

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 621.536.483; 621.593

Моделювання газодинамічних процесів в хвильових генераторах холоду динамічного газорозподілу

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>

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». Простота конструкцій та швидка зміна процесів в таких генераторах, дала можливість використання математичного моделювання, що більш досконало дозволяє вивчити процеси. Розвиток теорії нелінійних коливань реальних систем стикався з різними труднощами; тому дослідження газодинамічних коливань на простих моделях є досить актуальними. Робота генераторів досить цікава з точки зору криогенно-холодильного напрямку розвитку машинних методів отримання низьких температур. Цей пристрій поєднує в собі простоту і надійність конструкції, на відміну від інших холодильних машин, так як має в своїй конструкції прості рухомі частини або зовсім їх не має. Хвильові генератори знайшли своє застосування в енергетиці, харчовій промисловості та ін. В роботі розглянуті гіпотези виникнення хвильових процесів в приймальних трубках генераторів різних типів, а також виникнення теплових процесів. Приведена математична модель газодинамічних процесів, де використовується система диференціальних рівнянь газової динаміки з граничними умовами. Швидка зміна процесів в приймальних трубках дозволяє за допомогою математичного моделювання ширше заглянути в процеси. Система вирішується за допомогою методу кінцевих різниць. Показано вибір кроків роботи моделі, а також перевірку моделі на достовірність. Представлені результати в залежності від частоти обертання газового розподільника, від зміни температури на вході, потужності пристрою, а також коефіцієнта корисної дії. Результати дослідження отримані за допомогою розробленої програми у мові програмування Lazarus Free Pascal.

Ключові слова: Хвильові генератори холоду; Математичне моделювання; Газодинамічні процеси; Граничні умови; Газовий розподільник; Lazarus Free Pascal

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v60i1.2896>

© The Author(s) 2024. 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

Одним з перспективних напрямів розвитку техніки низьких температур є отримання холоду за допомогою хвильових процесів в заглушених трубках хвильових генераторів холоду. Швидка інтен-

сивність хвильових процесів не дозволяє детально вивчити пристрій, що приводить до використання математичного моделювання і також програмування самих процесів, що разом призведе до дослідження теплових та газодинамічних процесів в хвильових генераторах холоду. Низькі температу-

ри, математичне моделювання і програмування пройшли різні стадії розвитку, внаслідок чого проникли в різні сфери діяльності людей, наприклад в енергетиці, космічних технологіях, харчової промисловості та інших напрямів. Аналізуючи розвиток холодильної техніки та математичного моделювання стає зрозуміло, що сучасна цивілізація не може існувати і розвиватися без математики, програмування та низьких температур. Тому дана робота буде включати в себе описання різних гіпотез виникнення процесів, складання математичної моделі і зміни граничних умов та демонстрації результатів роботи.

2. Літературний огляд існуючих гіпотез виникнення процесів в генераторах та постановка проблеми

Розглянувши різні конструкційні хвильових генераторів, їх можна розділити по типу збудження хвильового процесу на статичні та динамічні [6]. В так званих статичних генераторах хвильовий процес виникає при певних умовах, а саме при розташуванні сопла на необхідній відстані від приймальної трубки, характерних розмірах сопла та трубки. Газ поступаючи в приймальну трубку створює автоколивальний процес самостійно. В динамічних генераторах коливальний процес створюється газовим розподільником. Роздивимось кожний тип генератора окремо.

Конструкція хвильових генераторів статичного типу, так званих трубок Гартмана-Шпренгера [1, 2, 3, 4], складається з двох головних елементів, а саме сопла та приймальної трубки. Робота таких генераторів описується наступним чином. Перед трубкою на певній відстані розміщується звужене сопло (рис. 1).

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, приводить до виникнення автоколивального процесу. Від коливання поверхні розділу в різних фазах її руху всередину трубки поширюються хвилі стиснення і розрядження, які потім відбиваються від закритого кінця. Взаємодіючи між собою, хвилі стиснення і розрядження посилюються і на деякій відстані від входу утворюють ударну хвилю кінцевої амплітуди. Прохо-

дження стовпом газу прямої і відбитої від заглишеного 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.

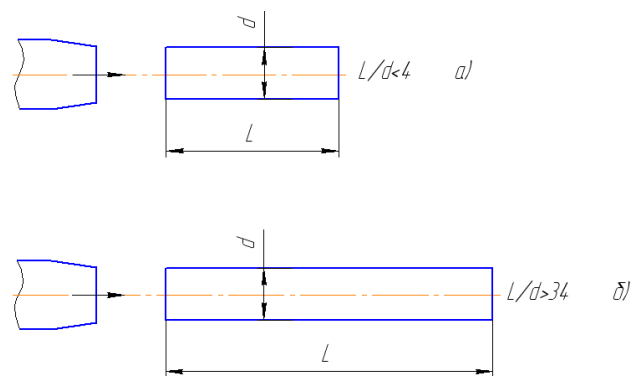


Рисунок 1 – Схематичне зображення хвильового генератора статичного типу: а) – генератора Гартмана, б) – резонансної трубки (трубка Гартмана-Шпренгера)

В хвильових генераторах динамічного типу, для виникнення хвильових процесів в трубках, використовуються механічні органи газорозподілу (рис. 2), так званий ротор, в який вбудовані сопла 1. Обертання забезпечується зовнішнім приводом [3, 5, 7, 9], наприклад, електродвигуном.

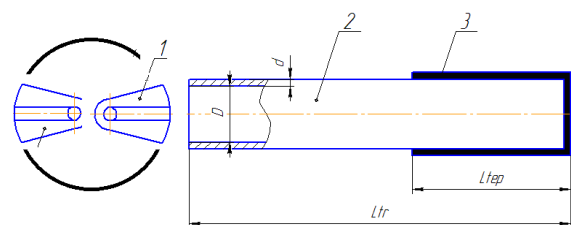


Рисунок 2 – Схема хвильового генератора холоду динамічного генератора

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 була перед потраплянням у трубку.

Робота газового розподільника представлена у вигляді діаграми «сходінка» залежності площі вхідного отвору трубки від часу (рис. 3). Розподільник складається з двох «сопл-клапанів», де перший – це сопло наповнення газом трубки, другий клапан виходу газу з трубки. Послідовність протікання ідеальних процесів при обертанні газового розподільника поділено на наступні частини: стінка ($0-t_1$), впуск та наповнення трубки (t_1-t_2), стінка (t_2-t_3), випорожнення газу з трубки (t_3-t_4), стінка (t_4-t_5). У вихідному стані приймальна трубка заповнена газом із початковими параметрами T_0 , P_0 . Газовий розподільник починає обертатися та коли сопло розподільника поєднується з приймальною трубкою, відбувається впуск газу. Порція робочого газу заходить в приймальну трубку. Газ за допомогою розподільника періодично поступає в трубку, що призводить до стиснення газу та його поступового нагріву. Потік газу розвертається та починає рухатися в оберненому напрямі. При відкритті трубки газ починає виходити в порожнину низького тиску з температурою нижчою, ніж на вході. Зниження ентальпії газу, що виходить, пропорційно кількості теплоти, яка відводиться від газу в трубці в навколишнє середовище через стінки. Охолодження газу в таких генераторах визначається [6] тим, яка частина робочого газу бере участь у процесі енергетичного обміну і приймальним газом (газом, що знаходиться в трубці); наскільки ефективно відбувається перетворення енергії цієї частини газу в теплоту приймального газу; яка частина теплоти, що виділилася в трубці відводиться у довкілля.

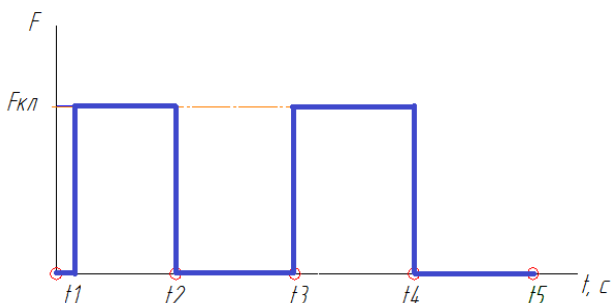


Рисунок 3 – Діаграма роботи газу розподільника на вході в приймальну трубку

На сьогоднішній момент існують різні гіпотези виникнення коливального процесу, який призводить до нагріву газу в приймальній трубці генератора. Розглянемо спрощений метод описання про-

цесів в приймальній трубці обох генераторів. На рис. 4 зображені процеси в приймальній трубці. Процес 1-2 – адіабатне стиснення газу під тиском, процес 2-3 – відведення тепла, процес 3-4 – адіабатне розширення газу (відштовхування газу), процес 4-1 – підведення тепла. Від циклу до циклу температура підвищується, і в результаті може виникнути значний перепад температур між стінкою труби і навколишнім середовищем. Високий рівень нагрівання дозволяє організувати відведення тепла або примусовим охолодженням. Оскільки на стиснення та нагрівання газу витрачається енергія робочого газу, то ентальпія останнього зменшується, і з трубки виходить охолоджений газ.

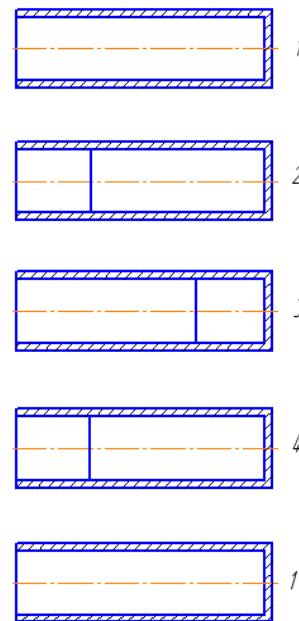


Рисунок 4 – Послідовність протікання ідеальних процесів у трубці

Розглянемо цикл наповнення-опорожнення приймальної резонансної трубки. Розширюваний газ з параметрами $P_{вх}$ і $T_{вх}$ виходить з сопла, при цьому потенційна енергія стиснутого газу перетворюється на кінетичну енергію. Як показано в роботах [6, 8, 12], процес наповнення трубки має ударно – хвильовий характер (рис. 5): початкове обурення, поширюючись від гирла трубки, на деякій відстані перетворюється на плоску ударну хвилю, що падає з інтенсивністю P_1 , поширюється по середовищу з надзвуковою швидкістю і не зворотно стискає приймальний газ. Швидкість газу за плоскою ударною хвилею завжди менша за місцеву швидкість звуку, у зв'язку з чим розподіл тиску за ударною хвилею близький до різномісного. Дисипація ж кінетичної енергії потоку на фронті ударної

хвилі призводить до зменшення інтенсивності хвилі при її поширенні до торцевої стінки трубки (інтенсивність хвилі при досягненні стінки дорівнює $P_2 < P_1$). Досягаючи кінця трубки ударна хвиля перетворюється на відбиту хвилю інтенсивністю $P_3 < P_2$. Поширюючись до трубки відбита хвиля додатково стискає в незворотному процесі приймальний газ і робочий газ (на довжині проникнення $L_{\text{про}}$) зі зменшенням своєї інтенсивності від P_3 до $P_{\text{отк}}$. На цьому процес заповнення резонансної трубки закінчується. Відбита хвиля на відкритому кінці трубки змінюється хвилею розрядження і починається процес спорожнення, що полягає в дворазовому проходженні хвиль розрядження (падаючою та відбитою) по довжині трубки.

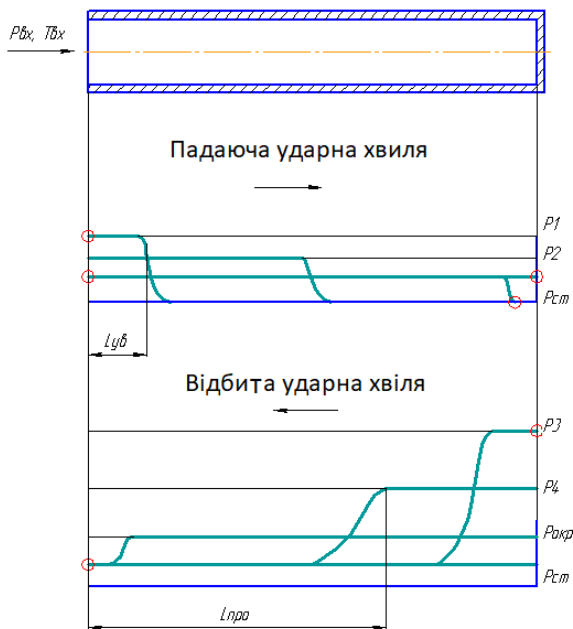


Рисунок 5 – Схематичне зображення фази наповнення та витoku газу з приймальної трубки

Крім різних гіпотез виникнення акустичних коливань, за довге існування газоструминних генераторів виникли різні гіпотези, що описують тепловиділення в трубці. Також не до кінця залишається відкритим тепловий ефект, що виникає в резонансній трубці. Шпренгером було встановлено, що звичайні трубки резонують на частоті, близькій до власної частоти трубки, при цьому виникає нагрівання трубки, яке пояснюється наступним чином: в резонансному режимі роботи трубки протягом циклу, деяка кількість газу потоку потрапляє в трубку, але за частину циклу, що залишилася, велика його частина виходить назовні. Таким чином, частина газу протягом більшої кількості циклів утримується поблизу закритого торця тру-

бки. У кожному циклі утриману порцію газу проходить система стрибків ущільнення та розширення. Оскільки збільшення локальної ентропії при стисканні більше, термічний ефект призводить до збільшення локальної температури.

Резонансні трубки працюють із частотою кілька сотень циклів на секунду, то навіть мале збільшення температури може призвести до швидкого нагрівання утриманого газу. Для більш детального розуміння теплового ефекту в резонансній трубці наведемо деякі спостереження та гіпотези, наведені в роботі [1, 3, 6]:

- найбільший тепловий ефект спостерігається при геометричних характеристиках системи сопло-трубка, які відповідають умовам максимальної амплітуди коливань тиску на закритому торці трубки;

- рівноважна температура газу у трубці залежить від властивостей системи сопло-трубка, так як L/d , s/d і збільшується від відкритого кінця трубки до торця при незмінному перерізі трубки;

- найбільша температура газу на торці резонансної трубки характерна для легких газів (гелій і водень). Існують дві концепції тепловиділення у резонансній трубці генератора Гартманна-Шпренгера [14, 15].

Також існують різні концепції тепловиділення приймальної трубки. Перша така концепція стверджує, що поглинання енергії акустичних коливань та пов'язане з цим тепловиділення обумовлено явищем в'язкості та теплопровідності газу (ефект Константінова). При збудженні резонансної трубки поширюються акустичні коливання. Поглинання енергії акустичних коливань при косому фронті падіння має місце у всій довжині. При цьому необхідною умовою для поглинання є теплопровідність стінки: за час, поки хвилю стиснення змінить хвилю розрядження, частина тепла повернеться від стінки в хвилю розрядження, тобто прикордонні шари стінки і газу постійно обмінюються теплом. Таким чином, в процесі одного коливального циклу кількість виділеної теплоти на одиницю поверхні трубки дорівнює різниці потоків енергії в падаючій і відбитій акустичних хвилях.

Друга концепція показує, що ефект тепловиділення, заснований на тому, що в дисипація енергії ударно-хвильових процесів, що виникають, призводить до нагрівання газу в резонансній трубці. Припустимо, що відкритий кінець резонансної трубки розташований у зоні нестабільності першого або другого осередку надзвукового потоку. При

натіканні на трубку надзвукового потоку виникає автоколивальний процес із частотою, що визначається за акустичною формулою

$$f = \frac{c}{4(L+0.3d)} \quad (1)$$

Від поверхні розділу, що коливається, в різних фазах її руху всередину порожнини поширюються хвилі стиснення і розрядження, які потім відбиваються від закритого кінця. Взаємодіючи між собою, хвилі стиснення і розрядження посилюються і на деякій відстані від входу утворюють ударну хвилю кінцевої амплітуди. Проходження стовпом газу прямої і відбитої від дна 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.

У роботі [5, 6] наведена хвильова діаграма, за допомогою якої досліджується нагрівання газу в резонансній трубці, у пропозиції, що температура стінок, що обдувається гарячим газом, досягла свого рівноважного стану, що дорівнює повній температурі гарячого газу.

Механізми відведення тепла від трубки можна поділити на такі складові (рис. 6):

- відведення теплоти (Q_m) через стінку трубки у зовнішній теплоносій.
- відведення теплоти (Q_M) з трубки, що проникає в трубку потоком газу із сопла у фазі її закінчення.
- відведення теплоти (Q_1), що виділяється, випуском з енергоутворювальної трубки частин нагрітого газу.

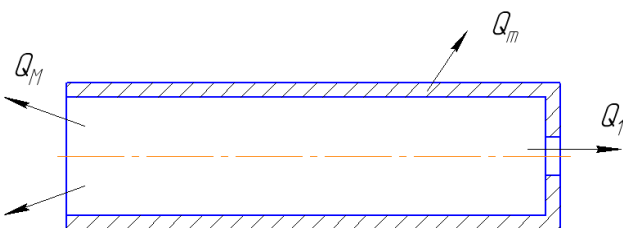


Рисунок 6 – Процеси відведення тепла приймальної трубки

Кількість теплоти, що відводиться від нагрітого газу через стінки резонансної трубки, визначає ефективність хвильового генератора холоду, як холодопровідного пристрою.

Використовуємо емпіричні дані, наведені у роботах [1, 2, 6, 14, 17], для аналізу механізмів тепловиділення від резонансної трубки. Встановлено, що у разі відведення тепла від трубки до зовнішнього теплоносія величина Q_T становить 10...23 % від Q_0 [6]. При теплоізоляції резонансної трубки Q_T стає дуже малою в порівнянні з Q_0 . Це дає підставу припустити, що в трубці з заглушеним кінцем найбільш істотним є, відведення тепла з резонансної трубки, що проникає в неї потоком газу. Таке припущення підтверджується тим фактом, що на довжині порядку $3L$ з боку сопла температура стінок дорівнює температурі потоку газу, що затікає.

Для обох конструкцій генераторів, в основі покладено принцип хвильового резонансу та явище термічного енергетичному розділу при нелінійних коливаннях газу в заглушеній трубці. Режим руху газу має бути пульсуючим, а частота пульсацій узгоджена з частотою власних коливань приймальної трубки. При надходженні потоку робочого газу в закрити трубу газ починає рухатися в сторону заглушеного кінця, де відчуває стиснення і при цьому нагрівання.

3. Мета та задачі дослідження

Розглянувши існуючі гіпотези процесів та конструкцій 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 його відведення 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;
- побудова математичної моделі хвильового генератора холоду динамічного типу;
- вивчення теплових і газодинамічних процесів

4. Формування математичної моделі

Розглядається розрахункова схема генератора, яка була складена на основі проведеного аналізу існуючих конструкцій. В схему входять газорозподільник 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.

$$p = \rho RT \quad (2)$$

Для опису газодинамічних процесів резонансної трубки використовувалась одновимірна система диференціальних рівнянь газової динаміки.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho w}{\partial x} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho w^2 + p) = -\xi \frac{\rho w^2}{2d} \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho(e + \frac{w^2}{2})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho w \left(e + \frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} \right) \right] = -\frac{4\alpha_e}{d} (T_e - T_{cm}) \quad (5)$$

Для опису теплових процесів у стінці приймальної труби використовується одновимірне нестационарне рівняння теплопровідності, з граничними умовами третього роду

$$c_c \rho_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \lambda_c \frac{\partial T_c}{\partial x} + \frac{\alpha}{\delta_c} (T_c - T) + \frac{\alpha_e}{\delta_c} (T_c - T_o) \quad (6)$$

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 t та другий порядок по h .

$$\rho_{i+1/2}^j = \rho_{i+1/2}^{j-1} - \frac{\Delta t}{h} [(\rho w)_{i+1}^{j-1} - (\rho w)_i^{j-1}] \quad (7)$$

$$w_{i+1/2}^j = \frac{(\rho w)_{i+1/2}^{j-1} - \frac{\Delta t}{h} [(\rho + w^2 \rho)_{i+1}^{j-1} - (\rho + w^2 \rho)_i^{j-1}]}{\rho_{i+1/2}^j} + \frac{\frac{\Delta t}{2d} (\xi \rho w^2)_{i+1/2}^{j-1}}{\rho_{i+1/2}^j} \quad (8)$$

$$p_{i+1/2}^j = (k-1) \left\{ \left[\frac{p}{k-1} + \frac{\rho w^2}{2} \right]_{i+1/2}^{j-1} - \frac{\Delta t}{h} \left\{ \left[w \left(\frac{pk}{k-1} + \frac{\rho w^2}{2} \right) \right]_{i+1}^{j-1} - \left[w \left(\frac{pk}{k-1} + \frac{\rho w^2}{2} \right) \right]_i^{j-1} \right\} - \left(\frac{\rho w^2}{2} \right)_{i+1/2}^j + \frac{4\alpha_e}{d} \Delta t [T_{e_{i+1/2}}^{j-1} - T_{cm_i}^{j-1}] \right\} \quad (9)$$

Між вузлами розрахункової сітки в трубці, можливе виникнення стрибків, що призводить до помилки розрахунків і згодом до розвалу різницевої схеми. Для того, щоб уникнути цього, одним із варіантів є вирішення задачі довільного розриву між вузлами розрахункової сітки.

Граничні умови обиралися для входу в трубку та для заглушеного кінця трубки. На вході в трубку, використовуємо умову звуженого сопла, яке зводиться до визначення розмірів вихідного отвору за заданою витратою газу та заданою швидкістю закінчення. При розрахунку вважають, що перебіг газу в соплі адиабатний, 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 ізоентропним. Розрахунок ведеться наступним чином.

Критичне значення тиску

$$P_{kp} = P_{vx} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (10)$$

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 [8], отже витрата визначається за наступним рівнянням

$$G = \mu F_{vx} P_{vx} \left(\frac{2}{k-1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \sqrt{\frac{k}{RT_{vx}}} \quad (11)$$

Швидкість витоку з сопла

$$w = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT \left[1 - \left(\frac{P}{P_{ex}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (12)$$

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

$$G = \mu F_{vx} P_{vx} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_{vx}} \left(\frac{P}{P_{vx}} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{P}{P_{vx}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (13)$$

Швидкість витоку газу дорівнює критичній швидкості.

$$w = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT} \quad (14)$$

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 [13], для яких ліві величини взяті поточними значеннями параметрів для інтервалу сітки, а праві величини відрізняються від лівих протилежним знаком швидкості u .

5. Перевірка математичної моделі

Проведено вибір кроків моделі по довжині приймальної трубки та кроків за часом. Для обрання кількості точок по довжині трубки, розглядалось кількість від 10 до 250 точок.

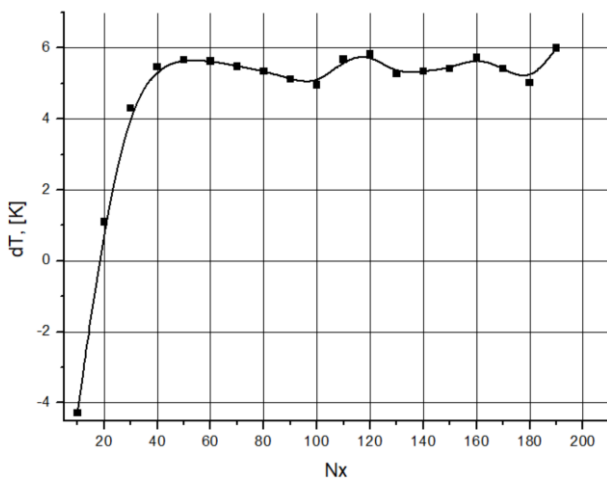


Рисунок 7 – Вибір кроків моделі по довжині приймальної трубки

Стабільність моделі починаючи від 80, як показано на рис. 7. Крок по довжині трубки визначається

$$h = \frac{L}{Nx} \quad (15)$$

Також обирався крок по часу роботи моделі (рис. 8). Модель стабільна при $10^{-8} \dots 10^{-7}$ с.

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 стінки приймальної трубки.

Перед проведенням дослідів модель була перевірена на існуючих результатах [9, 4, 5], Обрана геометрія приймальної трубки – довжина трубки 2,26 м, діаметр трубки 0,01 м. Сопло діаметром 0,01 м. Вхідна температура газу 293 К, тиск нагнітання 2,6 МПа. Частота обертання газового розподільника 800 Гц. Робоча речовина – повітря. Математична модель пристрою забезпечує похибку 5% (рис. 9) або перепад температури у 20К.

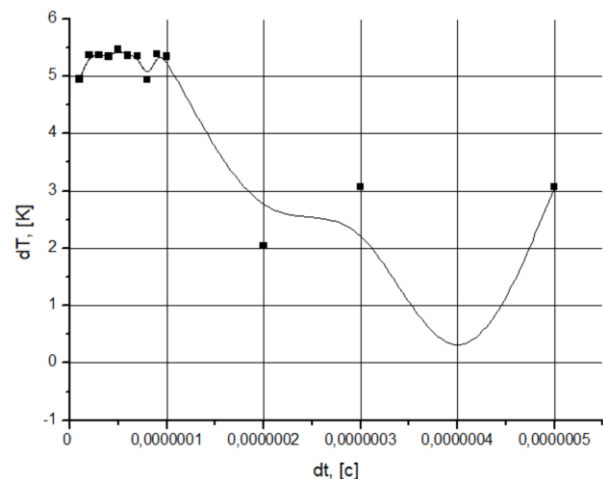


Рисунок 8 – Вибір кроків моделі по часу у приймальній трубці

Розглядаючи існуючі конструкції хвильових генераторів холоду для дослідів були обрані наступні геометричні характеристики приймальної трубки: довжина трубки варіюється 0,1...0,5 м, внутрішній діаметр 8 мм, товщина стінки 1 мм, діаметр сопла 6 мм. Обрані параметри роботи генератора: робоча речовина – повітря, тиск нагнітання в діапазоні $1,5 \cdot 10^6 \dots 2 \cdot 10^6$ Па, вхідна температура газу 293 К, температура навколишнього се-

редовища 273 К. Газовий розподільник розглядався у вигляді обертального клапана, який працює в діапазоні частот 200...1000 Гц [7].

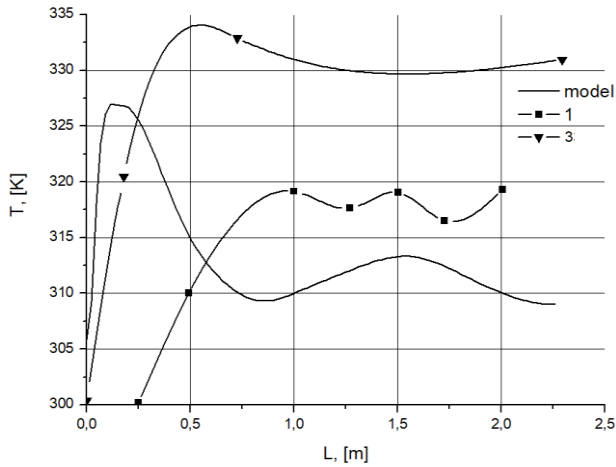


Рисунок 9 – Перевірка моделі на існуючих результатах

Робота «сопла-клапана» моделювалася за залежністю зображеної на рис. 3, де при відкритті клапана площа вхідного та вихідного отвору приймала максимальне значення. За залежністю (рис. 3) на проміжку t_2-t_1 газ поступає в трубку з резервуару високого тиску, а на проміжку t_4-t_3 газ виходить з трубки в об'єм низького тиску.

$$t = \frac{\alpha}{360f} \quad (16)$$

Кожен момент часу прив'язаний до кута повороту газового розподільника та знаходиться за рів. (16), де f – частота обертання газового розподільника, α – кут повороту розподільника. Розглядалися кути повороту в діапазоні 1-5 градуса, при яких клапан впуску та випуску газу були відкриті. Відкритий вхідний клапан при куті від 10 до 11°, відкритий вихідний клапана при куті від 180 до 181°.

6. Висновки

Розглянуті способи виникнення хвильових процесів в приймальних трубках хвильових генераторів холоду. Приведені гіпотези виникнення коливального процесу в приймальних трубках, а також виникнення теплових процесів. Швидка зміна процесів в приймальних трубках дозволяє математичному моделюванню ширше заглянути в процеси. Тому була складена математична модель газодинамічних процесів. Досліджено кроки по

довжині та часу стабільної роботи моделі. Обрані наступні значення: крок по часу $dt = 10^{-8} \dots 10^{-7}$ с, кількість точок по довжині Nx 80...200. Порівняно результати з існуючими роботами. Математична модель дає похибку при малих поворотах клапана до 8 % або різницю температур у 20 К.

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. **Бондаренко В.Л.** Створення та дослідження хвильових криогенераторів та їх застосування в технології отримання неона великої чистоти. Дис. д-ра техн. наук 05.04.03. – М., 2003.
7. **Sangyoon Lee, Tae-Seong Roh, Hyoung Jin Lee.** Influence of jet parameters of fluidic oscillator-type fuel injector on the mixing performance in a supersonic flow field // Aerospace Science and Technology. – 2023. – Vol. 134. – P. 108154
8. **Дейч М.Е.** Технічна газодинаміка, 2-е. вид. – М.-Л., 1974. – 592 с.
9. **V.N. Kukhareno.** Mathematical Model of a Wave Cooler. Cryocoolers 10, edited by R. G. Ross, Jr. Kluwer. – Academic/Plenum Publishers, 1999. – P. 405-409.
10. **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.

11. **Wilson J.** A Simple Model of Pulsed Ejector Thrust Augmentation // NASA/CR-2003-212541. – QSS Group, Inc. Cleveland, Ohio, 2003. – 26 p.
12. **Zhimin Hu.** Gaseous wave refrigeration device with flow regulator. Patent 6089026. (USA). Date Jul.18.2000.
13. **Гогрічіані Г.В., Шипілін А.В.** Перехідні процеси у пневматичних системах. – М.: Машинобудування, 1986. – 160 с.
14. **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.
15. **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.
16. **A. Babak, H. Karimi.** Effect of pipe geometry and material properties on flow characteristics and thermal performance of a conical Hartmann-Sprenger tube // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. – 2017. – Vol. 39. – P. 4489-4501.
17. **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 19.03.2024, прийнята до друку 28.03.2024

Modeling of gas-dynamic processes in cold wave generators of dynamic gas distribution

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>

After considering the development of refrigerating technology and mathematical modeling, a promising way of obtaining cold was chosen, which is based on the oscillating process of gases arising in silenced tubes, the so-called "wave generators of cold". Simplicity of constructions and rapid change of processes in such generators made it possible to use mathematical modeling, which allows to study the processes in a more perfect way. The development of the theory of nonlinear oscillations of real systems faced various difficulties; therefore, experiments of gas-dynamic oscillations on simple models are quite relevant. The operation of generators is quite interesting from the point of view of the cryogenic-refrigeration direction of development of machine less gas-dynamic methods of obtaining low temperatures. This device combines simplicity and reliability of the design, unlike other refrigerating machines, as it has simple moving parts in its design or does not have them at all. Wave generators have found their application in energy, food industry, etc. The work considers the hypotheses of the occurrence of wave processes in the receiving tubes of generators of various types, as well as the occurrence of thermal processes. A mathematical model of gas dynamic processes is given, which uses a system of differential equations of gas dynamics with boundary conditions. The rapid change of processes in the receiving tubes allows a wider look into the processes with the help of mathematical modeling. The system is solved using the finite difference method. The selection of model operation steps is shown, as well as the verification of the model for reliability. The results are presented depending on the frequency of rotation of the gas distributor, on the change in temperature at the inlet, the power of the device, as well as the efficiency. The research results were obtained with the help of a developed program in the Lazarus Free Pascal programming language.

Keywords: Wave cold generators; Mathematical modeling; Gas dynamic processes; Boundary conditions; Gas distributor; Lazarus Free Pascal

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. **Bondarenko, V.L.** (2003) Creation and research of wave cryogenerators and their application in the technology of obtaining high-purity neon. Diss. Dr. Tech. Sciences 04.05.03.
 7. **Sangyoon, L., Tae-Seong, R., Hyoung, J.L.** (2023) Influence of jet parameters of fluidic oscillator-type fuel injector on the mixing performance in a supersonic flow field. *Aerospace Science and Technology*, 134, 108154
 8. **Deitch, M.E.** (1974) Technical gas dynamics, 2nd ed. *M.-L.*, 592.
 9. **Kukhareenko, V.N.** (1999) Mathematical Model of a Wave Cooler. Cryocoolers 10, edited by R. G. Ross, Jr. Kluwer. *Academic/Plenum Publishers*, 405-409.
 10. **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.
 11. **Wilson, J.** (2003) A Simple Model of Pulsed Ejector Thrust Augmentation. NASA/CR-2003-212541. *QSS Group, Inc. Cleveland, Ohio*, 26 p.
 12. **Zhimin, Hu.** (2000) Gaseous wave refrigeration device with flow regulator. Patent 6089026. (USA). Date Jul.18.2000.
 13. **Gogrichiani, G.V., Shipilin, A.V.** (1986) Transient processes in pneumatic systems. *M.: Mashinobudovannia*, 160.
 14. **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.
 15. **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.
 16. **Babak, A., Karimi, H.** (2017) Effect of pipe geometry and material properties on flow characteristics and thermal performance of a conical Hartmann-Sprenger tube. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 39, 4489-4501.
 17. **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 19 March 2024

Approved 28 March 2024

Available in Internet 10 April 2024