

## ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.536.483; 621.593

## Вплив геометрії трубки та тиску нагнітання на роботу хвильового генератора холоду

Д. О. Димерцов

Харківський Національний Економічний Університет імені Семена Кузнеця, проспект Науки, 9А, Харків, 61166, Україна

✉ e-mail: dmytro.dymertsov@hneu.com

ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-4894-3495>

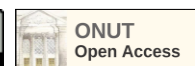
*Хвильові генератори знайшли своє застосування у енергетиці, харчовій промисловості, космічних технологіях та газодобуванні. Тому актуальність вивчення хвильових генераторів і процесів в них займає важливе місце в кріогенній та холодильній техніці. Розглянувши розвиток холодильної техніки та математичного моделювання, було обрано перспективний спосіб отримання холоду, який базується на коливальному процесі газів, виникаючих в заглушених трубках, так званих «хвильових генераторах холоду»; або у вигляді автоколивального процесу, який налаштовується геометричними характеристиками трубки та сопла; або за допомогою механічного газового розподільника, який задає коливального процесу в приймальній трубці. Простота конструкцій та швидка зміна процесів в хвильових генераторах, дала можливість використання математичного моделювання, що більш досконало дозволяє вивчити газодинамічні процеси в приймальних трубках. В роботі розглянуті різні види хвильових генераторів холоду за способом газового розподілення та виникнення коливального процесу газу в приймальних трубках. Розглядається розрахункова схема генератора, яка була складена на основі проведеного аналізу існуючих конструкцій. В схему входять газовий розподільник з вбудованим соплом входу та виходу газу; приймальна трубка з заглушеним кінцем (резонансна трубка) та теплообмінна поверхня. Така схема охоплює більшість існуючих акустичних генераторів. Складена математична модель газодинамічних процесів, де використовується система диференціальних рівнянь газової динаміки з різними граничними умовами на вході в приймальну трубку, та гранична умова третього роду для теплопровідної стінки. Результати дослідження отримані за допомогою розробленої програми у мові програмування Lazarus Free Pascal, а також представлені у вигляді залежностей зміни температури або холодої продуктивності від довжини, діаметра трубки або тиску нагнітання робочого газу.*

**Ключові слова:** *Хвильові генератори холоду; Трубка Гартмана-Шпренгера; Акустичний генератор*

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v59i4.2807>

© The Author(s) 2023. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

## 1. Вступ

З розвитком сучасних технологій застосування математичного моделювання у вивченні різних фізичних процесів стало доволі актуальною темою

для дослідників. Швидка зміна фізичних процесів не дозволяє вивчати процес глибше, що як раз і спонукає дослідника до використання моделювання та послідовного програмування математики. Розвиток теорії нелінійних коливань реальних си-

стем торкнувся різних труднощів, тому досліди газодинамічних коливань на простих моделях являються доволі актуальними. Ці процеси закладені в роботу хвильових генераторів холоду. Простота конструкцій та швидка зміна процесів в генераторі дала можливість використання математичного моделювання, що більш досконало дозволяє вивчити процеси в пристроях. Робота генераторів доволі цікава з точки зору криогенного та холодильного напряму розвитку без рухомих газодинамічних методів отримання низьких температур.

В 1916 р. при вимірюванні тиску за допомогою трубки Піто на вісь не розширеного надзвукового струменя, Гартман відкрив, що на деяких проміжках трубки виникають різкі коливання, які супроводжуються акустичним випромінюванням. Гартман розташував на одній лінії сопло та трубку у якій один кінець був заглушений, що привело його до створення нового пристрою, якій міг створювати звукові та надзвукові хвилі. Наступний, хто займався цими питаннями, був Шпренгер, який у 1954 р. виявив нагрів заглушеного кінця трубки. Шпренгер розглядав трубки суттєво довші, у відмінності від Гартмана, який працював з трубками відносно малої довжини. Ефект, який спостерігав Шпренгер, був дуже значним, після того такі трубки стали називати трубками Гартмана-Шпренгера. Подальший розвиток конструкцій трубки Гартмана-Шпренгера або так званих хвильових генераторів холоду, привів до використання в пристроях газового розподільника, який як раз і задає коливальний процес газу в трубці, на відміну від класичної трубки Гартмана. Також почали використовувати ціле «віяло» трубок, що збільшує ефективність пристрої.

Даний пристрій сполучає в собі простоту й надійність конструкції, на відміну від інших холодильних машин, оскільки має у своїй конструкції прості рушійні частини або не має їх зовсім. Хвильові генератори знайшли своє застосування у енергетиці, харчовій промисловості, космічних технологіях та газодобуванні. Тому актуальність вивчення як генераторів, так і процесів в них займає не останнє місце в криогенній та холодильній техніці.

## 2. Літературний огляд даних та постановка проблеми

Хвильові генератори холоду поділяються по принципу виникнення коливального процесу на

статичні (автоколивальний процес) та динамічні (коливальний процес вимушений).

Конструкції хвильових генераторів статичного типу, так звані трубки Гартмана-Шпренгера [1, 2, 3, 4], складається з двох головних елементів, а саме – сопло та приймальна трубка. Робота таких генераторів описується наступним чином: перед трубою розміщується звужене сопло на певній відстані; під тиском газ починає виходити з сопла, зі швидкістю не більшою за місцеву швидкість звуку, та наповнює приймальну трубку генератора. Наповнивши трубку газ починає виходити з неї. Процес повторюється. Наповнення газом приймальної трубки (відносно великої довжини  $L/D > 34$ ) з такого сопла, призводить до виникнення автоколивального процесу [3, 6, 5, 8, 9]. Від коливання поверхні розділу в різних фазах її руху всередину трубки поширюються хвилі стиснення і розрідження, які потім відбиваються від закритого кінця. Взаємодіючи між собою, хвилі стиснення і розрідження посилюються і на деякій відстані від входу утворюють ударну хвилю кінцевої амплітуди. Проходження стовпом газу прямої і відбитої від заглушеного кінця порожнини ударних хвиль проявляється у інтенсивних коливаннях тиску всередині порожнини і супроводжується зростанням ентропії, тобто, незворотним виділенням тепла, що призводить до зростання температури газу. Кінцева температура газу в резонансній трубці залежатиме від умов тепловіддачі зовнішнього потоку через стінки, а також від інтенсивності масообміну біля відкритого кінця трубки. Таким чином, охолодження газу відбувається за рахунок здійснення потоком роботи стиснення, яка у вигляді тепла відводиться через теплообмінну поверхню приймальних трубок у навколишнє середовище.

В хвильових генераторах динамічного типу, для виникнення хвильових процесів в трубках, використовуються механічні органи газорозподілу, так званий ротор, в який вбудовані сопла 1. Обертання забезпечується зовнішнім приводом [5, 6, 9], наприклад, електродвигуном. При обертанні ротора відбувається періодична взаємодія струменя з газом у приймальній трубці, що призводить до його стиснення та нагрівання. Тепло від стінок приймальної трубки відводиться в довкілля. Газ, який відпрацював у приймальних трубах, виходить із них з нижчою температурою, ніж та, що він мав перед потраплянням у трубку.

Кінці приймальних труб розміщені в камері, яка має канали для відводу охолодженого газу.

Газ, який повинен охолоджуватися, спрямовується по каналам до клапану, на виході з якого струмінь газу має швидкість звуку. При обертанні ротора клапана відбувається періодична взаємодія струменя газу з приймальною трубкою, що призводить до стискання та поступового нагріву. Тепло від стінок трубки відводиться в навколишнє середовище. Газ, відпрацьований в приймальній трубці, виходить з трубки охолодженим. Таким чином, охолодження газу відбувається за рахунок здійснення газом роботи стискання, яка у вигляді тепла відводиться через теплообмінну поверхню приймальної трубки.

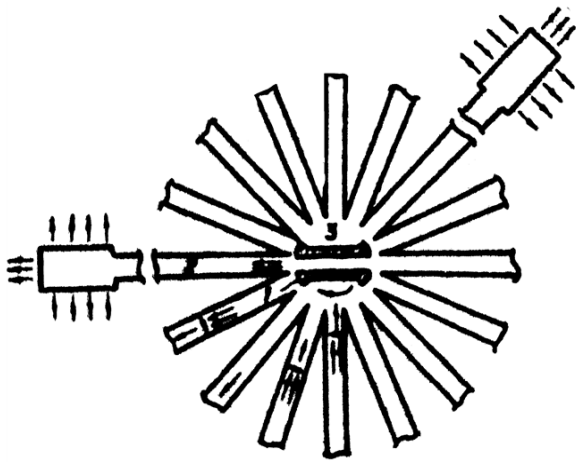


Рисунок 1 – Хвильовий генератор холоду динамічного типу

На відміну від генераторів, де нагрів відбувається за рахунок автоколивального процесу, у генераторах з механічною системою газового розподілу, частота імпульсного вводу активного газу у приймальну трубку може бути вимушено встановлена, незалежно від довжини, діаметра трубки та інших характеристик.

### 3. Мета та задачі дослідження

За проведеним аналізом існуючих гіпотез, конструкцій та моделей хвильових генераторів, було сформульовано наступну мету роботи: дослідження за допомогою математичного моделювання газодинамічних процесів, виникаючих в заглушених трубках, а також вивчення процесів виникнення тепла та відводу його в навколишнє середовище. Створення математичної моделі, яка дозволить розробити методи дослідження роботи генераторів, формування баз даних сучасної тенденції розвитку хвильових генераторів в низькотемпературній техніці.

Відповідно до мети роботи були поставлені наступні задачі:

- систематизація існуючих математичних моделей, а також конструкцій хвильових генераторів холоду;
- оцінка енергетичної ефективності хвильових генераторів холоду;
- побудова математичної моделі хвильового генератора холоду;
- вивчення теплових і газодинамічних процесів.

### 4. Формування математичної моделі

Розглядається розрахункова схема генератора, яка була сформована на основі проведеного аналізу існуючих конструкцій. В схему входять газовий розподільник з вбудованим соплом входу та виходу газу; приймальна трубка з заглушеним кінцем (резонансна трубка) та теплообмінна поверхня. Така схема охоплює більшість існуючих акустичних генераторів. Наступним кроком був запис математичних рівнянь для кожного елемента.

Робочий газ в трубці задовольняє рівнянню стану ідеального газу. Це припущення справедливе для достатньо широкого діапазону зміни температури і тиску газоподібних речовин.

$$p = \rho RT \quad (1)$$

Для опису процесів в приймальній трубці використовується одновимірна систему диференціальних рівнянь газової динаміки:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho w}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho w^2 + p) = -\xi \frac{\rho w^2}{2d} \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho \left( e + \frac{w^2}{2} \right)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \rho w \left( e + \frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} \right) \right] = -\frac{4\alpha_z}{d} (T_c - T_{cm}) \quad (4)$$

Для опису теплових процесів у стінці приймальної труби використовується одновимірне нестационарне рівняння теплопровідності:

$$c_c \rho_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \lambda_c \frac{\partial T_c}{\partial x} + \frac{\alpha}{\delta_c} (T_c - T) + \frac{\alpha_o}{\delta_c} (T_c - T_o) \quad (5)$$

Для розрахунку параметрів газу у трубці використовується метод кінцевих різниць. В цьому

випадку обирається так звана сітка, з часовим та просторовим кроком. На обраній сітці, будується явна центральна різницева схема, що забезпечує перший порядок апроксимації по часу та другий порядок по координаті.

Граничні умови обиралися для входу в трубку та для заглушеного кінця трубки. На вході в трубку, використовуємо умову звуженого сопла, яка зводиться до визначення розмірів вихідного отвору за заданою витратою газу та заданою швидкістю закінчення. При розрахунку вважають, що перебіг газу в соплі адиабатичний, тому що за короткий час протікання газових частинок через теплообмін тепло з навколишнім середовищем практично не встановлюється. Якщо знехтувати впливом тертя, то перебіг можна вважати ізоентропічним. Прийнято граничні умови на вході в приймальну трубку та на заглушеному кінці, також умови для теплопровідної стінки. Розглянемо кожну границю окремо. На вході в трубку розглядалася умова звуженого надзвукового сопла, для якого критичне значення тиску знаходиться за формулою

$$P_{kp} = P_{vx} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (6)$$

До тих пір поки тиск більше критичного, а швидкість дозвукова, тиск в трубці розповсюджується по потоку та проти нього. В такому випадку тиск на зрізі сопла менше критичного [7], отже витрата визначається за наступним рівнянням:

$$G = \mu F_{vx} P_{vx} \left( \frac{2}{k-1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \sqrt{\frac{k}{RT_{vx}}} \quad (7)$$

Швидкість витоку з сопла

$$w = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT \left[ 1 - \left( \frac{P}{P_{vx}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (8)$$

Якщо тиск на зрізі сопла більше критичного, то витрата визначається за наступним рівнянням

$$G = \mu F_{vx} P_{vx} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_{vx}} \left( \frac{P}{P_{vx}} \right)^{\frac{2}{k}} \left[ 1 - \left( \frac{P}{P_{vx}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (9)$$

Швидкість витоку газу дорівнює критичній швидкості.

$$w = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT} \quad (10)$$

де  $R$  – універсальна газова постійна.

Тиск на вході в трубку задавався гармонічним законом. Температура мала постійне значення.

Для заглушеного кінця швидкість дорівнює нулю. Для обчислення граничних потоків залишається визначити тиск та температуру. Щоб визначити параметри, що залишилися, необхідно вирішити допоміжне завдання розриву, для яких ліві величини взяті як поточні значення параметрів для інтервалу сітки, а праві величини – відрізняються від лівих протилежним знаком швидкості.

Для розв'язання рівняння теплопровідності використовуються граничні умови третього роду для тонкостінного циліндра.

Робота «сопла-клапана» моделювалася у вигляді сходинок, де при відкритті клапана площа вхідного та вихідного отвору приймала максимальне значення.

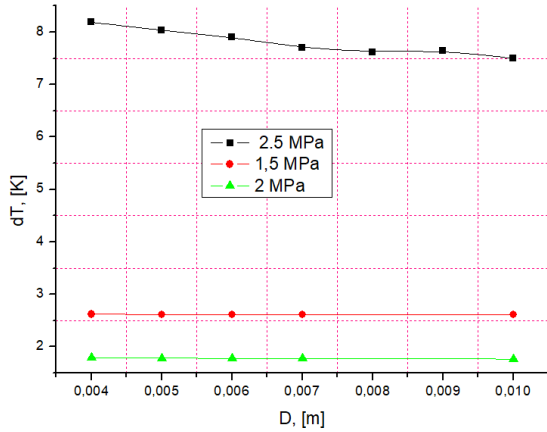
## 5. Вплив геометрії трубки на роботу генератора

Складена математична модель була запрограмована на мові програмування Lazarus Free Pascal, та представлена у вигляді програми розрахунку хвильових генераторів динамічного типу. За допомогою програми можна досліджувати хвильові та теплові процеси, які виникають в приймальній трубці та стінці приймальної трубки генератора.

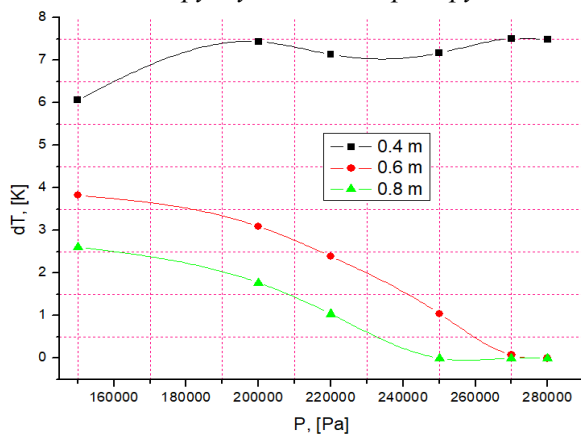
Також були розглянуті існуючі конструкції хвильових генераторів холоду, після цього були обрані наступні геометричні характеристики приймальної трубки: довжина трубки 0,4-0,8 м, внутрішній діаметр 4-8 мм, товщина стінки 2 мм, діаметр сопла 6 мм. Також обрано параметри роботи генератора: робоча речовина - повітря, тиск нагнітання від  $1,5 \cdot 10^6$  Па до  $2,5 \cdot 10^6$ , вхідна температура газу 293 К, температура навколишнього середовища 273 К.

Проводячи дослідження впливу геометрії трубки на характеристики хвильового генератора холоду, були отримані наступні результати, які представлені у вигляді графіків (рис. 2-6) залежності зміни температури та холодильної продуктивності від діаметра трубки або її довжини. Зміна

діаметру трубки при фіксованій довжині (0,4 м) та різних тисках нагнітання газу (1,5-2,5 МПа) не суттєво впливає на зміну температури газу на вході в трубку (рис. 2). Температура змінюється на 0,5-1 градус. Розглядаючи вплив зміни довжини



**Рисунок 2** – Залежність зміни температури на вході в трубку від діаметра трубки



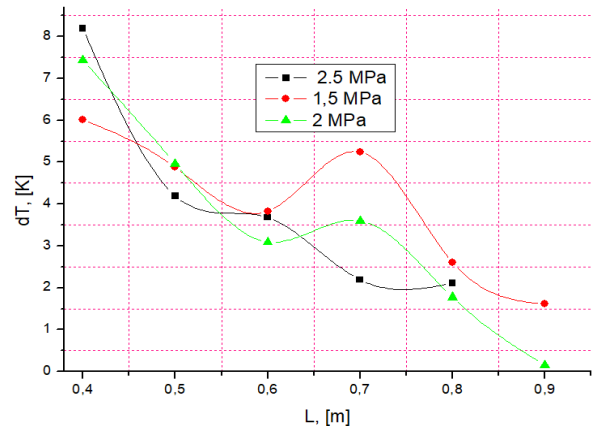
**Рисунок 4** – Залежність зміни температури від тиску нагнітання

## 6. Висновки

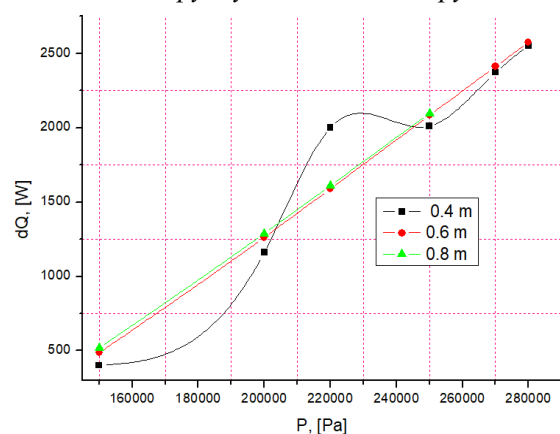
Швидка зміна процесів в приймальних трубках генераторів динамічного типу, дозволяє при математичному моделюванні ширше заглянути в процеси, що призвело до формування математичної моделі газодинамічних процесів хвильових генераторів, створення програми розрахунку газодинамічних характеристик генератора та проведення досліджень впливу геометричних характеристик на роботу генератора.

В роботі розглянуто вплив геометрії трубки на зміну температури та холодопродуктивність для діаметрів трубки 4-8 м, довжин трубки 0,4-0,8 м. Результати дослідів представлені у вигляді залежностей зміни температури або холодопродуктивності від довжини, діаметра трубки або тиску

трубки при фіксованому її діаметрі (0,008 м), можна бачити, як суттєво змінюється температура на вході в трубку. Зі збільшенням довжини трубки при різних тисках нагнітання (1,5-2,5 МПа) спостерігається зменшення перепаду температури.



**Рисунок 3** – Залежність зміни температури на вході в трубку від довжини трубки



**Рисунок 5** – Залежність потужності від тиску нагнітання

нагнітання робочого газу. Діапазон тиску нагнітання 1,5-2,5 МПа.

## Література

1. **Dapeng Hu, Yichao Li, Peiqi Liu, Yang Yu, Fengxia Liu.** Numerical Study on the Effect of Nozzle Incident Angle on the Overall Performance of Gas Wave Refrigerator // International Journal of Refrigeration. – 2022. – Vol. 138. – P. 61-70
2. **Neil Castelino, Ephraim J. Gutmark.** SPOD Analysis of Pulsed Jets in Supersonic Crossflow using a High Frequency Actuator: An Abstract // AIAA 2022-0204 Session. Numerical Analysis of Scramjet Engines II. – 2021. <https://doi.org/10.2514/6.2022-0204>.vid
3. **John T Solomon, Rhys Lockyer, Tailor Jones.**

- High-Frequency Pulsed Coaxial Injectors for High-Speed Flow Mixing and Control // *AIAA Journal*. – 2023. – Vol. 61. – Issue 12. – P. 5332-5346.
4. **Sonu K. Thomas, Venkata S.R. Narava.** Role of non-circular jets in the performance of Hartmann whistles // *Applied Acoustics*. – 2022. – Vol. 192. – P. 108736
5. **T. Saito, P. Voinovich, W. Zhao, K. Shibasaki, S. Shibasaki, K. Takayama.** Experimental and numerical study of pressure wave refrigerator performance // *Shock Waves*. – 2003. – Vol. 13. – P. 253-259.
6. **Galiullin R.G., Ermakov R.A.** A gas compressor based on a piston-type acoustic resonator // *Chemical and Petroleum Engineering*. – 2008. – Vol. 44. – No. 7. – P. 387-392.
7. **Yan Beliavsky.** Experimental arguments in favour of heat transfer in compressible fluids by Pressure Gradient Elastic Waves // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2017. – Vol. 107. – P. 723-728.
8. **Xiuzhi Xi, Yuhang Xin, Dingli Duan, Bo Zhang.** Experimental investigation on the performance of a novel resonance-assisted ejector under low pressurization // *Energy Conversion and Management*. – 2023. – Vol. 280. – P. 116778.
9. **C. Bauer, P. Lungu and O.J. Haidn.** Numerical Investigation of a Resonance Ignition System // *Conference: 8th European Conference for Aeronautics and Space Sciences (EUCASS)*. – 2019.

Отримана в редакції 24.11.2023, прийнята до друку 19.12.2023

## The influence of tube geometry and injection pressure on the operation of a wave cold generator

*Dmytro Dymertsov*

Simon Kuznets Kharkiv National University of Economics, 9A Nauki, Ave, Kharkiv, 61001, Ukraine

✉ e-mail: dmytro.dymertsov@hneu.com

ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-4894-3495>

*Wave generators are used in energy, food industry, space technologies and gas production. Therefore, the relevance of studying wave generators and processes in them occupies an important place in cryogenic and refrigeration technology. After considering the development of refrigeration technology and mathematical modeling, a promising method of obtaining cold was chosen, which is based on the oscillating process of gases arising in muffled tubes, the so-called "wave generators of cold"; or in the form of an auto-oscillating process, which is adjusted by the geometric characteristics of the tube and nozzle; or with the help of a mechanical gas distributor, which sets the oscillatory process in the receiving tube. Simplicity of constructions and rapid change of processes in wave generators made it possible to use mathematical modeling, which more thoroughly allows to study gas-dynamic processes in receiving tubes. The work considers different types of wave cold generators based on the method of gas distribution and the occurrence of the oscillating gas process in the receiving tubes. The calculation scheme of the generator, which was compiled on the basis of the analysis of existing structures, is considered. The scheme includes a gas distributor with a built-in gas inlet and outlet nozzle; a receiving tube with a muffled end (resonant tube) and a heat exchange surface. This scheme covers most of the existing acoustic generators. A mathematical model of gas-dynamic processes is developed, which uses a system of differential equations of gas dynamics with different boundary conditions at the entrance to the receiving tube, and a boundary condition of the third kind for the heat-conducting wall. The research results were obtained with the help of a developed program in the Lazarus Free Pascal programming language, and are also presented in the form of dependences of changes in temperature or cooling performance on the length, diameter of the tube or pressure of injection of the working gas.*

**Keywords:** *Wave cold generators; Hartmann-Sprenger tube; Acoustic generator*

### References

1. **Dapeng Hu, Yichao Li, Peiqi Liu, Yang Yu, Fengxia Liu.** (2022) Numerical Study on the Effect of Nozzle Incident Angle on the Overall Performance of Gas Wave Refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 138, 61-70.
2. **Neil Castelino, Ephraim J. Gutmark.** (2021) SPOD

Analysis of Pulsed Jets in Supersonic Crossflow using a High Frequency Actuator: An Abstract. *AIAA 2022-0204 Session. Numerical Analysis of Scramjet Engines II*.

3. **John T Solomon, Rhys Lockyer, Tailor Jones.** (2023) High-Frequency Pulsed Coaxial Injectors for High-Speed Flow Mixing and Control. *AIAA Journal*, 61, 12, 5332-5346.

4. **Sonu K. Thomas, Venkata S.R. Narava.** (2022) Role of non-circular jets in the performance of Hartmann whistles. *Applied Acoustics*, 192, 108736

5. **T. Saito, P. Voinovich, W. Zhao, K. Shibasaki, S. Shibasaki, K. Takayama.** (2003) Experimental and numerical study of pressure wave refrigerator performance. *Shock Waves*, 13, 253-259.

6. **Galiullin R.G., Ermakov R.A.** (2008) A gas compressor based on a piston-type acoustic resonator.

*Chemical and Petroleum Engineering*, 44, 7, 387-392.

7. **Yan Beliavsky.** (2017) Experimental arguments in favour of heat transfer in compressible fluids by Pressure Gradient Elastic Waves. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 107, 723-728.

8. **Xiuzhi Xi, Yuhang Xin, Dingli Duan, Bo Zhang.** (2023) Experimental investigation on the performance of a novel resonance-assisted ejector under low pressurization. // *Energy Conversion and Management*, 280, 116778.

9. **C. Bauer, P. Lungu and O.J. Haidn.** (2019) Numerical Investigation of a Resonance Ignition System. *Conference: 8th European Conference for Aeronautics and Space Sciences (EUCASS)*.

---

Received 24 November 2023

Approved 19 December 2023

Available in Internet 02 January 2024