حقیقی دامنه‌ی فشار و سرعت است، نه مقدار لحظه‌یی آن‌ها. معادله‌ی ۲ نشان‌گر معادله‌ی موج در حالت ترموآکوستیک خطی است.[۳] این معادله ترکیبی از معادلات پایستگی، اندازه حرکت و انرژی است. به‌منظور به دست آوردن مقادیر نوسانی پارامترهای سرعت، فشار و دما این معادلات باید به‌صورت همزمان در استک حل شوند.

$$\left(1 + \frac{\gamma - 1}{1 + \varepsilon_s} f_k\right) P_1 + \frac{\rho_m a^2}{A\omega^2} \frac{d}{dx} \left[\frac{A\,(1 - f_v)}{\rho_m} \frac{dP_1}{dx}\right]$$
$$-\beta \frac{a^2}{\omega^2} \frac{(f_k - f_v)}{(1 - \sigma)\,(1 + \varepsilon_s)} \frac{dT_m}{dx} \frac{dP_1}{dx} = 0 \qquad (۲)$$

در این معادله δ_k مقدار عمق نفوذ حرارتی، و δ_v مقدار عمق لزجی است و مقدارشان از معادلات ۳ و ۴ محاسبه می‌شود. این پارامترها معیاری از نفوذ لایه‌ی مرزی حرارتی و لزج مرز جامد در سیال، در مقیاس زمانی یک نوسان هستند:

$$\delta_k = \sqrt{\frac{k}{\pi f \rho c_p}} = \sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}} \qquad (۳)$$

$$\delta_v = \sqrt{\frac{\mu}{\pi f \rho}} = \sqrt{\frac{2v}{\omega}} \qquad (۴)$$

همچنین f_k و f_v حرارتی و لزج هستند که مقدارشان برحسب شکل منافذ استک (محیط متخلخل) و به‌صورت تابعی از عمق نفوذ حرارتی و لزج تعیین می‌شود.[۳] برای به دست آوردن معادلات حاکم ترموآکوستیک در سایر اجزای سیستم از فرم ساده‌شده معادله ۲ استفاده می‌شود. برای مثال در اجزای فاقد گرادیان دما مانند رزوناتور یا مبدل حرارتی، جمله‌ی شامل گرادیان دما از معادله‌ی ۲ حذف شده و معادله ساده می‌شود. معادلات ترموآکوستیکی در حالت خطی برای تمامی اجزاء پمپ حرارتی ترموآکوستیک در مرجع توضیح داده شده است.[۲]

فرایند طراحی یک سیستم ترموآکوستیک بسیار پیچیده است. پارامترهای بسیاری در فرایند طراحی یک پمپ حرارتی ترموآکوستیک دخیل‌اند؛ برخی از این پارامترها در یک دسته‌بندی کلی عبارت‌اند از: پارامترهای مربوط به سیال کاری، پارامترهای عملکردی سیستم و نهایتاً پارامترهای مرتبط با هندسه و جنس استک. برای ساده‌سازی

جدول ۱. پارامترهای مربوط به سیال کاری.

سرعت صوت
چگالی
ظرفیت گرمایی ویژه
ضریب هدایت حرارتی
ضریب لزجت
نسبت گرماهای ویژه

جدول ۲. پارامترهای مربوط به عملکرد.

بسامد
دامنه نوسانات فشار
فشار متوسط
دمای متوسط
گرادیان دما
بار حرارتی

جدول ۳. پارامترهای مربوط به استک.

چگالی
ظرفیت گرمایی
ضریب هدایت حرارتی
طول استک
مکان استک
فاصله صفحات
ضخامت صفحات
سطح مقطع

محاسبات و کاهش پارامترهای مربوط به طراحی، این پارامترها بی‌بعد می‌شوند و سپس برای طراحی مورد استفاده قرار می‌گیرند. مهم‌ترین این پارامترها در جداول ۱ تا ۳ ذکر شده است.

با استفاده از بی‌بعدسازی، پارامترهای بی‌بعد مربوط به گاز از روابط ۵ و ۶ محاسبه می‌شوند:

$$\sigma = \left(\frac{\delta_v}{\delta_k}\right)^2 \tag{۵}$$

$$\delta_{kn} = \frac{\delta_k}{y_0} \tag{۶}$$

پارامترهای بی‌بعد مربوط به عملکرد سیستم از روابط ۷ تا ۱۱ محاسبه می‌شوند:

$$DR = \frac{P_1}{P_m} \tag{۷}$$

$$Q_{cn} = \frac{Q_c}{P_m a A} \tag{۸}$$

$$Q_{hn} = \frac{Q_h}{P_m a A} \tag{۹}$$

$$W_n = \frac{W}{P_m a A} \tag{۱۰}$$

$$\Delta T_{mn} = \frac{\Delta T_m}{T_m} \tag{۱۱}$$

پارامترهای مربوط به استک نیز در جدول ۳ نشان داده شده است. در معادلات ۱۲ تا ۱۴ پارامترهای بی‌بعد استک محاسبه شده است:

$$L_{sn} = kL_s \tag{۱۲}$$

$$X_{sn} = kX_s \tag{۱۳}$$

$$B = \frac{y_0}{y_0 + 1} \tag{۱۴}$$

برای ساده‌سازی طراحی از تقریب استک کوتاه و تقریب لایه مرزی استفاده می‌شود. یادآور می‌شود در طراحی میزان اختلاف دمای بی‌بعد باید کم‌تر از ۱ باشد.[۲۰] گام نخست در فرایند طراحی، مشخص‌کردن اهداف طراحی و قیود موجود است. این اطلاعات عبارت‌اند از: دمای اولیه‌ی سیال، اختلاف دمای مورد نظر، و توان حرارتی مورد نظر. در گام بعدی انتخاب سیال کاری سیستم صورت می‌گیرد که طی آن، خط‌مشی طراحی و نوع تکنولوژی سیستم تعیین می‌شود. برای این منظور، انتخاب گاز با عدد پراندل کوچک‌تر از ۱ ضرورت می‌یابد. این موضوع سبب می‌شود تا عمل انتقال حرارت با سرعت و کیفیت بهتری انجام شود. علاوه بر موارد فوق، باید دانست که پارامترهای عملکردی مستقیماً بر بازدهی، ابعاد و تکنولوژی ساخت سیستم تأثیر دارد. این پارامترها عبارت‌اند از: بسامد راه‌انداز، نسبت راه‌انداز و فشار متوسط سیال.

پس از انتخاب موارد یادشده، طراحی استک در چهار مرحله انجام می‌گیرد: انتخاب جنس، نوع هندسه، نسبت انسداد[۷] و ابعاد استک. جنس استک باید به گونه‌یی انتخاب شود که هدایت حرارتی آن کم و ظرفیت حرارتی‌اش زیاد باشد. ظرفیت حرارتی زیاد ایجاد گرادیان دما را در طول استک امکان‌پذیر می‌سازد. هدایت حرارتی کم نیز باممانعت از شارش گرما در طول استک موجب می‌شود تا گرادیان دمایی تولیدشده در استک حفظ شود. بررسی‌ها نشان داده که استک دارای هندسه‌ی پینی بالاترین کارایی را دارد، اما با توجه به مشکلات ساخت این نوع استک، در طراحی‌های معمول از استک صفحه‌یی استفاده می‌شود. این استک بعد از استک پینی دارای بالاترین کارایی است و ساخت ساده‌یی دارد.[۳] بالابودن نسبت انسداد موجب افزایش سطح تماس گاز و دیواره استک، و درنتیجه افزایش کارایی سیستم می‌شود. البته باید توجه داشت که فشردگی صفحات استک نباید چنان باشد که موجب تخریب جریان نوسان سیال شود. در مرحله‌ی بعد با استفاده از پارامترهای بی‌بعد تعریف شده در جدول ۳ ابعاد استک مشخص می‌شود. به‌منظور به دست آوردن ابعاد استک ــ شامل طول، مکان و سطح مقطع ــ ضریب عملکرد استک در شرایط مختلف محاسبه شده و با توجه به ضریب عملکرد بهینه ابعاد استک مشخص می‌شود. برای به دست آوردن ضریب عملکرد از مقادیر توان آکوستیکی و بار حرارتی استفاده می‌شود. در این روش با بهره‌گیری از مقادیر توان آکوستیک بی‌بعد، بار سرمایشی بی‌بعد و همچنین بار گرمایی بی‌بعد، مقدار ضریب عملکرد سیستم به دست می‌آید. این محاسبات توسط معادلات ۱۵ تا ۱۹ صورت می‌گیرد:

$$\Gamma = \frac{\nabla T_m}{\nabla T_c} = \frac{\Delta T_{mn} \tan(x_n)}{(\gamma - 1)\, B L_{sn}} \tag{۱۵}$$

$$\Lambda = 1 - \sqrt{\sigma}\delta_{kn} + \frac{1}{2}\sigma\delta_{kn}^2 \tag{۱۶}$$

$$Q_{cn} = -\frac{\delta_{kn} D^2 \sin(2x_n)}{8\gamma(1+\sigma)\Lambda}$$

$$qquad \times \left[\left(\Gamma \frac{1+\sqrt{\sigma}+\sigma}{1+\sqrt{\sigma}}\right) - \left(1 - \sqrt{\sigma}\delta_{kn} + \sqrt{\sigma}\right)\right] \tag{۱۷}$$

$$W_{sn} = -\frac{\delta_{kn} D^2 L_{sn}}{4\gamma}\left[(\gamma - 1)\, B \cos^2(x_n)\right]$$

$$\times \left(\frac{\Gamma}{\Lambda\left(1+\sqrt{\sigma}\right)} - 1\right) + \frac{\sqrt{\sigma}\sin^{2}\left(x_n\right)}{B\Lambda} \qquad (18)$$

$$COP = \frac{Q_{hn}}{W_{sn}} = \frac{Q_{cn}}{W_{sn}} + 1 \qquad (19)$$

اگر استک در فاصله‌ی دور از راه‌انداز قرار بگیرد، توان آکوستیک بسیار کمی برای آن فراهم می‌شود و ضریب عملکرد سیستم کاهش می‌یابد. از طرف دیگر نزدیکی بیش از حد استک به راه‌انداز باعث نزدیکی آن به نقطه گره سرعت می‌شود؛ در این حالت سرعت نوسانی ذرات کاهش می‌یابد. کاهش سرعت نوسانی ذرات موجب کاهش ضریب عملکرد سیستم، و نهایتاً از کارافتادگی سیستم در عمل می‌شود.

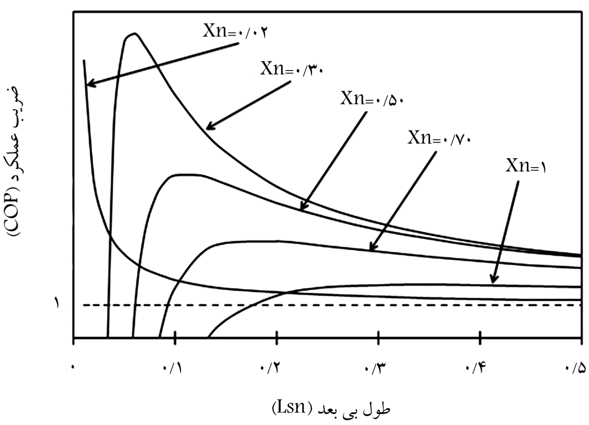
در شکل ۴ نمونه‌یی از نمودار ضریب عملکرد برمبنای طول و مکان بی‌بعد نشان داده شده است. مبدأ این نمودار سطح انتهایی راه‌انداز است. در این شکل مشاهده می‌شود که هرقدر طول استک افزایش یابد، بیشینه ضریب عملکرد نیز کاهش می‌یابد. هنگامی که مقدار منحنی ضریب عملکرد بیشینه است، افزایش طول استک موجب افزایش توان آکوستیک مصرفی استک می‌شود زیرا بیشترین گرادیان دمای ممکن در استک ایجاد شده و استک دیگر قابلیت افزایش بار گرمایی را ندارد. از طرف دیگر کاهش طول استک از دست‌یابی آن به حداکثر گرادیان دمایی جلوگیری می‌کند؛ از همین رو ضریب عملکرد کاهش می‌یابد.

با انتخاب مقادیر طول و مکان بی‌بعد استک، مقدار ضریب عملکرد برای استک به دست می‌آید. در مرحله‌ی بعد با استفاده از مقدار بار حرارتی بی‌بعد و رابطه‌ی ۹ سطح مقطع استک و در حقیقت سطح مقطع لوله رزوناتور محاسبه می‌شود.

پس از استک، طراحی مبدل‌های حرارتی انجام می‌شود. مبدل‌های حرارتی وظیفه‌ی انتقال گرما به/از سیال کاری را برعهده دارند. استک و مبدل‌ها نه‌تنها باید بیشترین تماس در سطح حرارتی را داشته باشند، بلکه باید موجب کمینه افت فشار در سیستم شوند. از همین رو در طراحی اولیه نسبت انسداد استک و مبدل‌ها معمولاً یکسان در نظر گرفته می‌شود. برای محاسبه‌ی دامنه‌ی جابه‌جایی ذرات از معادله‌ی ساده‌شده‌ی موج فشار و سرعت استفاده می‌شود. این معادلات عبارت‌اند از:

$$u_1 = \frac{P_{1,0}}{\rho_m a}\sin\left(kx\right) \qquad (20)$$

$$P_1 = P_{1,0}\cos\left(kx\right) \qquad (21)$$



شکل ۴. نمونه‌یی از نمودار ضریب عملکرد برمبنای طول و مکان بی‌بعد.

درنتیجه دامنه‌ی جابه‌جایی ذرات سیال برابر است با:

$$\frac{1}{2}L_{CHX} = \frac{u}{\omega} = \frac{P_{1,0}}{\omega\rho_m a}\sin\left(kx\right) = \frac{D}{\gamma k}\sin\left(kx_{CHX}\right) \qquad (22)$$

نهایتاً طول مبدل حرارتی سرد برابر L_{CHX} انتخاب می‌شود. از آنجا که مقدار حرارت انتقال‌یافته از مبدل گرم بیشتر از مبدل سرد است، طول مبدل گرم برابر $2L_{CHX}$ در نظر گرفته می‌شود.

تیوب می‌باید تاحد امکان سبک، مقاوم و کوچک باشد. سطح مقطع لوله رزوناتور به‌اندازه سطح مقطع استک است. طول لوله رزوناتور در حالت نظری اندازه نصف طول موج راه‌اندازی سیستم است. از آنجا که مقدار بسیار زیادی از توان آکوستیک در سیستم توسط لوله رزوناتور مصرف می‌شود، با طراحی بهینه لوله رزوناتور می‌توان از اتلافات آکوستیک کاست و بازده را افزایش داد. توان آکوستیک مستهلک شده توسط لوله رزوناتور با سطح جانبی لوله متناسب است؛ لذا کاهش سطح جانبی لوله رزوناتور می‌تواند نقش به‌سزایی در کاهش توان آکوستیک مصرفی سیستم داشته باشد. از این رو معمولاً رزوناتور به‌صورت دوتکه (شکل ۵) طراحی می‌شود. سطح مقطع داکت بزرگ به‌اندازه‌ی سطح استک است. اگر داکت بزرگ با اندیس ۱ و داکت کوچک با اندیس ۲ نشان داده شود:

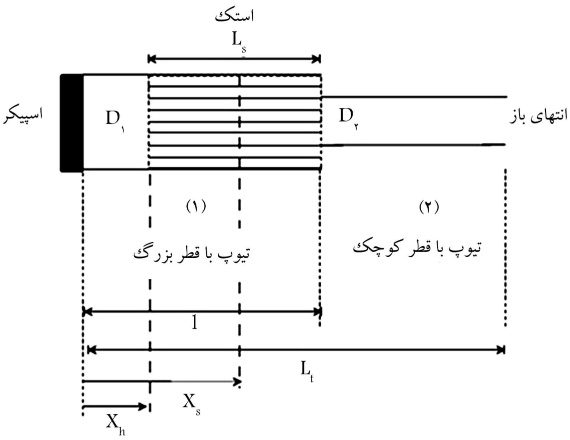
$$L_1 = x_s + \frac{1}{2}L_s \qquad (23)$$

$$L_2 = \frac{1}{k}\tan^{-1}\left(\frac{\left(D_2/D_1\right)^2}{\tan\left(kL_1\right)}\right) \qquad (24)$$

برای محاسبه‌ی توان آکوستیک مصرفی هریک از قسمت‌های لوله رزوناتور و رسیدن به کم‌ترین مقدار اتلافات توان آکوستیکی از معادله‌ی ۲۵ استفاده می‌شود.[۲۰]

$$\frac{dW}{dA} = \frac{1}{4}\rho_m\left|u_1\right|^2\delta_v\omega + \frac{1}{4}\frac{\left|P_1\right|^2}{\rho_m a^2}\left(\gamma-1\right)\delta_k\omega \qquad (25)$$

این معادله نرخ تلفات آکوستیک به سطح داخلی لوله‌ی رزوناتور را نشان می‌دهد. بخش اول این معادله نشان‌گر تلفات لزج و بخش دوم آن نشان‌گر تلفات حرارتی لوله‌ی رزوناتور است. با بازنویسی معادله‌ی ۲۵ برای این دو داکت، مقدار توان مصرفی بی‌بعد از معادلات ۲۶ و ۲۷ به دست می‌آید:



شکل ۵. رزوناتور دوتکه برای کاهش اتلافات.

$$W_{1N} = \left(\frac{\gamma - 1}{\sqrt{\sigma}} + 1\right)(kL_1) + \left[\frac{1}{2}\left(\frac{\gamma - 1}{\sqrt{\sigma}} - 1\right)\sin(2kL_1)\right] \quad (26)$$

$$W_{2N} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)\left(\frac{P_{1,2}}{P_{1,1}}\right)^2\left(1 + \frac{\gamma - 1}{\sqrt{\sigma}}\right)(kL_2) + \frac{1}{2}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)\left(\frac{P_{1,2}}{P_{1,1}}\right)^2\left(1 - \frac{\gamma - 1}{\sqrt{\sigma}}\right) \times \left[\sin(2kL_1) - \sin(2k(L_2 + L_1))\right] \quad (27)$$

اگر دو داکت بزرگ و کوچک بدون واسطه به یکدیگر متصل شوند، هنگام انتقال نوسانات سیال از داکت بزرگ به داکت کوچک و به‌عکس، جریان سیال دچار اغتشاش شده و گردابه در محل تغییر سطح مقطع تشکیل می‌شود. برای اتصال دو داکت و همچنین عدم ایجاد اغتشاش در جریان نوسانات سیال، از لوله‌یی با مقطع مخروطی بین لوله‌های با مقطع بزرگ و کوچک استفاده می‌شود. بررسی‌ها نشان داده است که حد بهینه‌ی شیب مخروط ۳۰ درجه است.[۲۰] طول مبدل مخروطی از معادله‌ی ۲۸ محاسبه می‌شود:

$$L_c = \frac{(D_1 - D_2)/2}{\tan(30^\circ)} = D_1\left[\left(\frac{1}{2 \times \tan(30^\circ)}\right)\left(1 - \frac{D_2}{D_1}\right)\right] \quad (28)$$

از آنجا که طول داکت مخروطی بسیار کوچک است از محاسبه‌ی اتلافات آکوستیک آن صرف نظر می‌شود.

آخرین مرحله‌ی طراحی، طراحی حجم انتهای رزوناتور با نام حجم بافر است. حجم بافر، همانند یک دمپر برای سیستم عمل کرده و علاوه بر ابزاری برای انطباق امپدانس در سیستم نوسانات سیستم را میرا می‌کند. لازم به ذکر است که هرچه حجم بافر بیشتر باشد عملکرد موج ایستا مشابهت بیشتری با عملکرد موج رونده دارد و بازدهی سیستم بیشتر خواهد بود؛ اما تجربه نشان داده که حجمی حدوداً ۲٫۵ برابر حجم کل تیوب رزوناتور برای حجم بافر کافی خواهد بود. سرعت موج آکوستیک در انتهای داکت بیشینه است و هنگام ورود به حجم بافر یک‌باره دچار کاهش سرعت می‌شود. در این نوشتار حجم بافر به شکل یک مخروط طراحی می‌شود. محاسبات نشان می‌دهد که اگر محفظه‌ی بافر با شیب ۹ درجه افزایش یابد اتلافات آکوستیک حجم بافر کمینه می‌شود.[۲۰و۲۱] با بازنویسی معادله‌ی ۲۵ برای حجم بافر، مقدار توان اتلافی چنین به دست می‌آید:

$$W_{bN} = \sqrt[3]{36\pi V_B^2}\,\frac{\gamma - 1}{\sqrt{\sigma}}\left(\frac{2k}{\pi D_1}\right) \times \left(\frac{P_{1,2}}{P_{1,1}}\right)^2 \cos^1(k(L_2 + L_1)) \quad (29)$$

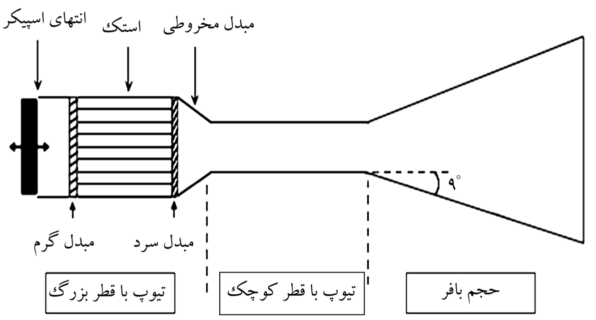
که در آن $W_N = W/N$، و مقدار N از رابطه‌ی ۳۰ به دست می‌آید.

$$N = \frac{\pi}{8}\left(\frac{D_1 \delta_v a P_{1,1}^2}{\gamma P_m}\right) \quad (30)$$

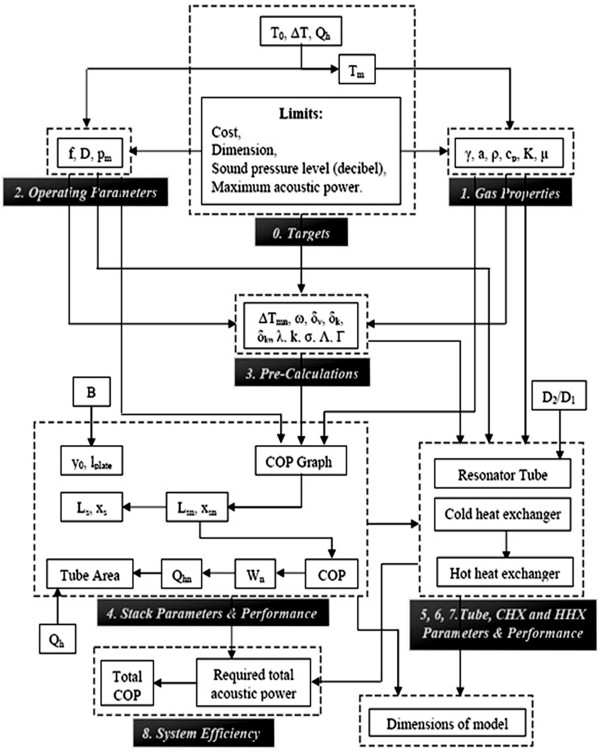
$$\frac{P_{1,2}}{P_{1,1}} = \frac{\cos(kL_1)}{\sin(kL_2)} \quad (31)$$

در شکل ۶ شمایی از یک پمپ حرارتی و اجزایی که طراحی آنها توضیح داده شد، نشان داده شده است.

در این مرحله طراحی اولیه‌ی سردساز به پایان می‌رسد. الگوریتم کامل طراحی پمپ حرارتی ترموآکوستیک در شکل ۷ نشان داده شده است.



شکل ۶. مدل شمایی تیوب رزوناتور.



شکل ۷. الگوریتم طراحی بهینه‌ی پمپ حرارتی ترموآکوستیکی.

۴. نتایج طراحی

چنان که توضیح داده شد نخستین گام در طراحی، تعیین نیازهای طراحی و قیود اعمال شده در مسئله است. این مقادیر در جدول ۴ ارائه شده است.

پارامترهای عملکردی مستقیماً بر بازدهی، ابعاد و تکنولوژی ساخت سیستم تأثیرگذار است. این پارامترها عبارت‌اند از: بسامد راه‌انداز، نسبت راه‌انداز و فشار متوسط سیال. مقادیر این پارامترها با توجه به طراحی‌های موجود در دنیا و تجربه‌ی طراح انتخاب می‌شود. مقادیر این پارامترها در جدول ۵ آورده شده است.

از آنجا که این طراحی در مقیاس آزمایشگاهی است و ارزان بودن از اهداف آن است، از هوا به‌عنوان سیال کاری استفاده می‌شود.

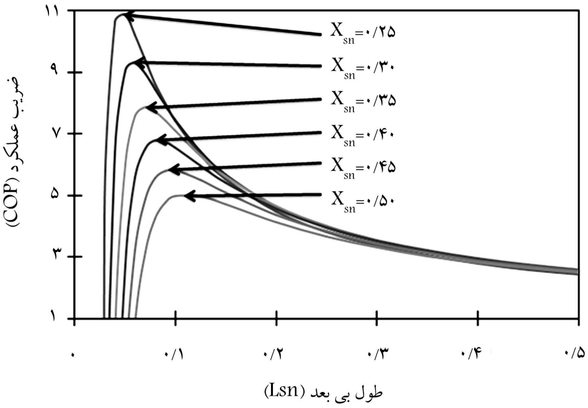
برای بیشینه‌سازی سطح تماس بین سیال و صفحات استک، و نیز کمینه‌سازی افت فشار در سیستم، طبق تجربه‌ی طراح نسبت انسداد ۰٫۸ برای استک انتخاب می‌شود. با توجه به اطلاعات فوق، نمودار ضریب عملکرد استک که در شکل ۸

جدول ۴. اهداف طراحی.

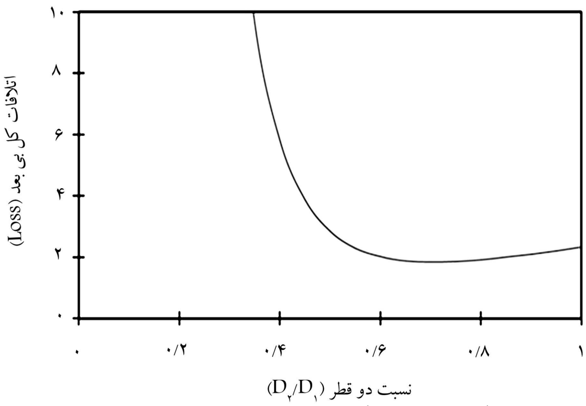
$T_\circ$ (K)	۳۰۰
ΔT_m (K)	۱۰
Q_h (W)	۵٫۰
T_m (K)	۳۰۵

جدول ۵. پارامترهای عملکردی.

f (Hz)	۲۵۰
P_m (Pa)	۲۰۰٬۰۰۰
$DR = P_{1,\circ}/P_m$	۰٫۰۲



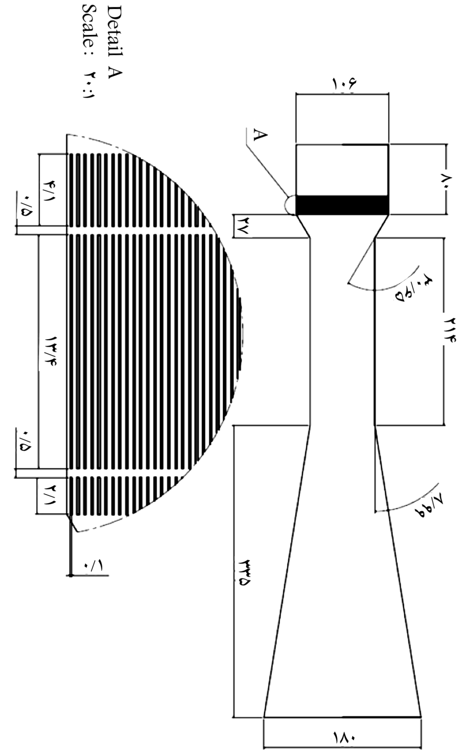
شکل ۸. نمودار ضریب عملکرد برمبنای طول و مکان بی‌بعد.



شکل ۹. اتلافات کل بی‌بعد برحسب مقدار D_2/D_1.

نشان داده شده است، به دست می‌آید. با توجه به این نمودار مقادیر طول و مکان بی‌بعد استک به‌ترتیب ۰٫۰۶ و ۰٫۳ انتخاب شده و جنس استک از پلی‌استر انتخاب می‌شود.

در شکل ۹ اتلافات کل بی‌بعد برحسب نسبت قطرهای لوله رزوناتور نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که کم‌ترین اتلافات زمانی اتفاق می‌افتد که این نسبت حدود ۰٫۷ باشد. روش طراحی مذکور با توجه به مفروضات مورد نظر و الگوریتم تشریح‌شده منتج به طراحی یک پمپ حرارتی ترموآکوستیک می‌شود (شکل ۱۰).



شکل ۱۰. طراحی نهایی پمپ حرارتی ترموآکوستیکی.

۵. اعتبار سنجی الگوریتم بهبود یافته

برای بررسی صحت طراحی انجام‌شده، ابتدا مدل توسط نرم‌افزار ΔE شبیه‌سازی و تحلیل خواهد شد. نرم‌افزار ΔE یک برنامه‌ی تخصصی است که در آزمایشگاه لوس‌آلاموس برای بررسی عملکرد سیستم‌های ترموآکوستیک طراحی شده است. سیستم‌های ترموآکوستیک در نرم‌افزار ΔE به‌صورت ترکیبی از محیط آکوستیک، مبدل حرارتی، استک، مولد، و امپدانس مدل می‌شوند. این نرم‌افزار انتشار امواج اکوستیکی را در طول سیستم ترموآکوستیک با انتگرال‌گیری از معادلات اصلی پایستگی، اندازه حرکت، و انرژی مدل می‌کند. در این نرم‌افزار برای هریک از این بخش‌ها معادلات یک‌بعدی موج حل می‌شوند و از این طریق فشار، سرعت، و دما در راستای هر بخش محاسبه می‌شود. در جدول ۶ مقادیر محاسبه شده از الگوریتم طراحی با مقادیر حاصل از نرم‌افزار ΔE نشان داده شده است.

جدول ۶. مقایسه‌ی نتایج محاسبات و نرم‌افزار ΔE.

پارامترها	محاسبات	ΔE
فشار متوسط (kPa)	۲۰۰	۲۰۰
نسبت راه‌انداز (٪)	۲	۲
بیامد (Hz)	۲۵۰	۲۰۴٫۷۹
دمای اولیه (K)	۳۰۰	۳۰۰
اختلاف دما (K)	۱۰	۱۰٫۳۶
بار حرارتی (W)	۵٫۰	۳٫۴۶
توان آکوستیکی (W)	۱٫۰۵	۰٫۹۳
ضریب عملکرد استک	۹٫۳۲	۸٫۷۵
ضریب عملکرد کل	۴٫۷۷	۳٫۷۲

مشاهده می‌شود که مقادیر محاسبه‌شده با خروجی نتایج نرم‌افزار اختلاف ناچیزی دارند؛ این امر نشان از صحت الگوریتم بهبودیافته دارد.

۶. بررسی پارامتریک اجزاء پمپ حرارتی ترموآکوستیک

پمپ حرارتی ترموآکوستیک مانند هر سیستم دیگری اجزاء گوناگونی دارد. تغییر در هر جزء بر عملکرد سیستم تأثیر می‌گذارد. شناخت چگونگی تأثیر این اجزاء بر عملکرد سیستم طراح را در طراحی بهینه، شناخت محدوده‌ی کاری، تغییر نقطه کاری و... یاری می‌کند.

در این بررسی اجزاء سیستم به سه بخش پارامترهای نرم‌افزاری، سخت‌افزاری و عملکردی تقسیم می‌شوند. پارامترهای سخت‌افزاری به پارامترهای هندسی سیستم اطلاق می‌شود که پس از طراحی قابل تغییر نیست. پارامترهای نرم‌افزاری به پارامترهای غیر هندسی مانند پارامترهای مربوط به راه‌انداز، سیال کاری و... اطلاق می‌شود. طراح در فرایند بهینه‌سازی سیستم یا به‌هنگام تغییر شرایط کاری برای رسیدن به بیشترین کارایی می‌تواند این پارامترها را تغییر دهد. پارامترهای عملکردی به پارامترهایی اطلاق می‌شود که نشان‌دهنده‌ی میزان کارایی سیستم است. تغییر متغیرهای نرم‌افزاری در فرایند بهینه‌سازی بر پارامترهای عملکردی اثرگذار است. دسته‌بندی اجزاء تشکیل‌دهنده‌ی سیستم ترموآکوستیک در جدول ۷ نشان داده شده است.

در این بخش تأثیرات ناشی از تغییر پارامترهای سخت‌افزاری و پارامترهای نرم‌افزاری بررسی می‌شود. در هر بررسی تغییرات پارامترهای ضریب عملکرد، بار حرارتی، گرادیان دما، بسامد و کار آکوستیکی به‌عنوان متغیرهای وابسته بررسی می‌شود. بدین‌منظور، برای مقایسه‌ی یکسان بین تغییرات اعمال‌شده و نتیجه‌ی حاصله، تمامی پارامترهای ورودی و خروجی در نمودار به‌صورت درصدی از مقادیر مرجع بیان می‌شود. با این روش حساسیت پارامترهای خروجی نسبت به پارامترهای ورودی به‌خوبی مشخص می‌شود. در جدول ۸ مقادیر پارامترهای مرجع آورده شده است.

۱.۶. پارامترهای سخت‌افزاری

۱.۱.۶. طول داکت بزرگ (مکان استک)

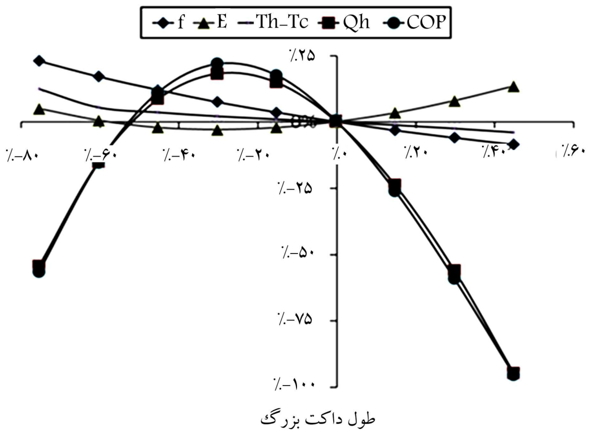
در شکل ۱۱ تغییرات پارامترهای مختلف برحسب طول داکت بزرگ نشان داده شده است. استفاده از داکت با طول بلند موجب دورشدن استک از راه‌انداز می‌شود و

جدول ۷. دسته‌بندی پارامترهای پمپ حرارتی ترموآکوستیک.

سخت‌افزاری	نرم‌افزاری	عملکردی
سطح مقطع داکت بزرگ	فشار متوسط	اختلاف دما
طول داکت بزرگ	نسبت راه‌انداز	ضریب عملکرد
طول مبدل گرم	سیال کاری	بار حرارتی
طول استک	بسامد	
مکان استک	دمای اولیه	
نسبت انسداد		
طول مبدل سرد		
طول مبدل مخروطی		
نسبت دو قطر		
طول داکت کوچک		
حجم بافر		

جدول ۸. مقادیر پارامترهای مورد استفاده در نرم‌افزار.

سخت‌افزاری	سطح مقطع داکت بزرگ (cm^2)	۸۸
	طول داکت بزرگ (cm)	۸٫۰
	طول مبدل گرم (mm)	۴٫۱
	طول استک (mm)	۱۳٫۴
	مکان استک (cm)	۷٫۱
	نسبت انسداد (٪)	۷۸
	طول مبدل سرد (mm)	۲٫۱
	طول مبدل مخروطی (cm)	۲٫۷
	نسبت دو قطر	۰٫۷۰
	طول داکت کوچک (cm)	۲۱٫۴
	حجم بافر (lit)	۴٫۵
نرم‌افزاری	فشار متوسط (kPa)	۲۰۰
	نسبت راه‌انداز (٪)	۲
	سیال کاری	هوا
	بسامد (Hz)	۲۰۴٫۸
	دمای مبدل سرد (K)	۳۰۰
عملکردی	اختلاف دمای سیال طرفین استک (K)	۱۰٫۳۶
	ضریب عملکرد کل	۳٫۷۱
	توان حرارتی (W)	-۳٫۴۶



شکل ۱۱. نمودار تغییرات طول داکت بزرگ.

این امر موجب می‌شود تا دامنه‌ی فشار بر استک کاهش یابد و به‌تبع آن ضریب عملکرد سیستم کاهش یابد.

استفاده از داکت با طول کوتاه نیز موجب نزدیکی استک به بیشینه فشار و درنتیجه افزایش کارایی می‌شود. اما کاهش بیش از حد داکت موجب نزدیکی استک به گره سرعت و درنتیجه کندشدن عمل انتقال حرارت می‌شود و ضریب عملکرد سیستم کاهش می‌یابد.

۲.۱.۶. سطح مقطع داکت بزرگ (سطح مقطع استک)

مطابق شکل ۱۲، افزایش سطح مقطع داکت بزرگ موجب افزایش حجم سیال کاری موجود در سیستم می‌شود و درنتیجه توان آکوستیک مصرفی سیستم افزایش می‌یابد. افزایش توان آکوستیک موجب افزایش بار حرارتی منبع گرم و نیز ضریب عملکرد سیستم می‌شود.

با توجه به مشخصات سیستم ــ نظیر نوع جنس مورد استفاده برای استک، سیال کاری، راه‌انداز و... ــ قابلیت انتقال حرارت در سیستم طراحی شده حد مشخصی خواهد داشت. اگر افزایش سطح مقطع ادامه یابد، توان آکوستیک به‌صورت خطی افزایش خواهد یافت اما انتقال حرارت در سیستم اشباع می‌شود. از همین رو هنگامی که سطح مقطع داکتِ بزرگ خیلی زیاد باشد ضریب عملکرد سیستم کاهش می‌یابد.

۳.۱.۶. طول استک

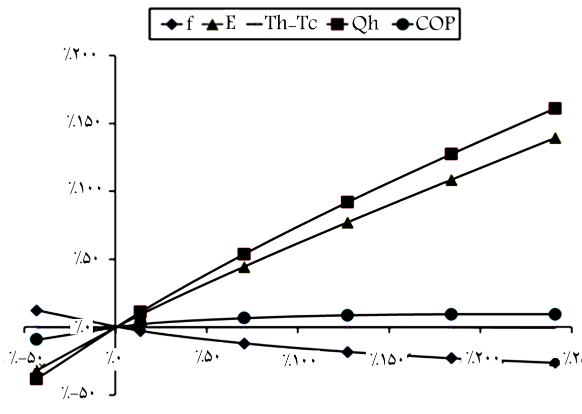
هرچه طول استک بیشتر باشد مقدار جذب توان آکوستیک توسط استک بیشتر می‌شود و قابلیت انتقال حرارت در سیستم افزایش می‌یابد. به‌عکس، هرگاه طول استک کاهش یابد مقدار جذب توان آکوستیک توسط استک نیز کاهش می‌یابد. همچنین اگر طول استک از حد معینی کم‌تر شود سیستم از کار می‌افتد. علاوه بر آن با افزایش طول استک مکان آن بیشتر به سمت راه‌انداز نزدیک می‌شود و همین امر موجب افزایش ضریب عملکرد می‌شود. با توجه به نوع جنس مورد استفاده برای استک، سیال کاری، راه‌انداز و... سیستم طراحی‌شده قابلیت انتقال حرارت مشخصی خواهد داشت. به‌همین دلیل افزایش بیش از اندازه طول استک، موجب افزایش توان آکوستیک مصرفی سیستم و نزدیکی استک به گره سرعت می‌شود؛ این امر باعث کاهش ضریب عملکرد سیستم خواهد شد (شکل ۱۳).

۴.۱.۶. نسبت دو قطر (D_2/D_1)

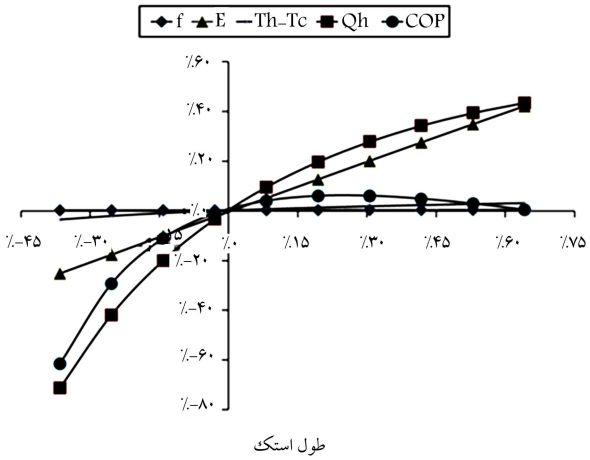
در این سیستم مقدار $D_2/D_1 = ۰٫۷$ بهینه است و مقدار اتلافات کمینه خواهد شد. روند تغییرات منحنی COP در شکل ۱۴ تأیید می‌کند که نسبت D_2/D_1 در بهترین حالت طراحی انتخاب شده است.

۵.۱.۶. طول مبدل مخروطی

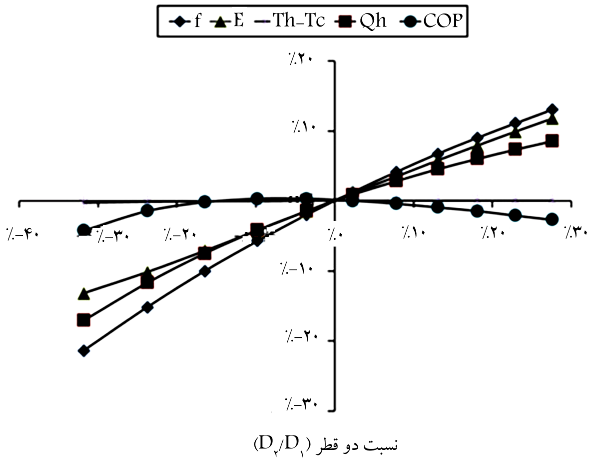
ازدیاد طول مبدل مخروطی باعث فاصله‌گیری داکت کوچک از داکت بزرگ، و نیز مواجههٔ انطباق امپدانس انجام‌گرفته برای محاسبه‌ی اتلافات آکوستیکی با خطا می‌شود. به‌همین دلیل با افزایش طول مبدل مخروطی مقدار ضریب عملکرد سیستم کاهش می‌یابد. در ضمن اتصال دو داکت بدون وجود مبدل عملاً باعث افت شدید فشار در جریان شده و باعث ایجاد جریان‌های گردابی در سیستم، و بروز اختلال



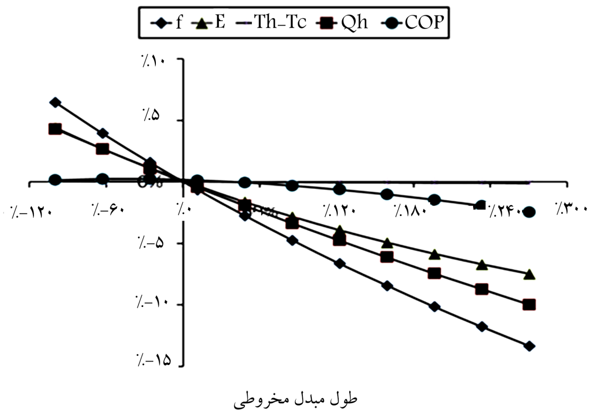
شکل ۱۲. نمودار تغییرات سطح مقطع داکت بزرگ.



شکل ۱۳. نمودار تغییرات طول استک.



شکل ۱۴. نمودار تغییرات نسبت دو قطر.



شکل ۱۵. نمودار تغییرات طول مبدل مخروطی.

شدید در عملکرد سیستم می‌شود. چنان‌که از شکل ۱۵ مشخص است طول انتخاب شده برای مبدل مخروطی در حالت بهینه قرار دارد.

۶.۱.۶. طول داکت کوچک

هنگام حل معادلات ترموآکوستیکی سیستم برای به دست آوردن اتلافات آکوستیکی، از روش انطباق امپدانس برای هماهنگی امپدانس آکوستیکی داکت کوچک و بزرگ استفاده شد. تغییر طول داکت کوچک باعث تغییر امپدانس آکوستیکی آن شده و

موجب برهم خوردن تعادل سیستم و نیز کاهش ضریب عملکرد سیستم خواهد شد. چنان که در شکل ۱۶ مشاهده می‌شود طول انتخاب شده برای داکت کوچک طول بهینه است.

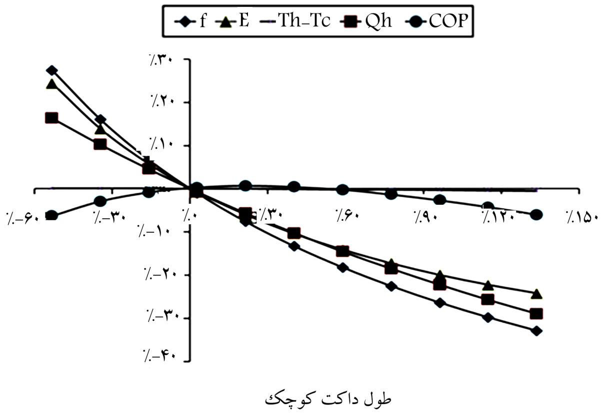
۷.۱.۶. حجم بافر

کاهش حجم بافر موجب کاهش شدید ضریب عملکرد سیستم می‌شود به‌گونه‌یی که حذف آن از تیوب رزوناتور به کاهش ۵۰ درصدی ضریب عملکرد می‌انجامد (شکل ۱۷). همچنین افزایش حجم بافر موجب افزایش طول سیستم و هزینه‌ی ساخت می‌شود.

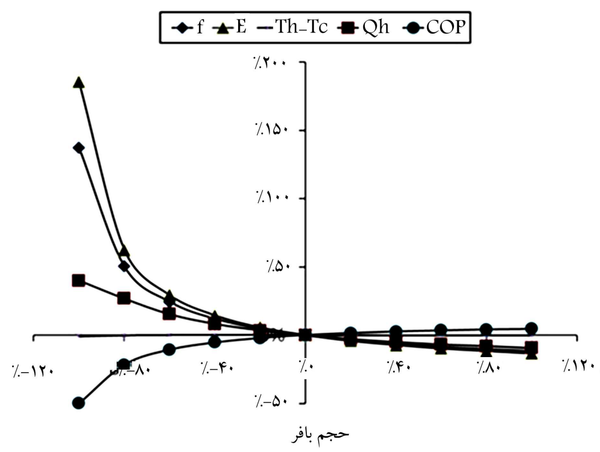
۸.۱.۶. نسبت انسداد استک

هرچه نسبت انسداد استک بیشتر باشد، درصد مشارکت‌پذیری ذرات سیال در امر انتقال حرارت بیشتر خواهد بود. البته باید توجه داشت که افزایش این نسبت نباید موجب مسدودکردن جریان نوسان سیال شود زیرا افزایش اتلافات آکوستیکی و افت فشار شدیدی را به همراه خواهد داشت. همین امر موجب افت ضریب عملکرد سیستم می‌شود (شکل ۱۸).

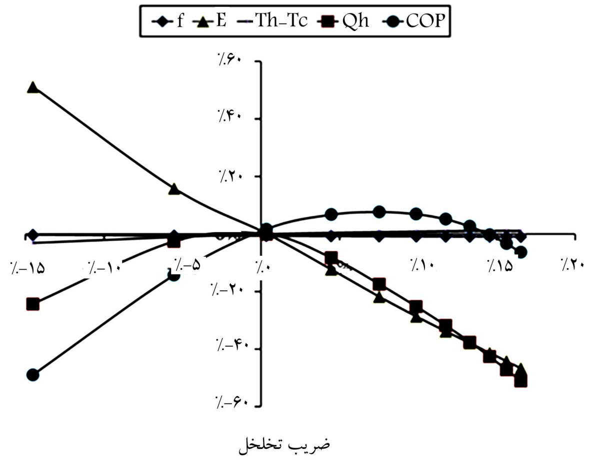
مسائل مربوط به ساخت نیز از دیگر عوامل تعیین‌کننده‌ی انتخاب نسبت انسداد سیستم است. ساخت استکی که نسبت انسداد آن زیاد باشد بسیار مشکل خواهد بود. استفاده از مقدار ۰٫۷۵ الی ۰٫۸۵ برای نسبت انسداد باعث می‌شود استک با کارایی بیشینه کار کند.



شکل ۱۶. نمودار تغییرات طول داکت کوچک.



شکل ۱۷. نمودار تغییرات حجم بافر.



شکل ۱۸. نمودار تغییرات نسبت انسداد.

۲.۶. پارامترهای نرم‌افزاری (تغییر شرایط کاری)

۱.۲.۶. نسبت راه‌انداز و فشار متوسط

در این حالت با افزایش نسبت راه‌انداز ضریب عملکرد افزایش می‌یابد. اگر افزایش نسبت راه‌انداز ادامه یابد، توان آکوستیک مصرفی بسیار افزایش یافته و ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. در ضمن باید توجه داشت که هرچه نسبت راه‌انداز بیشتر باشد آلودگی صوتی تولیدی از دستگاه بیشتر خواهد بود.

افزایش فشار متوسط باعث افزایش توان آکوستیک و ضریب عملکرد سیستم می‌شود (شکل ۱۹الف). به‌همین دلیل هرچه فشار متوسط سیستم بیشتر باشد نقطه‌ی بهینه‌ی عملکرد سیستم در نسبت راه‌اندازهای کم‌تر اتفاق می‌افتد. این نقاط با رنگ روشن در شکل ۱۹ب نشان داده شده است.

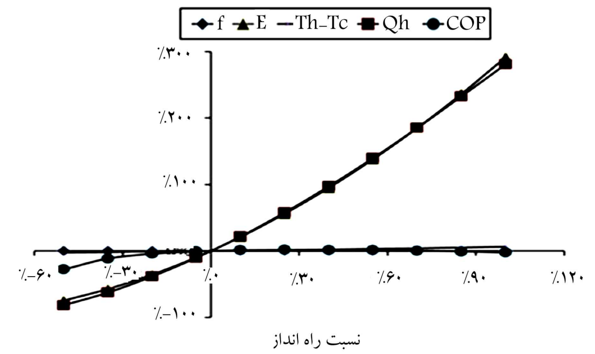
۲.۲.۶. بسامد کاری

اگر بسامد راه‌انداز از مقدار بهینه کم‌تر شود دو مبدل هم دما می‌شوند، و اگر بیشتر شود سرعت نوسان ذرات سیستم افزایش می‌یابد. در این‌صورت، با توجه به جنس استک و سیال کاری سیستم، عمل انتقال حرارت در سیستم انجام نمی‌گیرد. از آنجا که بسامد کاری نسبت به تغییرات بسیار حساس است باید مطالعه‌ی تغییرات آن درحالتی انجام گیرد که بسامد توسط زاویه‌ی فاز مابین موج فشار و موج سرعت کنترل می‌شود. تغییرات پارامترهای عملکردی مختلف و تغییر زاویه‌ی فاز با بسامد در شکل ۲۰ نشان داده شده است.

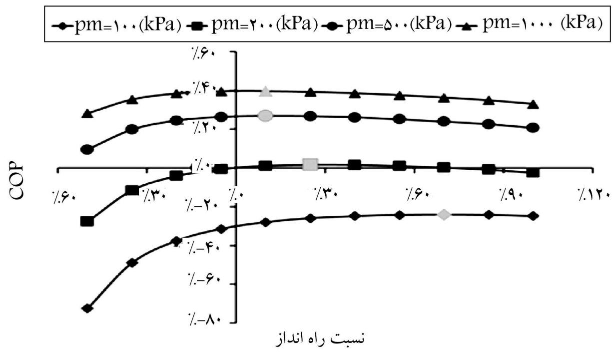
$$W_{ac} = \frac{1}{2}|P_1||U_1|\cos\phi_{PU} \qquad (۳۲)$$

توان آکوستیک رابطه‌ی مستقیم با زاویه‌ی فاز مابین موج فشار و موج سرعت دارد. هم‌فاز بودن این دو موج، هنگامی که راه‌انداز با بسامد رزونانس راه‌اندازی می‌شود، سیستم را در شرایط رزونانس قرار می‌دهد و توان آکوستیک بیشینه می‌شود. علاوه بر این، راه‌اندازی سیستم در این شرایط بسیار آسان‌تر خواهد بود.

هنگامی که سیستم با بسامد غیر رزونانس راه‌اندازی می‌شود باید زاویه‌ی فاز مابین این دو موج تغییر یابد تا سیستم راه‌اندازی شود. در این حالت تغییرات بسامد دامنه‌ی بسیار وسیع‌تری دارد. در این حالت کاهش بیش از حد بسامد موجب از کار افتادن سیستم می‌شود. تغییرات زاویه‌ی فاز در این سیستم تقریباً متقارن است. کاهش بسامد موجب مثبت شدن زاویه‌ی فاز، و افزایش بسامد موجب منفی شدن زاویه‌ی فاز می‌شود.

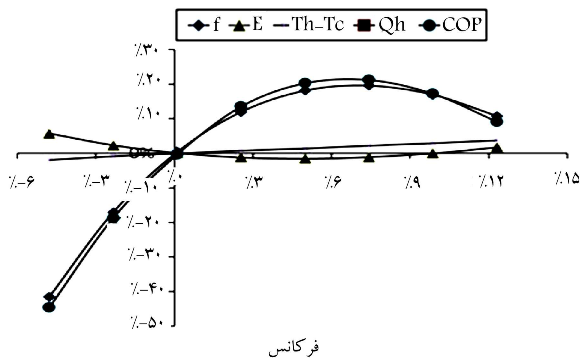


الف) نمودار تغییرات نسبت راه انداز؛

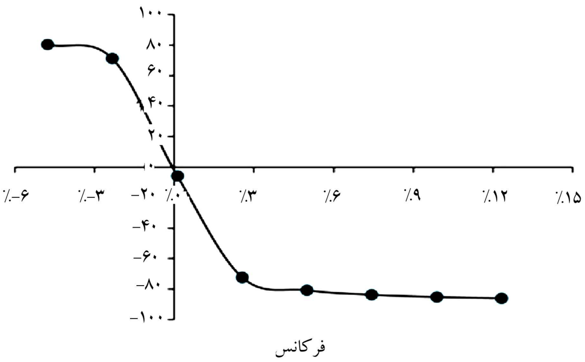


ب)نمودار تغییرات ضریب عملکرد به ازای فشار متوسط های گوناگون هنگام تغییرات نسبت راه انداز.

شکل ۱۹. تأثیرات نسبت راه انداز در عملکرد سیستم.



الف)نمودار تغییرات فرکانس؛



ب)نمودار تغییرات اختلاف فاز هنگام تغییرات فرکانس.

شکل ۲۰. تأثیرات فرکانس در عملکرد سیستم.

۳.۲.۶. سیال کاری

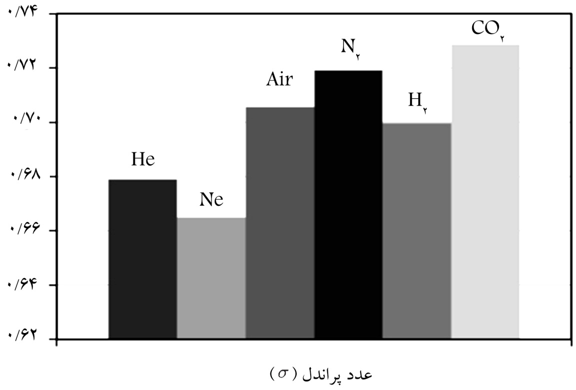
مشخصات سیال در عمل انتقال حرارت تأثیر مستقیم دارد. از همین رو سیال کاری نقش بسیار تعیین‌کننده‌یی در عملکرد استک و نهایتاً عملکرد کلی سیستم دارد. برای بررسی نقش سیال کاری شش گاز مختلف مورد بررسی قرارگرفت که عبارت‌اند از: CO_2، H_2، Air، N_2، He و Ne. تحقیقات انجام شده[۲۷] نشان می‌دهد که هرچه عدد پراندل کم‌تر باشد ضریب عملکرد سیستم بیشتر خواهد بود. مقادیر عدد پراندل برای گازهای مختلف در شکل ۲۱ نشان داده شده است.

در شکل ۲۲ نمودار ضریب عملکرد استک، در حالتی که سیستم با این گازها راه‌اندازی شده، نشان داده شده است.

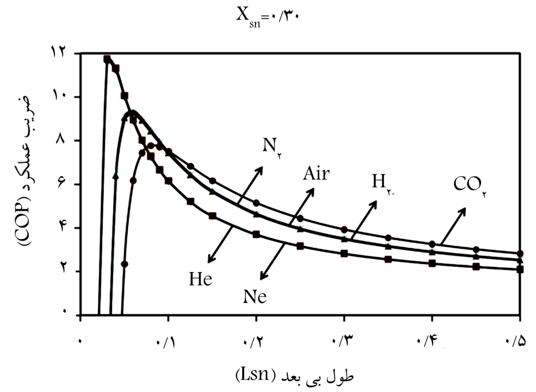
هرقدر ضریب عملکرد استک بیشتر باشد عملکرد کلی سیستم بهتر خواهد بود. در این شکل مشاهده می‌شود که He و Ne دارای بالاترین ضریب عملکرد، و CO_2 دارای کم‌ترین ضریب عملکرد است. هرقدر نقطه‌ی بیشینه‌ی ضریب عملکرد به‌ازای طول‌های کم استک بیشتر می‌شود، مقدار آن به‌ازای طول‌های زیاد استک در مقایسه با دیگر سیالات کاهش می‌یابد.

۴.۲.۶. دمای مبدل سرد

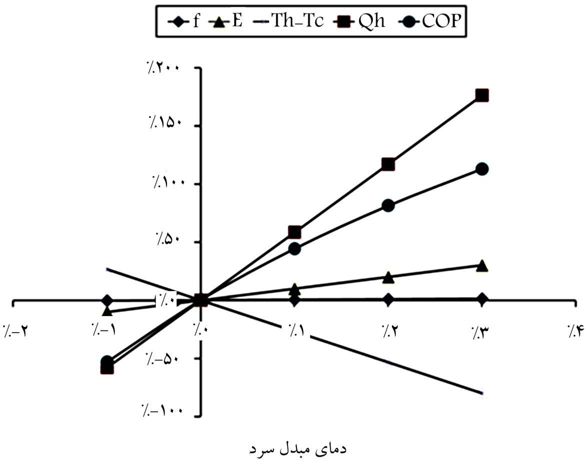
محدوده‌ی تغییرات دمای سیال ورودی چندان گسترده نیست. هرگاه دمای سیال ورودی از اندازه‌ی معینی کم‌تر شود، سیستم به‌لحاظ نظری به یک موتور ترموآکوستیک تبدیل می‌شود و عملاً از کار خواهد افتاد. همچنین اگر دمای سیال ورودی از اندازه‌ی معینی بیشتر شود اختلاف دما بین سیال ورودی و خروجی به صفر رسیده و انتقال حرارت در سیستم مختل می‌شود.



شکل ۲۱. مقادیر عدد پراندل برای گازهای مختلف.



شکل ۲۲. نمودار تغییرات ضریب عملکرد به‌عنوان تابعی از طول بی‌بعد و سیال کاری.



شکل ۲۳. نمودار تغییرات دمای مبدل سرد.

چنان که در شکل ۲۳ مشاهده می‌شود افزایش دمای مبدل سرد باعث افزایش مقدار حرارت انتقال یافته و ضریب عملکرد می‌شود که این امر با توجه به افزایش بازده کارنو براثر ازدیاد دمای مبدل سرد واضح است.

۷. نتیجه‌گیری

در این نوشتار یک الگوریتم بهبودیافته به‌صورتی جامع و مدون به‌منظور طراحی بهینه‌ی پمپ حرارتی ترموآکوستیکی ارائه شد. ابتدا استراتژی و اساس طراحی یک پمپ حرارتی ترموآکوستیک تشریح، و پارامترهای مورد استفاده در طراحی عنوان شد. در مرحله‌ی بعد چگونگی طراحی تک‌تک اجزاء سیستم شرح داده شد و در نهایت با توجه به روش مورد استفاده در این مطالعه، الگوریتم کاملی برای طراحی پمپ حرارتی ترموآکوستیک ارائه شد. با استفاده از این الگوریتم یک پمپ حرارتی در مقیاس آزمایشگاهی طراحی شد و در مرحله‌ی بعد مدل طراحی‌شده با نرم‌افزار ΔE شبیه‌سازی شد. مقایسه‌ی نتایج حاصل از شبیه‌سازی نرم‌افزاری و محاسبات، بیان‌گر مطابقت نتایج طراحی و نتایج نرم‌افزار شبیه‌سازی است. در مرحله‌ی آخر با دسته‌بندی پارامترهای یک پمپ حرارتی ترموآکوستیک به سه بخش پارامترهای سخت‌افزاری، نرم‌افزاری و عملکردی چگونگی تأثیر پارامترهای سخت‌افزاری و نرم‌افزاری بر پارامترهای عملکردی مطالعه و بررسی شد. نتایج حاصل از این بررسی حاکی از آن است که روش طراحی به‌کارگرفته شده روشی بهینه است و تمامی اجزاء درکارآمدترین حالت طراحی شده‌اند.

فهرست علائم

a: سرعت صوت
A: سطح مقطع
B: نسبت انسداد
COP: ضریب عملکرد
d: فاصله‌ی ذرات سیال از صفحات استک
D: شعاع تیوب
DR: نسبت راه‌انداز
f: بسامد
i: عدد موهومی
k: عدد موج، ضریب هدایت حرارتی
L: طول
N: هنجارکننده‌ی کار آکوستیکی
P: فشار
Q: گرما
Re: بخش حقیقی
t: زمان
T: دما
U: سرعت حجمی ذرات سیال
u: سرعت خطی ذرات سیال
W: توان
X: موقعیت
Y_0: نصف فاصله صفحات استک
α: ضریب نفوذ حرارتی سیال
β: ضریب انبساط حجمی
σ: عدد پراندل
ε: تلفات پسماند حرارتی
δ: عمق نفوذ، ضخامت لایه‌ی مرزی
γ: نسبت ظرفیت گرمایی گاز در فشار ثابت به حجم ثابت
ω: بسامد زاویه‌یی
μ: لزجت دینامیکی
v: لزجت سینماتیکی
Γ: گرادیان دمای بی‌بعد
Λ: عدد بی‌بعد خواص گاز
ρ: چگالی
V: حجم محفظه بافر
ϕ: زاویه‌ی بین فازهای موج فشار و موج سرعت

زیرنویس

۰: مرجع، ابتدای داکت
۱: اولیه، بخش نوسانی
۲: ثانویه
ac: آکوستیکی
B: محفظه‌ی بافر
c: سرد
CHX: مبدل سرد
h: گرم
HHX: مبدل گرم
m: متوسط
n: هنجار شده
s: جامد، استک
k: وابسته به متغیرهای حرارتی
v: وابسته به متغیرهای لزج

پانوشت‌ها

1. Los Alamos national laboratory (LANL)
2. swift
3. us naval post graduate school
4. star
5. Wetzel and Herman
6. impedance matching
7. blockage ratio

منابع (References)

1. Swift, G.W. "A brief description, with technical details and citations", Los Alamos National Laboratory (2004).
2. Ward, B., Clark, K. and Swift, G.W. "Design environment for low-amplitude thermoacoustic energy conversion", DeltaEC 6.1 (Users Guide), Los Alamos National Laboratory (2008).
3. Swift, G.W. "Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refregerators", Los Alamos National Laboratory (2001).
4. Garret, S.L. and Adeff, J.A. "Thermoacoustic refregeration for space applications", *J. Thermophysics and Heat Transfer (AIAA)*, **7**(4), pp.595-599 (1993).
5. Zoontjens, L. "Investigation of thermoacoustic refrigeration for automotive applications", The University of Adelaide (2005).
6. Kuchment, P. and Kunyansky, L. "Mathematics of thermoacoustic tomography", *Euro. Jnl of Applied Mathematics,* **19**, pp. 191-224 (2008).
7. Spoelstra.S, and Tijani.M.E.H, "Thermoacoustic heat pumps for energy savings", Presented at the seminar, "Boundary Crossing Acoustics" of the Acoustical Society of the Netherlands (November 2005).
8. Karimi. M, ghorbanian. K and Gholamrezaei. M, "Energy and Exergy Analysis of an Integrated Gas Turbine Thermoacoustic Engine", *Proceedings of the Institution of the Mechanical Engineers*, Part A: Journal of Power and Energy, *225*(4), pp.389-402 (2011).
9. Karimi, M., ghorbanian, K. and Gholamrezaei, M. "Energy and exergy analysis of thermoacoustic assisted gas turbine engines" Accepted for Publication in *ASME Turbo Expo* (2011).
10. Ghorbanian, K., Karimi, M. and Gholamrezaei, M. "Application of thermoacoustics in small gas turbine power plants", *8th Annual International Energy Conversion Engineering Conference*, AIAA (2010).
11. Ghorbanian, K. and Karimi, M. "Exergy analysis of an integrated gas turbine thermoacoustic engine", *International Conference on Energy Sustainability*, ASME (2010).
12. Ghorbanian, K., Karimi, M. and Gholamrezaei, M. "A parametric exergy investigation of an integrated gas turbine thermoacoustic engine", *Proceedings Of IMECE2010, International Mechanical Engineering Congress & Exposition* (2010).
13. Rott, N. "Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes", *J. of Applied Math and Physics,* **20**, pp. 230-243 (1969).
14. Rott, N. "Thermally driven acoustic oscillations. Part II: Stability limit for helium", *J. of Applied Math and Physics,* **24**, pp. 54-72 (1973).
15. Rott, N. "Thermally driven acoustic oscillations, Part III: Second-order heat flux", *J. of Applied Math and Physics,* **26**, pp. 44-49 (1975).
16. Rott, N. "Thermally driven acoustic oscillations, Part IV: Tubes with variable cross-section", *J. of Applied Math and Physics,* **27**, pp. 197-224 (1976).
17. Rott, N. "Thermally driven acoustic oscillations, Part V: Gas-liquid oscillations", *J. of Applied Math and Physics,* **27**, pp. 325-334 (1976).
18. Askari, R., Karimi, M. and Ghorbanian, K. "Feasibility study and performance investigation of a thermoacoustic heat pump", ISME (2010).
19. Trapp, A., Zink, F., Prokopyev, O. and Schaefer, L. "Thermoacoustic heat engine modeling and design optimization", *Applied Thermal Engineering*, **31**, pp.2518-2528 (2011).
20. Tijani.M.E.H, Zeegers.J.C.H, And A.T.A.M. de Waele, "Construction and performance of a thermoacoustic refrigerator", Cryojenic42 pp.59-66 (December 2001).
21. Tijani, M.E.H., Zeegers, J.C.H. and de Waele, A.T.A.M. "Design of thermoacoustic refrigerators", Cryojenic42, pp.49-57 (December 2001).
22. Babaei.H, Siddiqui.K, "Design and optimization of thermoacoustic devices", Concordia University (2008).
23. Curtis, S.B., " Modification and Verification of design simulation for thermoacoustic research software", MSc thesis, Naval post graduate school, (2000).
24. Gary, J., Gallagher, A. and Radebaugh, R. "A numerical modal for regenerator performance", Boulder (CO): National Instituteof Standards and Technology (1994) [also REGEN 3.1 user guide].
25. Petculescu, G. "Fundamental measurements in standing wave and traveling wave thermoacoustic", Ph.D Thesis, Ohio University (2002).
26. Hofler, T.J. "Thermoacoustic refrigerator design and performance", University of California (1986).
27. Tijani, M.E.H. Zeegers, J.C.H and de Waele, A.T.A.M. "Prandtl number and thermoacoustic refrigerators", Eindhoven University of Technology (November 2001).