

Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 55(10) (2024) 265-268 DOI: 10.22060/mej.2024.22635.7654

Finite Element Simulation and Experimental Evaluation of an Ultrasonic Radiator

A. Akbari, R. Abedini *

Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

ABSTRACT: In the current research, finite element simulation and experimental tests have been used to design, manufacture, and evaluate the performance of a high-power ultrasonic circular radiator called ultrasonic airborne. The two main goals in the design are to achieve a nominal resonance frequency of 20 kHz in the longitudinal mode shape of the transducer and booster assembly and the flexural mode shape of the circular radiator plate and to remove the disturbing modes from the frequency range of the main mode shape. After designing and manufacturing the sample based on the simulation results, experimental tests consisting of a modal impact test, impedance analysis, and amplitude measurement were performed. Simulation results, including the resonance frequency and position of the node and anti-node, were compared with the experimental results. The experimental test results of the resonance frequency compared with the simulation results, indicate the accuracy of the prediction of the results of the resonance frequency with the designed nominal value (error less than 0.5%). Also, the disturbing mode shapes were at an acceptable distance from the main flexural mode shape of the radiator. Reasonable agreement is achieved between experimental vibration amplitude measurement and finite element simulation predictions (position of the node and anti-node).

Review History:

Received: Aug. 28, 2023 Revised: Nov. 27, 2023 Accepted: Jan. 08, 2024 Available Online: Feb. 05, 2024

Keywords:

Circular radiator Ultrasonic airborne Finite Elements Simulation Resonance Frequency Vibration Amplitude

1-Introduction

High-power ultrasonic technology is used in various processes such as machining, material forming, nano-powder production, degassing of liquids, etc [1, 2]. Applying highpower ultrasonic vibrations to the gaseous environment and multiphase media also has unique effects. Such as the application of high-power ultrasound technology in food drying, degassing and defoaming in the food industry, separation of small particles in the air, atomizing liquids, etc. In all of them, the acoustic field created by an ultrasonic circular or rectangular radiator called ultrasonic airborne causes effects in air or multiphase environments [3]. Figure 1 shows the industrial applications of ultrasonic radiator technology, including (a) food dryer (alone or hybrid with other technologies), (b) foaming and defoaming of liquids and beverages in the production line, (c) separation of fine particles in the air and (d) atomization of liquids in micro and nanoscale [3, 4].

Improving the design and achieving optimal performance has always been one of the important goals in the design and manufacturing of high-power ultrasonic systems used in scientific research and industrial applications. Numerical methods such as finite element simulation are useful for achieving this goal [5]. In this research, with the aim of designing and manufacturing a vibrating radiator at the



resonant frequency of 20 kHz, first, by selecting some input parameters, CAD design of the ultrasonic airborne radiator



Fig. 1. Applications of ultrasonic radiators: (a) Food drying, (b) Defoaming in the beverage industry, (c) Separation of fine particles in the air, and (d) Atomization of liquids [2, 3]

*Corresponding author's email: rezvanabedini@iust.ac.ir



Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.



Fig. 2. Experimental tests to evaluate the performance of the ultrasonic airborne

radiator plate were changed so that the resonant frequency of 20 kHz for the radiator is obtained and the un-wanted mode shapes that can be excited are at a good distance from the mode shape of the main mode shape of the radiator. After changing the dimensions and improving the design, the radiator plate was made and independently evaluated by modal impact test and impedance analysis. After achieving the design resonance frequency, the radiator plate was assembled for the transducer and booster. The resonance frequency of ultrasonic airborne was determined with an impedance test and finally, the vibration amplitude of different areas on the radiator surface was determined by the gap sensor.

2- Methodology

To validate the simulation results and evaluate the performance of the ultrasonic airborne (including transducer, booster, and radiator plate), three experimental tests (1) Modal impact test, (2) Impedance Analysis, and (3) gap sensor test were performed (Figure 7). Modal impact tests and impedance analysis were performed to determine the frequency characteristics of the radiator plate (alone) and the assembled ultrasonic airborne. Finally, a gap sensor test was performed to measure the amplitude of different positions on the vibrating surface of the radiator.

3- Results and Discussion

After the simulations were carried out, the desired mode shape was obtained at the frequency of 20108 Hz. Figure 5-a shows the result of the modal analysis simulation of the main mode shape at the resonant frequency of 20108 Hz and with 5 circular vibration nodes. Figure 5-b shows the adjacent un-wanted mode shape at the frequency of 19178 Hz. In the figure of vibration mode, the Min and Max signs represent



Fig. 3. (a) Main mode shape (frequency 20108 Hz) and (b) Adjacent un-wanted mode shape (19178 Hz)

the positions with minimum (vibrating node) and maximum (vibrating anti-node) vibration amplitude on the radiator plate, respectively. It can be seen that the unwanted mode shape is located at a distance of about 1 kHz from the main mode shape.

The main resonance frequencies in the range of 10 to 25 kHz for the shape of the bending modes of the ultrasonic radiator assembly were obtained as 11820, 14680, 19860, 24660, and 25060 Hz, respectively. As can be seen, in the range of 10 to 25 kHz, the shape of the longitudinal mode of the transducer and booster and the flexural mode shape of the radiator (for flexural vibration mode shapes with NC = 3-7) has appeared in the diagram. The exact value of the resonance frequency with five circle nodes (=5NC) is equal to 19863 Hz. The resonance frequency in the finite element simulation was 19967 Hz, and this 104 Hz difference represents less than 0.5% error in the simulation.





4- Conclusion

In this research, the design and manufacturing of a highpower ultrasonic radiator called ultrasonic airborne based on the results of finite element simulation and modal analysis has been done. The main goal of the design was to achieve the desired nominal resonance frequency (20 kHz) and at the same time to remove the unwanted mode shapes from the main flexural mode shape. After manufacturing the circular radiator plate, it was assembled on the transducer and booster. In order to evaluate the performance and accuracy of finite element simulation results, experimental tests including modal impact test, impedance analysis, and vibration amplitude measurement test were performed on the ultrasonic airborne assembly. The results of the modal test and the impedance test show that the results of the resonance frequency of the ultrasonic airborne assembly are in agreement with the nominal frequency of 20 kHz. Also, the results of the vibration amplitude measurement test, indicate the location of the nodal points and the vibrating anti-node on the desired points in the CAD design of the radiator.

References

- [1] R. Abedini, A. Abdullah, Y. Alizadeh, V. Fartashvand, A Roadmap for Application of High Power Ultrasonic Vibrations in Metal Forming, Modares Mechanical Engineering, 16(10) (2017) 323-334, (In persian).
- [2] J.A. Gallego-Juárez, K.F. Graff, Power ultrasonics: applications of high-intensity ultrasound, Elsevier, (2014).
- [3] J.A. Gallego-Juárez, E. Riera, Technologies and Applications of Airborne Power Ultrasound in Food Processing, in: Ultrasound Technologies for Food and Bioprocessing, (2011), 617-641.
- [4] C.M.G. Charoux, K.S. Ojha, C.P. O'Donnell, A. Cardoni, B.K. Tiwari, Applications of airborne ultrasonic technology in the food industry, Journal of Food Engineering, 208 (2017), 28-36.
- [5] R.R. Andres, V.M. Acosta, M. Lucas, E. Riera, Modal analysis and nonlinear characterization of an airborne power ultrasonic transducer with rectangular plate radiator, Ultrasonics, 82 (2018) 345-356.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

A. Akbari, R. Abedini, Finite Element Simulation and Experimental Evaluation of an Ultrasonic Radiator, Amirkabir J. Mech Eng., 55(10) (2024) 265-268.



DOI: 10.22060/mej.2024.22635.7654

This page intentionally left blank

نشريه مهندسي مكانيك اميركبير



نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۵، شماره ۱۰، سال ۱۴۰۲، صفحات ۱۲۶۱ تا ۱۲۷۴ DOI: 10.22060/mej.2024.22635.7654

شبیهسازی اجزا محدود و ارزیابی عملکرد تجربی رادیاتور ارتعاشی فراصوت

آریانا اکبری، رضوان عابدینی*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران.

تاریخچه داوری: دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۰۶ بازنگری: ۱۴۰۲/۰۹/۰۶ پذیرش: ۱۴۰۲/۱۰/۱۸ ارائه آنلاین: ۱۴۰۲/۱۱/۰۶

کلمات کلیدی: رادیاتور فراصوتی ارتعاشات فراصوتی شبیهسازی اجزاء محدود فرکانس تشدید دامنه ارتعاشات

خلاصه: در پژوهش حاضر از روش شبیهسازی اجزاء محدود و آزمونهای تجربی برای طراحی، ساخت و ارزیابی عملکرد یک مجموعه رادیاتور ارتعاشی فراصوتی توان بالا بهره گرفته شده است. دو هدف اصلی در طراحی دستیابی به فرکانس تشدید نامی ۲۰ کیلوهرتز در شکل مود ارتعاش طولی مجموعه ترنسدیوسر و بوستر و شکل مود خمشی صفحه رادیاتور و دور نمودن شکل مودهای مزاحم از محدوده فرکانسی شکل مود اصلی است. پس از طراحی و ساخت نمونه براساس نتایج شبیهسازی، آزمونهای تجربی تحلیل مودال، آزمون ضربه و تحلیل امپدانسی برای ارزیابی مشخصات عملکردی مجموعه رادیاتور ارتعاشی فراصوت انجام گرفت. جهت صحتسنجی، نتایج شبیهسازی شامل فرکانس تشدید و موقعیت گره و شکم ارتعاشی با نتایج آزمون تجربی مقایسه شدند. نتایج آزمونهای تجربی تعیین فرکانس تشدید و مقایسه آن با نتایج شبیهسازی (خطای کمتر از ۵٫۰ درصد)، بیانگر دقت پیشبینی نتایج و تطابق فرکانس تشدید با مقدار نامی طراحی شده است. همچنین شکل مودهای مزاحم با فاصله قابل قبولی از شکل مود اصلی خمشی ازمونهای تجربی تعیین فرکانس تشدید و مقایسه آن با نتایج شبیهسازی (خطای کمتر از ۵٫۰ درصد)، بیانگر دقت پیشبینی نتایج و رادیاتون قرار داشتند. در نهایت نتایج آزمون اندازه گیری دامنه ارتعاشی بیانگر تقابل قبولی از شکل مود اصلی خمشی با مقادیر قرار داشتند. در نهایت نتایج آزمون اندازه گیری دامنه ارتعاشی بیا قابل قبولی از شکل مود اصلی خمشی

۱ – مقدمه

توجه به صوت و ارتعاش از دیرباز در زمینههای تحقیقاتی و صنعتی مهندسی مکانیک مورد توجه بوده است. در این کاربردها محدوده فراتز از شنوایی انسان (۲۰ کیلوهرتز) به ناحیه فراصوت معروف است. کاربردهای فراصوت به دو حوزه فراصوت: (۱) توان پایین و فرکانس بالا و (۲) توان بالا و فرکانس پایین تقسیم بندی میشود. اولی در حوزه فرکانسی بیش از شناسایی غیر مخرب مورد استفاده قرار می گیرد [۱]. در این کاربرد فراصوت اثر محسوسی بر روی محیط نمی گذارد، بلکه اثر محیط و شرایط محیط بر روی امواج فراصوت مورد بررسی و ارزیابی قرار می گیرد. اما دومی در محدوده فرکانسی ۱۵ الی ۱۰۰ کیلوهرتز و توان در حدود ۵۰ وات الی ۳ کیلووات قرار دارد و اعمال این ارتعاشات با این قدرت به محیط موجب اثرات فیزیکی و شیمیایی بر روی محیطهای پیرامون میشود [۲].

اعمال ارتعاشات توان بالای فراصوتی به محیطهای مختلف جامد، مایع

و گازها و مواد چند فازی مورد بررسی محققان قرار گرفته است. به عنوان مثال اعمال ارتعاشات به مواد جامد فلزی موجب کاهش استحکام لحظهای آنها میشود که به نرم شدگی آکوستیکی معروف است [۳]. اعمال ارتعاشات فراصوتی به محل اتصال دو قطعه به یکدیگر میگردد [۴]. اعمال ارتعاشات گرما و درنتیجه اتصال دو قطعه به یکدیگر میگردد [۴]. اعمال ارتعاشات فراصوتی به محیط مایع نیز اثراتی مانند کاویتاسیون و بر هم خوردگی جریان (استریمینگ) را در پی دارد که این پدیده حوزه فناوری سونوشیمیایی را رشد داده است [۵].

اعمال ارتعاشات توان بالای فراصوتی به محیط گازها و مواد چند فازی نیز اثرات منحصر به فردی در پی دارد. مانند کاربرد فناوری فراصوت توان بالا در خشک کردن مواد غذایی، گاز زدایی و فوم زدایی در صنعت غذایی، جداکردن ذرات ریز در هوا، اتمایز کردن مایعات و ... که در همه آنها میدان آکوستیکی ایجاد شده توسط یک رادیاتور فراصوتی موجب ایجاد اثرات در هوا و یا محیط چند فازی می شود [۲, ۶]. شکل ۱ انواع کاربردهای صنعتی فناوری رادیاتور فراصوتی را شامل (الف) خشک کن مواد غذایی (به تنهایی و

^{*} نویسنده عهدهدار مکاتبات: rezvanabedini@iust.ac.ir



شکل ۱. کاربرد رادیاتورهای فراصوتی: (الف) خشک کردن مواد غذایی، (ب) فوم زدایی در صنایع نوشیدنی، (ج) جداسازی ذرات ریز در هوا و (د) اتمایزکردن مایعات [۷]

Fig. 1. Applications of ultrasonic radiators: (a) Food drying, (b) Defoaming in the beverage industry, (c) Separation of fine particles in the air and (d) Atomization of liquids [7]

یا هیبرید با سایر فناوریها)، (ب) فوم و کف زدایی از مایعات و مواد نوشیدنی در خط تولید، (ج) جداکردن ذرات ریز در هوا و (د) اتمایز کردن مایعات در ابعاد میکرو و نانو را نشان داده است [۶, ۷].

در زمینه طراحی رادیاتور ارتعاشی تحقیقات متنوعی انجام شده است. شکل ۲ انواع رادیاتورها با شکل (الف) دایروی، (ب) مستطیلی و (ج) لولهای را نشان داده است [۸]. در هر یک از شکلها ویژگیهای منحصر به فردی وجود دارد که آنها را برای کاربردهای مشخص متمایز مینماید. در رادیاتورهای صفحهای دایروی، دامنه ارتعاشی در بخشهای داخلی بیشتر و در نواحی خارجی کمتر است. همچنین این امکان وجود دارد که بتوان امواج را در یک ناحیه مشخص با یک فاصله مشخص از رادیاتور متمرکز مواد جذایی و یا فوم و کف زدایی در صنایع غذایی استفاده میشود (شکل ۲-الف). در حالی که در رادیاتورهای مستطیلی (شکل ۲-ب) میتوان به دامنه یکنواختتری در ابعاد بزرگتر رادیاتور دست یافت [۹]. به همین دلیل

رادیاتورهای لوله ای نیز شکل خاصی از اجزای ارتعاشی هستند که به طور معمول برای خشک کردن مواد غذایی استفاده می شوند (شکل ۲-ج). اعمال ارتعاشات فراصوتی توان بالا در هوا با چالش های بسیار مهمی همراه است. به دلیل اختلاف امپدانس آکوستیک هوا با محیط در انتقال ارتعاشات فراصوتی، اغلب هوا به عنوان یک سم در برابر امواج آکوستیکی عمل می کند و موجب تضعیف شدید و یا از بین رفتن قدرت امواج فراصوتی در ناحیه انتقال از یک محیط به محیط دیگر می گردد. برای رفع این مشکل در رادیاتورهای ارتعاشی نوین با بزرگ نمودن ابعاد و طراحی خاص در محل انتقال ارتعاشات به هوا، درصد انتقال قدرت امواج آکوستیکی به هوا به طور قابل ملاحظه ای افزایش یافته است. اولین بار گوآرز^{*} و همکاران [۷] ایده طراحی رادیاتور ارتعاشی برای انتقال ارتعاشات توان بالای فراصوتی به هوا را

از این رادیاتورها بعضا در جدا نمودن ذرات ریز در هوا استفاده می شود.

¹ Gallego-Juárez



شکل ۲. انواع شکل و کاربرد [۲] و نمای مفهومی رادیاتورهای ارتعاشی فراصوتی توان بالا، الف) دایروی، ب) مستطیلی و ج) استوانهای

Fig. 2. Shape type, application [2] and conceptual design of high power ultrasonic vibration radiators, a) Circular, b) Rectangular and c) Cylindrical

دست یافت. اما دو عامل خستگی اجزای ارتعاشی و رفتار غیرخطی الاستیک در ولتاژ و دامنههای بالاتر به طور معمول مشکلساز هستند. همچنین در توانهای بالاتر مبدلهای ارتعاشی، پیزوالکتریکها ممکن است در اثر اتلاف حرارتی و ایجاد دمای بالا، دچار پدیده دیپولاریزاسیون شوند.

تغییر فرکانس تشدید^۱ و برهم کنش بین شکل مودهای مزاحم از عوامل رفتار غیرخطی رادیاتورهای ارتعاشی هستند [۱۳, ۱۳]. برای این منظور طراحی و شبیهسازی باید به گونهای انجام شود که شکل مودهای مزاحم در دورترین فاصله فرکانسی از شکل مود اصلی ارتعاشی قرار گیرند [۱۴, ۱۵].

1 Resonance

و صنعتی توسط محققان دیگر مورد بررسی قرار گرفت [۱۰]. در طراحی مبدلهای فراصوتی توان بالا، اغلب از شکل مود ارتعاش طولی برای ایجاد و انتقال ارتعاشات فراصوتی استفاده میشود. در این موارد برای اجتناب از ایجاد شکل مود شعاعی، اغلب قطر اجزای ارتعاشی کمتر از یکچهارم طول موج طولی در نظر گرفته میشود [۱۱]. برای ایجاد ارتعاشات و اعمال آن به محیط گازی، چالشهایی در حوزههای الکتریکی، مکانیکی و دمایی وجود دارد. افزایش ضریب کیفیت مکانیکی مجموعههای ارتعاشی موجب افزایش توان قابل استحصال از آن می گردد. در طراحی مکانیکی با دستیابی به دامنه ارتعاش زیاد میتوان به چگالی انرژی ارتعاشی بالاتری

مشکل دیگر انتقال ارتعاشات به هوا میباشد. به دلیل اختلاف زیاد امپدانس آکوستیک اجزای ارتعاشی و هوا، تقریبا تمامی ارتعاشات در موقعیت مرزی بین رادیاتور و هوا تلف شده و مانع انتقال ارتعاشات به هوا میگردند. در این موارد تحقیقات مختلف نشان داده است که افزایش سطح ارتعاشی (سطح مقطع زیاد صفحه) موجب افزایش تابش تشدید و انطباق خوب صفحه با محیط و درنتیجه یک راهکار مناسب برای افزایش ضریب انتقال ارتعاشات به هوا است [۹]. از طرفی به دلیل افزایش دامنه بیش از حد و خستگی ماده رادیاتور نمی توان ابعاد سطح را از یک اندازه مشخص بیشتر نمود [۱۶].

اغلب پژوهش های انجام شده در زمینه طراحی و تحلیل رادیاتورهای ارتعاشی فرکانس های مختلف مانند ۲۱، ۲۵ و ۳۰ کیلوهرتز را مورد بررسی قرار دادهاند. در عین حال فرکانس کاربردی ۲۰ کیلوهرتز که در بیشتر کاربردهای صنعتی فناوری فراصوت توان بالا مورد استفاده قرار میگیرد به دلیل وجود شکل مودهای مزاحم نزدیک به شکل مود اصلی کمتر مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین اغلب تحقیقات به کاربردها [۱۲] و شبیه سازی و اندازه گیری میدان آکوستیک حاصل از رادیاتور [۱۸, ۱۹] پرداخته اند و کمتر تحقیق جامعی در زمینه طراحی و تحلیل و بررسی رفتار ارتعاشی رادیاتورهای ارتعاشی توان بالای فراصوتی انجام شده است.

بهبود طراحی و دستیابی به عملکرد مطلوب همیشه یکی از اهداف مهم در طراحی و ساخت سیستمهای توان بالای فراصوتی مورد استفاده در تحقیقات علمی و کاربردهای صنعتی بوده است. روشهای عددی مانند شبیه سازی اجزاء محدود یک ابزار مناسب برای تحقق این هدف است. در تحقیق حاضر با هدف طراحی و ساخت یک رادیاتور ارتعاشی در فرکانس تشدید ۲۰ کیلوهرتز، ابتدا با انتخاب برخی پارامترهای ورودی، طراحی مفهومی و کلی مجموعه رادیاتور ارتعاشی شامل ترنسدیوسر، بوستر و هورن انجام شده است. سپس با هدف دستیابی به اهداف طراحی، ابعاد مهم صفحه رادیاتور تغییر داده شد به گونه ای که فرکانس تشدید ۲۰ کیلوهرتز برای رادیاتور بدست آید و شکل مودهای مزاحم قابل تحریک در فاصله مناسب از شکل مود ارتعاش اصلی رادیاتور قرار داشته باشند. پس از تغییر ابعاد و بهبود طراحی، صفحه رادیاتور ساخته شد و به طور مستقل توسط آزمون ضربه مودال و دستگاه ازمون امپدانسی مورد ارزیابی قرار گرفت. پس از دستیابی به فرکانس تشدید طراحی، صفحه رادیاتور به مجموعه ترنسدیوسر و بوستر ارتعاشی مونتاژ شد و توسط آزمون امپدانسی فرکانس تشدید و توسط آزمون حسگر درز ارتعاشی، دامنه ارتعاشی نواحی مختلف بر روی رادیاتور تعیین شد.

۲- طراحی کلی رادیاتور فراصوتی

برای طراحی کلی مجموعه رادیاتور فراصوتی باید نکات ذیل را مد نظر قرار داد: (۱) صفحه ارتعاشی در شکل مود خمشی خود ارتعاش خواهد نمود. (۲) فرکانس تحریک باید منطبق با فرکانس تشدید شکل مود خمشی صفحه ارتعاشی باشد. (۳) نقطه گره در محل اتصال مجموعه ارتعاشی به بدنه (برای جلوگیری از زیاد گرم شدن و عدم انتقال ارتعاشات) باید به دقت انتخاب شود. (۴) برای اجتناب از اثر متقابل مودهای ارتعاشی، شکل مودهای مزاحم نباید ضریب عدد صحیح مود اصلی باشند و یا نباید در مجاورت مود در حال تحریک باشند. با تغییر شکل یک رادیاتور ساده و ایجاد پله در دو طرف رادیاتور، می توان به میدان های آکوستیکی مختلف دست یافت. شکل ۳ نمای طراحی مفهومی مجموعه رادیاتور دایروی پله ای ارتعاشی شامل مجموعه ترنسدیوسر و بوستر (شکل ۳–ب) و صفحه رادیاتور (شکل ۳–ج) را نمایش داده است. برای طراحی کلی مجموعه رادیاتور ابتدا صفحه ارتعاشی رادیاتور طراحی شده و در نهایت به مجموعه ترنسدیوسر و بوستر مونتاژ می گردد (شکل ۳-الف). برای ایجاد امواج آکوستیکی ایستا در مجموعه رادیاتور لازم است فرکانس طراحی رادیاتور با فرکانس تشدید مجموعه ترنسدیوسر و بوستر برابر باشد (در این پژوهش فرکانس تشدید طراحی ۲۰ کیلوهرتز است).

در طراحی رادیاتورهای ارتعاشی فراصوتی با شکل مود ارتعاش خمشی ^۲ (شکل ۳–د)، نقاط گره به صورت خط موازی (خط گره^۳) در رادیاتورهای مستطیلی و به صورت دایرههای هم مرکز (دایره گره^۴) در رادیاتورهای دایروی ظاهر میشوند. برای دستیابی به یک میدان مشخص باید دو نکته طراحی را در نظر داشت: (۱) تغییر ارتفاع تنها در موقعیتهای گره ایجاد شود و (۲) وابسته به میدان آکوستیک مد نظر یک اختلاف ارتفاع مشخص (h_i) در رادیاتور برابر نصف طول موج ارتعاشی صوتی در هوا ($\frac{L}{2}$) باشند می توان به یک میدان آکوستیک همگن دست یافت [۱۰]. اگر هدف تمرکز ارتعاشات در براساس (۱) طراحی و ابعاد نهایی (طراحی جزئی) توسط شبیهسازی اجزاء محدود تعیین شود [۲]. در این رابطه پارامترهای h_i و $_0$ به ترتیب شعاع محدود تعیین شود [۲]. در این رابطه پارامترهای h_i و $_0$ به ترتیب شعاع موقعیت مرکز پله، فاصله نقطه کانونی تا مرکز سطح مرتعش هر پله، فاصله نقطه کانونی تا سطح رادیاتور در جهت محور مرکزی می باشد.

² Flexural Mode Shape

³ Nodal Line (NL)

⁴ Nodal Circle (NC)

¹ Gap Sensor



شکل ۳. طراحی مفهومی مجموعه رادیاتور ارتعاشی شامل ترنسدیوسر، بوستر و صفحه رادیاتور دایروی

Fig. 3. Schematic view of ultrasonic airborne including transducer, booster and circular radiator plate



شکل ۴. (الف) رادیاتور پله ای با پله های با ارتفاع متفاوت (میدان متمرکز) و (ب) رادیاتور طراحی شده با پله های هم ارتفاع (میدان همگن)

Fig. 4. (a) Stepped radiator with steps of different heights (Concentrated field) and (b) Radiator designed with steps of the same height (Homogeneous field)

$$d_i = [(z_0 + h_i)^2 + r_i^2]^{1/2}$$
(\)

$$d_i - d_{i-1} = \lambda / 2 \tag{(Y)}$$

شکل ۴-الف رادیاتور دایروی پلهای با ارتفاع پلههای متفاوت (برای ایجاد میدان صوتی متمرکز) و شکل ۴-ب رادیاتور طراحی و ساخته شده با پله های هم ارتفاع (برای ایجاد میدان صوتی همگن) را نشان داده است. براساس(۲) مقدار اولیه اختلاف ارتفاع برای فرکانس تشدید ۲۰ کیلوهرتز و با فرض سرعت صوت در هوا برابر ۳۴۳ متر بر ثانیه برابر ۸/۵ میلیمتر بدست میآید.

۳ – شبیه سازی اجزاء محدود ۳ – ۱ – مدلسازی در نرم افزار

در تحلیل اجزا محدود رادیاتور از تحلیل مودال برای تعیین فرکانسهای رزونانس، شکل مودهای ارتعاشی و موقعیت نقاط گره و شکم ارتعاشی استفاده شده است. طراحی رادیاتور ارتعاشی با پنج دایره گره ارتعاشی (NC=۵) در (شکل ۴-ب) نشان داده شده است. شبیه سازی تحلیل مودال در نرمافزار انسیس ورکبنچ در ناحیه فرکانسی ۱۸ الی ۲۲ کیلوهرتز انجام شده است. اندازه مش در این شبیه سازی ۷ میلیمتر در نظر گرفته شد. برای مشاهده شکل مودهای غیر متقارن در نتایج، مدل سه بعدی مجموعه ارتعاشی شبیهسازی مورد بررسی قرار گرفته است. برای تحلیل سه بعدی از المان تتراهدرال SOLID186 با سه درجه آزادی استفاده شده است. این المان برای مدلسازی پلاستیسیته، خزش، تغییر شکل زیاد و کرنش های بزرگ مورد استفاده قرار می گیرد. برای تعیین فرکانس تشدید در تحلیل مودال، شرط مرزى اتصال كوتاه براى المانهاى الكترودها اعمال شده است. تحليل در شرایط تشدید، که در آن ولتاژ صفر بر همه اتصالات الکتریکی دیسکهای سرامیک اعمال می شود، انجام گرفته است. این حالت همان شرایط اتصال کوتاه است که در آن تمام اتصالات الکتریکی به زمین متصل هستند. برای تحلیل مودال هیچ قید سازهای^۲ در نظر گرفته نشده است. این حالت مشابه موقعیتی است که مجموعه ارتعاشی بدون هیچ قیدی از ناحیه گره آویزان شده است. اگرچه عملکرد پیزوالکتریک در طول آزمون با گرمشدن پیزوالکتریک

کمی تغییر می کند، اما از اثرات دمایی در تحلیل صرفنظر شده است. همچنین از لغزش شعاعی بین اجزاء ارتعاشی صرفنظر شده است و فرض می شود در حین مونتاژ به اجزاء پیش تنش اعمال نشده است.

در شبیه سازی جنس قطعات پشت بند و تطبیق، پیزوالکتریک و الکترود ترنسدیوسر به ترتیب فولاد ضد زنگ ۳۰۴، آلومینیوم (۲۰۷۵)، پیزوالکتریک و برنج انتخاب گردید. جنس بوستر ارتعاشی که وظیفه بزرگنمایی دامنه ارتعاشات ترنسدیوسر و نگهداری مجموعه ارتعاشی رادیاتور (از نقطه گره ارتعاشی) را به عهده دارد از فولاد ۲۰۸۰ انتخاب شد. جنس صفحه رادیاتور دایروی نیز آلیاژ آلومینیوم (۲۰۷۵) انتخاب شد. خواص مکانیکی مورد نیاز در شبیهسازی در جدول ۱ رائه شده است. برای رسیدن به فرکانس نزدیک به ۲۰ کیلوهرتز و دستیابی به نقطه گره و شکم مناسب بر روی پلههای ارتعاشی اندازه عمق شیارها و عرض شیارها و قطر کلی صفحه رادیاتور تغییر داده شد تا نتیجه مطلوب حاصل گردید.

۳– ۲– نتایج مدلسازی اجزاء محدود

پس از شبیه سازی های انجام شده با هدف رسیدن به فرکانس نامی ۲۰ کیلوهرتز و ۵ گره ارتعاشی دایروی و قرار گرفتن پله ها بر روی نقاط گره برای صفحه دایره ای پلکانی شیاردار، شکل مود مورد نظر در فرکانس ۲۰۱۰۸ هرتز به دست آمد. شکل ۵–الف نتیجه شبیه سازی تحلیل مودال شکل مود اصلی در فرکانس تشدید ۲۰۱۰۸ هرتز و با ۵ گره ارتعاشی دایروی (شکل مود اصلی) و شکل ۵–ب شکل مود مجاور در فرکانس ۱۹۱۷۸ هرتز را نمایش داده است. در شکل مود ارتعاشی علامت های حداکثر و حداقل⁷ به ترتیب بیانگر موقعیت ها با حداقل (گره ارتعاشی) و حداکثر (شکم ارتعاشی) فاصله در حدود ۱ کیلوهرتزی از مود اصلی ارتعاشی قرار دارد. لازم به ذکر است برای این که شکل مود مجاور تحریک شود لازم است در نقطه مرکزی فاصله در حدود ۱ کیلوهرتزی از مود اصلی ارتعاشی قرار دارد. لازم به ذکر محل اتصال به بوستر) دارای شکم ارتعاشی باشد. به دلیل این که شکل مود مجاور دارای گره ارتعاشی در مرکز خود است به احتمال زیاد در آزمون عملی تحریک نخواهد شد و فرکانس تشدید در نمودار آزمون تجربی مشاهده

بس از شبیه سازی های انجام شده با هدف رسیدن به فرکانس نامی ۲۰ کیلوهر تز و ۵ گره ارتعاشی دایروی و قرار گرفتن پله ها بر روی نقاط گره برای صفحه دایره ای پلکانی شیاردار و هم چنین با توجه به هدف دور نمودن شکل

¹ ANSYS Workbench

² Structural constraint

³ Max & Min

جدول ۱. خواص مکانیکی اجزای ارتعاشی رادیاتور فراصوتی در شبیه سازی

آلومينيوم فولاد فولاد ييزوالكتريك برنج جنس ماده ٧٠٧۵-Τ6 PZT8 \$\$304 ۲۰۸۰ <u>چگالی (^{kg}/_{m3})</u> 191. ٨... 7777 1414 116. ضريب الاستيك 2.0 ۷۱,۷ 1.0 110 (GPa) •/79 •/٣٣ •/٣• ./79 نسبت يوآسون

Table 1. Mechanical properties of ultrasonic radiator vibrating components in simulation



شکل ۵. نمایش (الف) شکل مود اصلی (فرکانس ۲۰۱۰۸ Hz) و (ب) شکل مود مجاور (۱۹۱۷۸ Hz)



مودهای مزاحم، شکل مود خمشی مورد نظر در رادیاتور ارتعاشی فراصوت در فرکانس ۱۹۹۶۷ هرتز به دست آمد. در شکل ۶ نتیجه تحلیل مودال در شبیه سازی اجزاء محدود نشان داده شده است. در این شکل مونتاژ رادیاتور همراه با ترنسدیوسر و بوستر نقاط گره و شکم به وضوح قابل مشاهده است.

۴- نتایج و بحث آزمون تجربی

به منظور صحه گذاری نتایج شبیه سازی و ارزیابی عملکرد مجموعه رادیاتور فراصوت (شامل ترنسدیوسر، بوستر و صفحه رادیاتور) سه آزمون تجربی (۱) آزمون ضربه، (۲) آزمون امپدانسی و (۳) آزمون حسگر درز انجام

گرفت (شکل ۷). آزمایشهای آزمون ضربه و تحلیل امپدانس به ترتیب برای تعیین مشخصههای فرکانسی صفحه رادیاتور (به تنهایی) و مجموعه مونتاژ شده رادیاتور فراصوتی و آزمون حسگر درز برای اندازهگیری دامنه جابجایی موقعیتهای مختلف روی سطح مرتعش صفحه رادیاتور انجام گرفت.

۴- ۱- آزمون ضربه

در حالی که صفحه ارتعاشی جدای از مجموعه ترنسدیوسر و بوستر باشد تنها راه تعیین فرکانس تشدید آزمون ضربه و یا تحریک توسط یک لرزاننده ارتعاشی میباشد. در آزمون ضربه، توسط یک ضربه زننده کروی به



شکل ۶. نمایش شکل مود اصلی خمشی صفحه رادیاتور ارتعاشی در فرکانس تشدید ۱۹۹۳۷ هرتز





شکل ۷. آزمونهای تجربی ارزیابی عملکرد مجموعه رادیاتور فراصوتی

Fig. 7. Experimental tests to evaluate the performance of the ultrasonic airborne



شکل ۸. نتیجه آزمون ضربه و فرکانس تشدید مود اصلی در فرکانس ۲۰۱۵۰ هرتز

Fig. 8. Impact test results and the resonance frequency of the main mode (frequency 20150 Hz)

صفحه رادیاتور در حالتی که صفحه رادیاتور به طور آزاد قرار دارد به آن یک ضربه وارد شده است و توسط یک میکروفون و ضبط کننده فرکانس بالا (۹۶ کیلوهرتز) طیف صوتی ضربه حاصل استخراج شده است. همانطور که از شکل ۸ مشاهده میشود در نتیجه آزمون ضربه (بدون تحریک صفحه رادیاتور توسط منبع تغذیه و مجموعه ارتعاشی ترنسدیوسر و بوستر)، فرکانس تشدید برابر ۲۰۲۰۰ هرتز بدست آمده است. لازم به ذکر است در شبیهسازی رادیاتور دایروی در نرم افزار شبیه سازی نیز فرکانس تشدید ۸ ۲۰۱۰ هرتز حاصل شده بود که حدود ۵٫۰ درصد خطا را در پیش بینی فرکانس تشدید صفحه رادیاتور نشان میدهد.

۴- ۲- آزمون امپدانسی

آزمون امپدانسی توسط دستگاه تحلیلگر امپدانس با قابلیت اندازه گیری در بازه ۱–۲۰۰ کیلوهرتز، حداقل تفکیک پذیری فرکانس ۰٫۱ هرتز، محدوده امپدانس الکتریکی بین ۱ اهم الی ۱ مگااهم و خطای کمتر از ۰/۱ درصد در محدوده کارکرد انجام گرفته است. هدف از این آزمون تعیین فرکانس و بزرگی امپدانس تشدید تمامی شکل مودهای ارتعاشی در بازه ۱ تا ۲۶

کیلوهرتز میباشد. این دستگاه با اعمال ولتاژ در حدود ۵/۰ الی ۱/۵ ولت و دریافت بازخورد جریان، نمودار امپدانس الکتریکی و فاز امپدانس در محدوده فرکانسی تعیین شده را رسم مینماید. خروجی آزمون به صورت نمودار امپدانس –فرکانس و فاز-فرکانس در شکل ۹ ارائه شده است. در این نمودار فرکانس با حداقل مقدار امپدانس، فرکانس تشدید و فرکانس با حداکثر مقدار امپدانس، فرکانس تشدید و فرکانس با حداکثر مقدار امپدانس، فرکانس تشدید و فرکانس با حداقل مقدار امپدانس، فرکانس تشدید و فرکانس با حداکثر مقدار میدانس. فرکانس با حداقل مقدار امپدانس، فرکانس تشدید و فرکانس با حداکثر مقدار امپدانس، فرکانس با حداقل مقدار امپدانس، فرکانس تشدید و فرکانس با حداکثر مقدار امپدانس، فرکانس مقدار می امپدانس، فرکانس مقدار امپدانس، فرکانس مقد تشدید میباشد. فرکانسهای تشدید اصلی در بازه ما الی ۲۵ کیلوهرتز برای شکل مودهای خمشی مجموعه رادیاتور فراصوتی آمدند. همانطور که ملاحظه میشود در بازه ۱۰ الی ۲۵ کیلوهرتز شکل مود به ترتیب برابر با ۱۹۸۲، ۱۹۶۸، ۱۹۸۶، مرابه می مجموعه رادیاتور فراصوتی آمدند. همانطور که ملاحظه میشود در بازه ۱۰ الی ۲۵ کیلوهرتز شکل مود به با ۳–۷ الی ۲۵ کیلوهرتز شکل مود به ترتیب برابر با ۱۹۸۰، ۱۹۶۸، ۱۹۸۶، مرابه مود مالی ۲۵ کیلوهرتز میل مود و فرکنس تشدید با مودهای تریب برابر با ۱۹۸۰، ۱۹۶۸، ۱۹۹۶، مرابه مود به با ۳–۷ الی ۲۵ کیلوهرتز شکل مود به تریب برابر با ۱۹۸۰، ۱۹۶۸، ۱۹۹۶، مرابه مود (برای مودهای ارتعاشی خمشی أمدند. همانطور که ملاحظه میشود در بازه ۱۰ الی ۲۵ کیلوهرتز شکل مود با ۳–۷ میند. همانطور که ملاحظه میشود در بازه ۱۹۰۰ الی ۲۵ کیلوهرتز میلی خری مودار خاله با ۳–۷ مود (برای مودهای ارتعاشی خری مود با ۳ مولی ترنس تشدید با مود مولی ترنس تشدید در شبیه مازی اجزاء محدود (برای مودهای ارتعاشی میباند. فرکانس تشدید در میبه در میند مودار ایم در بازه ۱۹۹۰ هرتز بدست آمده است. در حالی که با ۳–۷ مولی مرز اختلاف بیانگر کمتر از ۵٫۰ درصد خطا در شبیه مازی میباشد. فرکانس تشکیل هرزه ارتعاشی اجزای تشکیل دهنده این خریب کیفیت مکانیکی (g_{10}) بیانگر بازده ارتعاشی اجزای تشکیل دهنده این مربود و خریب کیفیت مکانیکی (g_{10}) بیانگر بازده ارتعاشی اجرای تشکیل دمد مودار خاله میباند.

¹ Anti-Resonance



شکل ۹. (الف) نمودار امپدانس-فرکانس و (ب) نمودار فاز-فرکانس در محدوده فرکانسی ۱۰ الی ۲۵ کیلوهر تز توسط دستگاه آزمون امپدانسی Fig. 9. (a) Impedance-frequency and (b) Phase-frequency diagram in the frequency range of 10 to 25 kHz by the impedance test

مجموعه رادیاتور و رابطه عکس با مقدار میرایی و اتلاف انرژی داخلی دارد (رابطه ۳). در رابطه F_s مقادیر فرکانس نیمه (رابطه ۳). در رابطه می اشد. توان مجموعه ارتعاشی می باشند.

$$Q_m = \frac{F_s}{F_2 - F_1} \tag{(7)}$$

جدول ۲ مشخصههای امپدانسی مجموعه رادیاتور فراصوتی شامل فرکانس تشدید (F_p)، اختلاف فرکانس تشدید

) و ضد تشدید (P_{sp})، ضریب کیفیت مکانیکی (Q_m) و مقدار حداقل (Z_{max}) و حداکثر امپدانس (Z_{max}) را ارائه نموده است.

همانطور که در نتایج آزمون امپدانسی مشخص است (شکل ۹) در اطراف شکل مود اصلی ارتعاشی، شکل مود مزاحم وجود ندارد و نزدیک ترین فرکانسهای تحریک برابر ۱۴۶۸۰ و ۲۴۶۶۰ کیلو هرتز هستند. در ارتعاشات با توان بالا، اختلال رفتار غیر خطی موجب ایجاد ارتعاش در مودهای ناخواسته و مزاحم می گردد. این اختلال موجب گرم شدن، ایجاد نویز، دامنه ارتعاش ناکافی و قابلیت اطمینان پایین و حتی خرابی اجزای ارتعاشی می گردد. مشکل تداخل مودال باعث انتقال انرژی از تحریک شکل مود اصلی به دیگر

 F_s (Hz) F_p (Hz) F_{sp} (Hz) Q_m Z_{min} (OHM) Z_{max} (OHM)19187199.9FS1877/195187/28FT.2/10

جدول ۲. خروجیهای آزمون امپدانس رادیاتور فراصوتی

Table 2. Impedance test results of ultrasonic circular radiator

مودهای ناخواسته می شود و مانع انتقال توان می گردد. راه حل اصلی در اینجا جدا کردن و فاصله دادن مودهای مزاحم از شکل مود تنظیم شده اصلی است [۱۳]. براساس داده های آزمون امپدانسی مشخص است که مودهای مزاحم اطراف شکل مود اصلی با فاصله مناسبی از فرکانس تشدید قرار دارند و در کارکرد رادیاتور در فرکانس تشدید ۲۰ کیلوهرتز خللی وارد نمی کنند.

۴– ۳– آزمون اندازه گیری دامنه

در آزمون اندازه گیری دامنه ارتعاشی، توسط یک حسگر درز از نوع PU-05 و مبدل مدل AEC-55 با تفکیک پذیری ۲/۳ میکرومتر، دامنه ارتعاشی سطح مرتعش جلو رادیاتور اندازه گیری شد. در این آزمون، حسگر درز در نقاط گره و شکم طراحی قرار داده شد و دادههای ولتاژ خروجی حسگر ذخیره گردید. این دادهها به صورت نمودار ولتاژ بر زمان بودند و فاصله قله تا دره بیانگر حداکثر دامنه ارتعاشی سطح مورد اندازه گیری رادیاتور می باشد. مقادیر بدست آمده با محاسبات عددی براساس مشخصات سنسور به دامنه ارتعاش تبدیل میشوند و دامنه ارتعاشی نقاط مختلف رادیاتور در فاصله های مشخص از محور مرکزی بدست آمده است. تحریک مجموعه رادیاتور ارتعاشی توسط منبع تغذیه فراصوتی با توان نامی ۲ کیلووات و فرکانس نامی ۲۰ کیلوهرتز انجام شده است.

برای بررسی انطباق نقاط گره در طراحی جزئی صفحه رادیاتور با نتیجه آزمون تجربی، در شکل ۱۰ نتایج دو آزمون در کنار یکدیگر نشان داده شده اند. محور افقی بیانگر فاصله نقطه اندازه گیری از محور مرکزی صفحه رادیاتور و محور عمودی بیانگر حداکثر دامنه ارتعاش در شبیه سازی اجزاء محدود و آزمون تجربی میباشد. لازم به ذکر است آزمون مودال با توجه به در نظر نگرفتن مکانیزم ها و خصوصیات میرایی مواد مقدار درستی برای دامنه ارتعاش نشان نمیدهد اما بیانگر جابجایی نسبی نقاط مختلف سطح مرتعش میباشد. بدین منظور با ضرب یک مقدار مشخص در داده های

تحلیل مودال مقادیر حداکثر دامنه ها یکسان سازی شده اند. باید در نظر داشت در این مقایسه موقعیت نقاط گره نسبت به محور مرکزی مهم است و نه مقدار دامنه ارتعاش. نقاط با حداقل دامنه ارتعاشی (گره ارتعاشی) مطابق با طراحی جزئی در شکل ۴–ب در فواصل ۲۹، ۷۶، ۱۱۸، ۱۴۹ و ۱۷۸ میلیمتر از محور مرکزی قابل مشاهده هستند.

نتایج آزمون های ضربه و امپدانسی در تعیین فرکانس تشدید شکل مود خمشی اصلی رادیاتور ارتعاشی و نتیجه آزمون اندازه گیری دامنه ارتعاش در تعیین موقعیت های گره ارتعاشی در سطح صفحه رادیاتور بیانگر دقت شبیه سازی اجزاء محدود تحلیل مودال در پیش بینی رفتار ارتعاشی مجموعه های ارتعاشی میباشد. بدین صورت میتوان انواع رادیاتورهای صفحهای دایروی و مستطیلی و رادیاتورهای لولهای را برای کاربرد در انواع فرایندهای صنعتی نظیر خشک کنها، جداکنندههای چند فازی و فوم زدایی در صنایع غذایی و دارویی طراحی نمود.

۵- نتیجهگیری

در این پژوهش طراحی جزئی و ساخت یک مجموعه رادیاتور فراصوتی توان بالا بر پایه نتایج شبیهسازی اجزاء محدود تحلیل مودال انجام شده است. هدف اصلی در طراحی جزئی دستیابی به فرکانس تشدید نامی مد نظر (۲۰ کیلوهرتز) و در عین حال دور نمودن شکل مودهای مزاحم ارتعاشی قابل تحریک از شکل مود اصلی (مود خمشی رادیاتور) بوده است. پس از ساخت صفحه رادیاتور دایروی، بر روی مجموعه ترنسدیوسر و بوستر نصب گردید. به منظور ارزیابی عملکرد و صحت سنجی نتایج شبیهسازی اجزاء محدود، آزمونهای تجربی شامل آزمون ضربه مودال، آزمون امپدانسی و آزمون اندازه گیری دامنه ارتعاش بر روی مجموعه رادیاتور فراصوتی انجام گرفت. نتایج آزمون مودال و آزمون امپدانسی نشان دهنده تطابق نتایج فرکانس تشدید مجموعه ساخته و مونتاژ شده با فرکانس نامی ۲۰ کیلوهرتز است. همچنین



شکل ۱۰. دامنه جابجایی رادیاتور در آزمون تجربی و شبیه سازی اجزاء محدود

Fig. 10. Comparison of radiator surface amplitude results obtained from experimental test and finite element simulation

Vibrations in Metal Forming, Modares Mechanical Engineering, 16(10) (2017) 323-334, (In persian).

- [4] R. Abedini, A Roadmap for Application of High Power Ultrasonic in Plastic and Metal Welding, Journal of Vibration and Sound, 10(20), (2022) 35-55, (In Persian).
- [5] D. Chen, S.K. Sharma, A. Mudhoo, Handbook on applications of ultrasound: sonochemistry for sustainability, CRC press, (2011).
- [6] M. Villamiel, E. Riera, J. García-Pérez, The Use of Ultrasound for Drying, Degassing and Defoaming of Foods, in, (2021), 415-438.
- [7] J.A. Gallego-Juárez, E. Riera, Technologies and Applications of Airborne Power Ultrasound in Food Processing, in: Ultrasound Technologies for Food and Bioprocessing, (2011), 617-641.
- [8] C.M.G. Charoux, K.S. Ojha, C.P. O'Donnell, A. Cardoni, B.K. Tiwari, Applications of airborne ultrasonic

نتایج آزمون اندازه گیری دامنه ارتعاش، در عمل، بیانگر قرارگرفتن نقاط گره و شکم ارتعاشی بر روی نقاط مد نظر در طراحی جزئی رادیاتور میباشند.

تشکر و قدردانی

نویسندگان این مقاله کمال تشکر خود را از شرکت دانش بنیان فراصوت تجهیز ایرانیان، پژوهشکده فناوری نو دانشگاه صنعتی امیرکبیر و مرکز فناوری تولید دانشگاه علم و صنعت ایران جهت همکاری در انجام آزمونهای تجربی اعلام مینمایند.

منابع

- H. Kuttruff, Ultrasonics: Fundamentals and applications, Springer Science & Business Media, (2012).
- [2] J.A. Gallego-Juárez, K.F. Graff, Power ultrasonics: applications of high-intensity ultrasound, Elsevier, (2014).
- [3] R. Abedini, A. Abdullah, Y. Alizadeh, V. Fartashvand, A Roadmap for Application of High Power Ultrasonic

- [15] R.R. Andres, V.M. Acosta, M. Lucas, E. Riera, Modal analysis and nonlinear characterization of an airborne power ultrasonic transducer with rectangular plate radiator, Ultrasonics, 82 (2018) 345-356.
- [16] R.R. Andrés, A. Pinto, J.A. Cárcel, E. Riera, Airborne power ultrasonic transducers with stepped circular radiator for lyophilization at atmospheric pressure, in: Proceedings of Meetings on Acoustics ICU, Acoustical Society of America, (2019), 030011.
- [17] J.V. García-Pérez, J.A. Carcel, A. Mulet, E. Riera, R.R. Andrés, J.A. Gallego-Juárez, Chapter 33 - Ultrasonic drying for food preservation, in: J.A. Gallego-Juárez, K.F. Graff, M. Lucas (Eds.) Power Ultrasonics (Second Edition), Woodhead Publishing, (2023), 743-771.
- [18] J.A. Gallego-Juárez, G. Rodríguez, E. Riera, R.R. Andrés,
 A. Cardoni, Chapter 7 Power ultrasonic transducers with vibrating plate radiators, in: J.A. Gallego-Juárez,
 K.F. Graff, M. Lucas (Eds.) Power Ultrasonics (Second Edition), Woodhead Publishing, (2023), 109-130.
- [19] R. Dorovskikh, A. Puzhaykina, P. Tertishnikov, A. Shalunov, V. Nesterov, Development of specialized disk emitters for the formation of high-intensity ultrasonic fields in gaseous media, in: Journal of Physics: Conference Series, IOP Publishing, (2023), 012003.

technology in the food industry, Journal of Food Engineering, 208 (2017), 28-36.

- [9] R.R. Andrés, A. Pinto, I. Martínez, E. Riera, Acoustic field generated by an innovative airborne power ultrasonic system with reflectors for coherent radiation, Ultrasonics, 99 (2019) 105963.
- [10] G.V. Selicani, F. Buiochi, Stepped-plate ultrasonic transducer used as a source of harmonic radiation force optimized by genetic algorithm, Ultrasonics, 116 (2021) 106505.
- [11] D. Ensminger, F.B. Stulen, Ultrasonics: data, equations and their practical uses, CRC press, (2008).
- [12] A. Cardoni, E. Riera, A. Blanco, V. Acosta, J.A. Gallego-Juárez, Modal interactions in ultrasonic plate transducers for industrial applications, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 226(8) (2012) 2044-2052.
- [13] J. Gallego-Juárez, E. Riera, V. Acosta-Aparicio, Modal interactions in high-power ultrasonic processing transducers, in: AIP Conference Proceedings, American Institute of Physics, (2008), 595-604.
- [14] R.R. Andrés García, V.M. Acosta, A. Pinto, E. Riera, Airborne power ultrasonic systems for food dehydration processes intensificatio, (2018).

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم A. Akbari, R. Abedini, Finite Element Simulation and Experimental Evaluation of an Ultrasonic Radiator, Amirkabir J. Mech Eng., 55(10) (2024) 1261-1274.



DOI: 10.22060/mej.2024.22635.7654

بی موجعه محمد ا