

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ**

Кваліфікаційна наукова праця  
на правах рукопису

**ВІТЕНЬКО ДМИТРО ОЛЕГОВИЧ**

*УДК 532.528*

**УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КАВІТАЦІЙНОГО АПАРАТА ЗА  
РЕЗУЛЬТАТАМИ МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ  
ПОТОКУ**

*133 - Галузеве машинобудування*

*13 - Механічна інженерія*

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використані ідеї, результати і тексти інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_ Д.О. Вітенько

Науковий керівник **Зварич Наталя Миколаївна**

Кандидат технічних наук, доцент

Тернопіль - 2026

## АНОТАЦІЯ

**Вітенько Д.О.** Удосконалення конструкції кавітаційного апарата за результатами моделювання гідродинамічних параметрів потоку. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття ступеня доктора філософії галузі знань 13 Механічна інженерія за спеціальністю 133 галузеве машинобудування. Тернопільський національний університет імені Івана Пулюя МОН України, м. Тернопіль, 2026 р.

У дисертаційній роботі вирішено нове науково-практичне завдання удосконалення конструкції кавітаційного апарата статичного типу на основі результатів моделювання гідродинамічних параметрів потоку з метою підвищення інтенсивності та енергоефективності кавітаційної обробки технологічних середовищ.

У дисертаційному дослідженні було поставлено такі завдання. Виконано аналіз сучасних досліджень, присвячених застосуванню гідродинамічної кавітації у виробництві, підходам до моделювання кавітаційних течій та конструктивним рішенням апаратів по типу труби Вентурі. На основі аналізу існуючих конструкцій кавітаційних апаратів запропоновано удосконалену геометрію внутрішнього каналу та вставок, що підлягали дослідженню. Створено тривимірні (3D) геометричні моделі досліджуваних конфігурацій апарата та задано розрахункові області для моделювання. Обґрунтовано постановку моделі, що включала вибір фізичних припущень, граничних умов, параметрів дискретизації та кавітаційної моделі для течії нестисливої робочої рідини. Виконано чисельні розрахунки в SolidWorks Flow Simulation (2019-2020) для обраних конструктивних варіантів та отримано розподіли тиску, швидкості й об'ємної частки парової фази. Проаналізовано вплив геометрії внутрішнього каналу (діаметр горловини, форма і положення вставок) на гідродинамічні параметри потоку та кавітаційні характеристики (локалізацію і протяжність двофазної зони, об'єм парової фази, гідравлічні втрати). Виконано валідацію результатів чисельного моделювання за

експериментальними даними (перепад тиску, витрата, візуальні ознаки двофазності). Проведено прикладні експериментальні дослідження щодо ефективності удосконалених конструкцій на реальних об'єктах (гомогенізація молока, зміна фізико-хімічних параметрів води) та виконано порівняння ефективності досліджуваних конфігурацій апарата. На основі отриманих результатів сформульовано інженерні рекомендації щодо застосування кавітаційних апаратів у промисловості.

*Об'єктом дослідження* є конструкція кавітаційного апарата статичного типу зі змінною геометрією проточної частини на базі труби Вентурі.

*Предметом дослідження* є закономірності впливу конструктивної конфігурації проточної частини апарата на гідродинамічні параметри та фазовий склад потоку, встановлені шляхом чисельного моделювання, що складають наукову основу для оцінки ефективності конструктивних модифікацій та енергодоцільності кавітаційного обладнання

Результати проведених теоретичних та експериментальних досліджень дали змогу обґрунтувати удосконалену конструкцію кавітаційного апарата та розробити комплекс практичних рішень для впровадження запропонованих модифікацій у виробництво, зокрема критерії вибору модифікацій за показниками інтегральної двофазності та питомої енергоефективності  $\eta^*$ . Розроблено інженерні рекомендації щодо удосконалення вузла карбонізації лінії солодких напоїв для Тернопільської пивоварні «Опілля» та модульної компоновки кавітаційних апаратів для гомогенізації молока.

З огляду на це вперше реалізовано та апробовано CFD-модель кавітаційної течії для удосконаленого статичного кавітаційного апарата на основі 3D CAD-моделей конфігурацій внутрішнього каналу (базова, з конусною або шнековою вставками). Встановлено вплив конфігурації проточної частини апарата на розподіл тисків, швидкостей, об'ємної частки пари та протяжності двофазної ділянки, що забезпечило коректне порівняння запропонованих модифікацій.

Удосконалено метод порівняльного аналізу та вибору конфігурацій шляхом застосування інтегральної оцінки двофазності за сумарним об'ємом парової фази і показником питомої кавітаційної ефективності.

Набули подальшого розвитку закономірності гідродинаміки в кавітаційних апаратах по типу труби Вентурі, що дозволяють прогнозувати ділянки максимальної активності парової фази залежно від геометрії внутрішнього каналу.

У першому розділі дисертаційної роботи здійснено аналіз і узагальнення науково-технічних джерел, присвячених гідродинамічній кавітації та конструкціям кавітаційних апаратів проточного типу. Систематизовано фізичні передумови ініціювання й розвитку кавітації у звужувально-розширювальних каналах, а також критерії, які застосовують для порівняння апаратів за інтенсивністю кавітаційних проявів та гідравлічними характеристиками. Розглянуто механізми кавітаційної дії на технологічні об'єкти та чинники, що визначають реалізацію технологічного ефекту. Проаналізовано підходи до математичного й чисельного опису кавітаційних течій, зокрема моделі динаміки бульбашки, емпіричні залежності та CFD-постановки кавітації як двофазної течії з фазовим переходом, і окреслено їхні можливості та обмеження в задачах дослідження гідродинаміки, фізики кавітації та інженерного зіставлення статичних апаратів проточного типу. За результатами огляду сформовано вихідні положення для вибору об'єкта та методики дослідження, обґрунтовано постановку мети й визначено завдання дисертаційної роботи.

У другому розділі дисертаційної роботи наведено об'єкти та методику досліджень і визначено вихідні положення для подальшого аналізу гідродинамічних і кавітаційних характеристик удосконаленого кавітаційного апарата. Задано геометрію внутрішнього каналу апарата та обґрунтовано прийняті конструктивні зміни. Обґрунтовано застосування CFD-моделювання в середовищі SolidWorks Flow Simulation (EDU 2019-2020) із використанням двопараметричної моделі турбулентності  $k-\epsilon$  та однорідної рівноважної моделі суміші "рідина-пара"

(NEM, equilibrium). Показано, що прийнята постановка є достатньою для інженерних задач порівняння геометрій внутрішнього каналу статичних апаратів. У межах НЕМ критерій кавітації (утворення парової фази) задавали умовою  $p < p_v(T)$  з використанням об'ємної частки пари  $\alpha$  та залежностей для усереднених властивостей суміші  $\rho(\alpha)$  і  $\mu(\alpha)$ . Наведено методи оцінювання технологічного ефекту обробки середовищ за показниками дисперсності та фізико-хімічних властивостей.

У третьому розділі дисертаційної роботи виконано постановку чисельної задачі та реалізовано CFD-модель для аналізу потоку в досліджуваному апараті на основі розрахункової моделі кавітаційної течії, обґрунтованої в розділі 2. Отримано розподіли тиску, швидкості та об'ємної частки парової фази для досліджуваних конфігурацій і сформовано масиви даних на основі яких проведено їхнє порівняння. Запропоновано підхід до визначення інтегральних характеристик двофазності через розрахунок об'єму парової фази з урахуванням змінної площі поперечного перерізу внутрішнього каналу. На основі отриманих результатів виконано порівняльний аналіз конфігурацій за локальними та інтегральними показниками двофазної зони. Адекватність результатів моделювання гідродинамічних параметрів течії та розрахунку кавітаційних характеристик підтверджено експериментальними даними та візуальними спостереженнями.

У четвертому розділі дисертаційної роботи виконано енергетично-кавітаційну оцінку досліджуваних конфігурацій кавітаційного апарата та здійснено порівняння розрахункових гідродинамічних параметрів з експериментальними. Витрати енергії оцінювали за перепадом тиску в апараті, а кавітаційний результат за об'ємом парової фази в робочому об'ємі. На основі аналізу отриманих даних запропоновано показник питомої кавітаційної ефективності, що визначає питомі енерговитрати на одиницю об'єму парової фази та забезпечує порівняння конфігурацій. Встановлено, що застосування вставок у внутрішньому каналі змінює співвідношення між інтенсивністю формування двофазної структури та

гідравлічними втратами, унаслідок чого питома кавітаційна ефективність може як зростати, так і зменшуватися порівняно з базовою конфігурацією.

Експериментальну перевірку технологічного застосування різних модифікацій кавітаційного апарата виконано на прикладі гомогенізації молока, яку оцінювали за показниками дисперсності жирової фази за даними цифрової мікроскопії. Показано, що модифіковані конфігурації забезпечують різний ступінь диспергування жирових глобул. Виконано порівняння технологічної доцільності запропонованих модифікацій апарата. Досліджено зміну рН та електропровідності води як індикаторів фізико-хімічних перетворень під впливом кавітаційних ефектів та встановлено залежність цих змін від конфігурації апарата.

У п'ятому розділі дисертаційної роботи розроблено та обґрунтовано інженерні рішення практичного використання удосконаленої конструкції проточного кавітаційного апарата в харчовій галузі. Для промислового вузла карбонізації напоїв на базі труби Вентурі виконано аналіз базової конструкції та встановлено її обмеження щодо формування необхідного зниження статичного тиску в зоні введення  $\text{CO}_2$ . Запропоновано модернізацію карбонізатора шляхом встановлення конусної вставки з тангенційними канавками з метою інтенсифікації диспергування  $\text{CO}_2$  та масообміну. Виконано розрахунок удосконаленого карбонізатора за заданими технологічними параметрами для лінії карбонізації солодких напоїв для Тернопільської пивоварні «Опілля» де й використовуються отримані результати. Розроблено компоновку кавітаційного модуля гомогенізації молока для невеликих ферм. Розраховано контрольовані режимні параметри та розроблено проєктні пропозиції. Конструкції кавітаційних апаратів захищено деклараційними патентами №160839 U та №160838 U. Отримані результати та методики використовуються у освітньому процесі Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя для викладання дисциплін “Комп’ютерний інжиніринг в експериментальній механіці” та “Технологічне обладнання харчових виробництв”.

Виконано розрахунок економічної доцільності запропонованих технічних рішень (економічний ефект та термін окупності). Запропоновані конструктивні рішення кавітаційного апарату захищено патентами на корисні моделі, що забезпечує правову охорону розробок і можливість їх практичного впровадження.

*Ключові слова:* гідродинаміка, моделювання, тиск, швидкість, парова фаза, перемішування, гідравлічний опір, кавітація, гомогенізація, число кавітації, енергія, зношування, конструкція, чисельні розрахунки, апарат.

## ABSTRACT

**Vitenko D. O.** Improving the design of a cavitation device based on modeling results for hydrodynamic flow parameters. - Qualification scientific work, manuscript.

Dissertation submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy in the Field of Study 13 Mechanical Engineering, Specialty 133 Industrial Machinery Engineering. Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Ternopil, Ukraine, 2026

The dissertation addresses a new scientific and applied problem, improving the design of a static hydrodynamic cavitation device by modeling hydrodynamic flow parameters to increase the intensity and energy efficiency of cavitation treatment of technological media.

In the dissertation, the following tasks were set and accomplished. A review and critical analysis of current studies on the application of hydrodynamic cavitation in industrial processing, approaches to modeling cavitating flows, and design solutions for Venturi-type devices were performed. Based on the analysis of existing cavitation device designs, an improved geometry of the internal flow passage and interchangeable inserts to be investigated was proposed. Three-dimensional (3D) geometric models of the considered device configurations were developed, and computational domains were prepared for numerical simulation. The modeling framework was substantiated, including the selection of physical assumptions, boundary conditions, discretization parameters, and a cavitation model for the flow of an incompressible working fluid. Numerical simulations were carried out in SolidWorks Flow Simulation (2019-2020) for the selected design variants, yielding pressure, velocity, and vapor volume fraction distributions.

The influence of the internal flow passage geometry (converging and diffuser angles, throat length and diameter, as well as the shape and position of inserts) on the hydrodynamic flow parameters and cavitation characteristics (localization and extent of the two-phase region, vapor-phase volume, and hydraulic losses) was analysed. The numerical simulation results were validated against experimental data (pressure drop,

flow rate, and visual indicators of two-phase flow), and the reproducibility of the computational findings for different device configurations was assessed. Experimental studies were conducted to evaluate the performance of the improved designs in real processes (milk homogenization and changes in the physicochemical parameters of water), and the effectiveness of the investigated configurations was assessed. Based on the obtained results, engineering recommendations for the industrial application of hydrodynamic cavitation devices were formulated.

The object of the research is a static hydrodynamic cavitation device with a variable-geometry internal flow passage.

The subject of the research comprises the hydrodynamic flow parameters (pressure and velocity distributions) and cavitation characteristics (distributions of the vapor volume fraction) for modifications of the flow passage geometry and operating conditions, as determined from numerical simulations; as well as the milk homogenization process and changes in the acidity (pH) and electrical conductivity of water.

The results of the theoretical and experimental studies made it possible to substantiate an improved design for the cavitation device and to develop a set of practical solutions for implementing the proposed modifications in industrial practice. In particular, criteria were formulated for selecting design variants based on integral two-phase intensity and the specific energy efficiency index  $\eta^*$ . Engineering recommendations were developed to improve the carbonation unit of a soft-drink production line at the Opillia Brewery (Ternopil) and to implement a modular arrangement of cavitation devices intended for milk homogenization.

In this context, a CFD model of cavitating flow for the improved static cavitation device was implemented and validated for the first-time using 3D CAD models of internal flow-passage configurations (baseline, with a conical insert, and with a helical/screw insert). Under identical modeling conditions, the effect of the configuration on pressure,

velocity, vapor volume fraction, and the length of the two-phase region was quantified, enabling a consistent comparison of the proposed modifications.

The approach to comparing configurations was improved by introducing an integral assessment of two-phase flow based on the total vapor volume and a specific cavitation efficiency indicator. Furthermore, the understanding of hydrodynamic regularities in Venturi-type cavitation devices, which govern vapor-phase formation and its localization as a function of the internal passage geometry, was further developed.

In the first chapter of the dissertation, an analysis and synthesis of scientific and technical sources on hydrodynamic cavitation and the designs of flow-through cavitation devices were conducted. The physical prerequisites for the initiation and development of cavitation in converging-diverging channels were systematized, along with the criteria used to compare devices in terms of the intensity of cavitation manifestations and hydraulic characteristics. The mechanisms by which cavitation acts on technological objects and the factors determining the realization of the technological effect were considered. Approaches to the mathematical and numerical description of cavitating flows were analyzed, in particular, bubble dynamics models, empirical relationships, and CFD formulations of cavitation as a two-phase flow with phase transition. Their capabilities and limitations in problems of studying hydrodynamics, cavitation physics, and engineering comparison of static flow-through devices were outlined. Based on the review results, the initial provisions for selecting the object and research methodology were formulated, the aim was substantiated, and the objectives of the dissertation were defined.

In the second chapter of the dissertation, the research objects and methodology are presented, and the initial provisions for further analysis of the hydrodynamic and cavitation characteristics of the improved cavitation device are defined. The geometry of the internal flow passage of the device is specified, and the adopted design modifications are substantiated. The use of CFD modeling in SolidWorks Flow Simulation (EDU 2019-2020) is substantiated using the two-parameter  $k$ - $\varepsilon$  turbulence model and the

homogeneous equilibrium mixture model “liquid-vapor” (HEM, equilibrium). It is shown that the adopted formulation is sufficient for engineering problems of comparing the geometries of the internal flow passage of static devices. The cavitation transition within the HEM is described by the condition  $p < p_v(T)$  using the vapor volume fraction  $\alpha$  and relationships for the averaged mixture properties  $\rho(\alpha)$  and  $\mu(\alpha)$ . Methods for evaluating the technological effect of media treatment based on indicators of dispersity and physicochemical properties are presented.

In the third chapter of the dissertation, the choice of a computational model for cavitating flow is justified, and it is implemented in a CFD environment to analyze the flow in the cavitation device. Distributions of pressure, velocity, and vapor volume fraction were obtained for the investigated configurations, and data arrays were formed to enable comparison. An approach to determining integral two-phase characteristics is proposed by calculating the vapor-phase volume while accounting for the variable cross-sectional area of the internal flow passage. Based on the results, a comparative analysis of the configurations was performed using local and integral indicators of the two-phase region. The adequacy of the modeling results for hydrodynamic flow parameters and for calculating cavitation characteristics is confirmed by experimental data and visual observations.

In the fourth chapter of the dissertation, an energy-cavitation assessment of the investigated configurations of the cavitation device was conducted, and the computed hydrodynamic parameters were compared with experimental results. Energy consumption was evaluated by the pressure drop across the device, and the cavitation outcome was evaluated by the vapor-phase volume in the working volume. Based on the analysis of the obtained data, an indicator of specific cavitation efficiency is proposed, which quantifies the specific energy expenditure per unit volume of the vapor phase and enables comparison of configurations by a single physical attribute. It is established that the use of inserts in the internal flow passage alters the relationship between the intensity

of two-phase structure formation and hydraulic losses, thereby causing the specific cavitation efficiency to either increase or decrease relative to the baseline configuration.

The experimental verification of the technological applicability of different modifications of the cavitation device was carried out using the example of milk homogenization, which was evaluated by the dispersity indicators of the fat phase based on digital microscopy data. It was shown that the modified configurations provide different degrees of dispersion of fat globules. A comparison of the technological feasibility of the proposed device modifications was performed. Changes in the pH and electrical conductivity of water were investigated as indicators of physicochemical transformations under the influence of cavitation effects, and the dependence of these changes on the device configuration was established.

In the fifth chapter of the dissertation, engineering solutions for the practical application of the improved design of a flow-through cavitation device in the food industry were developed and substantiated. For an industrial beverage carbonation unit based on a Venturi tube, the baseline design was analyzed, and its limitations in achieving the required reduction in static pressure in the CO<sub>2</sub> injection zone were identified. Modernization of the carbonator by installing a conical insert with tangential grooves is proposed to intensify CO<sub>2</sub> dispersion and mass transfer. A calculation of the improved carbonator was performed for the specified process parameters of the soft-drink carbonation line at the Opillia Brewery in Ternopil, where the results are used. The layout of a cavitation module for milk homogenization for small farms was developed. Controlled operating parameters were calculated, and design proposals were developed. The designs of the cavitation devices are protected by utility model patents No. 160839 U and No. 160838 U. The obtained results and methods are used in the educational process of Ternopil Ivan Puluj National Technical University for teaching the courses “Computer Engineering in Experimental Mechanics” and “Technological Equipment of Food Productions”. A calculation of the economic feasibility of the proposed technical solutions (economic effect and payback period) was performed. The proposed design

solutions of the cavitation device are protected by utility model patents, which ensure legal protection of the developments and the possibility of their practical implementation.

Keywords: hydrodynamics, modeling, pressure, velocity, vapor phase, mixing, pressure drop, cavitation, homogenization, cavitation number, energy, wear, design, numerical calculations, device.

**СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**  
***Публікації, які відображають основні наукові результати дисертації***

1. Вітенько Д. О., Вітенько Т. М. Аналіз та порівняння гідродинаміки потоку у кавітаційних апаратах. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2024. Т. 14, № 2. С. 1-15. DOI: 10.32782/2220-8674-2024-24-2-9. (фахове видання України) *(Здобувач розробив 3D модель, виконав постановку моделі, провів розрахунки та експериментальні дослідження, підготував основний текст статті)*.

2. Вітенько Д. О. Зношування в гідродинамічних апаратах по типу труби Вентурі. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2025. № 1(116). С. 48-55. DOI: 10.37128/2306-8744-2025-1-6. (фахове видання України).

3. Вітенько Д. О., Зварич Н. М. Гідродинамічні та кавітаційні характеристики статичних моделей апаратів зі змінною конфігурацією вхідного каналу. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2025. Т. 9, № 1(104). С. 7-82. DOI: [https://doi.org/10.20535/2521-1943.2025.9.1\(104\).318233](https://doi.org/10.20535/2521-1943.2025.9.1(104).318233) (фахове видання України) *(Здобувач реалізував CFD моделі, провів аналіз результатів підготував текст статті)*.

4. Вітенько Д., Зварич Н. Оцінка енергоефективності гідродинамічного апарата. *Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки*. 2025. Т. 353, № 3.2. С. 365-369. DOI: 10.31891/2307-5732-2025-353-51. URL: <https://heraldts.khmnu.edu.ua/index.php/heraldts/article/view/1934> (дата звернення: 30.01.2026). (фахове видання України) *(здобувач виконав дослідження та узагальнення результатів щодо процесу гомогенізації молока, зміни фізико-хімічних властивостей води під час кавітаційної обробки та розрахував енергетичні показники кавітаційного апарата і підготував текст публікації)*.

***Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації***

5. Вітенько Д. О. Дослідження робочої ділянки кавітаційного модуля з активатором складної форми. *Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики*: матеріали міжнар. наук.-практ. конф., м. Тернопіль, 29-30 верес. 2022 р. Тернопіль, 2022. С. 62.

6. Вітенько Д. О., Зварич Н. М. Гідродинамічна кавітація в масообмінних процесах. Аналіз парогазової фази. *Актуальні задачі сучасних технологій*: матеріали XII Міжнар. наук.-практ. конф. молодих учених та студентів, м. Тернопіль, 6-7 груд. 2023 р. Тернопіль, 2023. С. 273-274 (*Здобувач провів аналіз літератури, та виконав статистичну обробку експериментальних даних, підготував матеріали для публікації*).

7. Vitenko D. O., Zvarych N. M., Vitenko T. M. Static Cavitation Module: A Numerical Modeling Approach. *Youth Scientific Achievements to the 21st Century Nutrition Problem Solution: book of abstracts. Part 2* : 89th International Scientific Conference of Young Scientist and Students, Kyiv, April 3-7, 2023 р. Kyiv : NUFT, 2023. P. 19 (*Здобувач реалізував CFD модель та виконав перевірку на адекватність*).

8. Вітенько Д. О. Порівняння гідродинамічних параметрів у кавітаційних апаратах з різними конфігураціями звужувальних каналів. *Гідроаеромеханіка в інженерній практиці (Форум інженерів-механіків)*: матеріали XXVIII Міжнар. наук.-техн. конф. Секція «Технічна гідромеханіка». Т. 28, № 1. Київ, 2024. С. 60-62.

9. Vitenko D. O., Vitenko T. M. Comparative analysis of energy consumption estimation methods for Venturi-type hydrodynamic apparatus. *Fundamental and Applied Problems of Modern Technologies*: proc. Int. Sci.-Tech. Conf. Ternopil, May 28-29, 2025. Ternopil : PE Palianytsia V. A., 2025. P. 117. (Modern technologies in machine and instrument engineering) (*Здобувач виконав розрахунки енергетичних показників для модифікацій досліджуваного кавітаційного апарата, підготував матеріал для публікації*).

***Публікації, які додатково відображають результати дисертації***

10. Кавітаційний змішувач: пат. 160839 Україна: МПК В01F23/00, № u202406247; заявл. 27.12.2024; опубл. 15.10.2025, Бюл. № 42/2025. 4 с. *(Здобувач запропонував геометрію труби Вентурі та вставки, виконав креслення моделі).*

11. Кавітаційний апарат: пат. 160838, Україна, МПК В01F 23/00, № u202406241; заявл. 27.12.2024 ; опубл. 15.10.2025; Бюл. № 42/2025. 4 с. *(Здобувач розробив геометрію конусної вставки та виконав креслення і розрахунки).*

## ЗМІСТ

ВСТУП	21
РОЗДІЛ 1	28
КРИТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ. КАВІТАЦІЙНІ ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ	28
1.1 Обґрунтування перспектив застосування кавітаційної технології та обладнання	28
1.1.1 Фізичні основи кавітаційної дії на технологічні середовища	28
1.1.2 Переваги застосування гідродинамічної кавітації для інтенсифікації процесів хімічної, харчової , фармацевтичної промисловості та у технологіях водоочистки	33
1.2 Підходи та методи моделювання кавітаційних апаратів	38
1.2.1 Аналітичні підходи до моделювання кавітації	38
1.2.2 Методи обчислювальної гідродинаміки (CFD)	42
1.2.3 Емпіричні кореляції в сучасній практиці	46
1.3 Особливості гідродинаміки у апаратах по типу труби Вентурі	48
1.4 Аналіз конструктивних особливостей апаратів по типу труби Вентурі	51
1.5 Висновки, мета та задачі досліджень	54
РОЗДІЛ 2	58
ОБ’ЄКТИ ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	58
2.1 Опис конструкції кавітаційного апарата та елементів модифікації внутрішнього каналу	58
2.2 Методика CFD-моделювання гідродинаміки потоку в апараті та кавітаційних характеристик	61
2.2.1 Обґрунтування підходів до моделювання кавітаційного апарата	61
2.2.2. Вибір математичної моделі для досліджень гідродинаміки течії у кавітаційному апараті	62

2.3. Опис експериментального стенду та методики проведення експериментів	65
2.4. Методика обробки молока та визначення розподілу жирової фази	67
2.5. Методика обробки води та визначення рН і електропровідності	71
2.6 Висновки до розділу 2	71
РОЗДІЛ 3.	73
МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА АНАЛІЗ КАВІТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕЧІЇ У КАВІТАЦІЙНОМУ АПАРАТІ	73
3.1 Геометричне моделювання та постановка задачі	73
3.1.1 Побудова 3D-моделі кавітаційного апарата	73
3.1.2 Чисельна постановка задачі та параметри моделювання	77
3.2 Моделювання гідродинамічних і кавітаційних параметрів потоку у кавітаційних апаратах	81
3.2.1 Визначення робочих точок системи насос - апарат та умови досягнення кавітації	81
3.2.2 Аналіз результатів моделювання гідродинаміки течії у апараті на базі трубки Вентурі з горловиною 5мм	86
3.2.3 Формування та просторовий розподіл парової фази у апаратах з базовою геометрією	92
3.3 Порівняльний аналіз конструкцій із вставками на основі результатів моделювання гідродинаміки потоку	97
3.3.1 Порівняння гідродинамічних параметрів та кавітаційних характеристик для базової моделі апарату з горловиною діаметром 5мм, та конфігурацій з конусною та шнековою вставками	97
3.3.2 Особливості формування кавітаційного режиму в апаратах на базі труби Вентурі з горловиною 7 мм	106

3.4 Валідація результатів чисельного моделювання	118
3.4.1 Параметри експерименту та умови коректного порівняння з результатами моделювання	118
3.4.2 Порівняння результатів моделювання та експерименту в різних режимах	119
3.4.3 Порівняння CFD та експерименту для модифікованих конфігурацій	121
3.4.4 Візуальні спостереження двофазної ділянки	122
3.4.5 Висновки до розділу 3	127
РОЗДІЛ 4	129
АНАЛІЗ-ПОРІВНЯННЯ УДОСКОНАЛЕНИХ КОНФІГУРАЦІЙ КАВІТАЦІЙНИХ АПАРАТІВ ЗА ЕНЕРГЕТИЧНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИМ ВПЛИВОМ НА РОБОЧІ СЕРЕДОВИЩА	129
4.1. Порівняльна оцінка конструкцій за енергетичними та кавітаційними характеристиками	129
4.2. Порівняльний аналіз ефективності конструкцій кавітаційних апаратів на прикладі гомогенізації молока	133
4.3. Порівняльна оцінка досліджуваних конструкцій апаратів за змінами рН та електропровідності води	155
4.4. Висновки до розділу 4	159
РОЗДІЛ 5	161
ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ УДОСКОНАЛЕНИХ КОНСТРУКЦІЙ КАВІТАЦІЙНИХ АПАРАТІВ	161
5.1. Удосконалення конструкції карбонізатора на базі труби Вентурі: технічні рішення та обґрунтування їх доцільності	161
5.1.1. Аналіз базової конструкції карбонізатора напоїв	161
5.1.2. Проєктні пропозиції та обґрунтування удосконаленого карбонізатора напоїв CO <sub>2</sub>	165

5.2. Практична пропозиція щодо застосування кавітаційного апарата як модуля гомогенізації для невеликих ферм	172
5.2.1. Вихідні умови та постановка завдання	172
5.2.2. Розрахунок гідродинамічних параметрів з врахуванням пропускної здатності горловини апарата та забезпечення необхідної швидкості	173
5.2.3. Пропозиції щодо режиму обробки та компоновці модуля	174
5.2.4. Характеристики насосної групи та колекторів модуля гомогенізації	178
5.3 Висновки до 5 розділу.	179
ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ ТА ВИСНОВКИ	181
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	186
ДОДАТКИ	203
ДОДАТОК А	204
ДОДАТОК Б	206
ДОБАТОК В	208
ДОДАТОК Г	209
ДОДАТОК Д	219
ДОДАТОК Е	222
ДОДАТОК Є	228
ДОДАТОК Ж	231
ДОДАТОК З	232

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Інтенсифікація масообміну, диспергування і змішування є важливим інженерним завданням для технологічних процесів, що зазвичай можна вирішити шляхом удосконалення конструкцій обладнання, що забезпечує їх реалізацію. Гідродинамічні кавітаційні апарати статичного типу застосовують у таких процесах як конструктивно прості рішення, що характеризуються нескладним виготовленням, встановленням і експлуатацією. Водночас отримання стійкого й керованого кавітаційного режиму в таких апаратах не завжди вдається через недостатньо обґрунтований вибір геометрії проточної частини та режимів роботи. Умови ініціювання й розвитку кавітації істотно залежать від геометрії апарату, локальних конструктивних елементів і шорсткості поверхонь. Гідродинамічні параметри та властивості робочого середовища також суттєво впливають на вибір та обґрунтування конструкції апарату. Нераціональні геометричні параметри можуть призводити до зростання гідравлічних втрат, нестійких режимів течії та зміни локалізації двофазної ділянки. це ускладнює відтворюваність технологічного результату. Тому актуальним є застосування CFD моделювання як інженерної основи конструктивного такого обладнання. Побудова тривимірних моделей, чисельне відтворення розподілів тиску та швидкості, оцінювання кавітаційних характеристик активних робочих ділянок апарату дають змогу обґрунтувати раціональні геометричні параметри проточної частини та порівняти конструктивні модифікації. Таким чином, тема удосконалення конструкції кавітаційного апарату на основі моделювання гідродинамічних параметрів потоку є актуальною як з наукової, так і з прикладної точки зору.

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами.**

Дослідження за темою дисертаційної роботи виконано на базі кафедри обладнання харчових технологій Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя відповідно до напрямку “Інтенсифікація технологічних процесів харчових і хімічних виробництв шляхом використання

гідродинамічних кавітаційних пристроїв” та пріоритетних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок України, насамперед у частині “Енергетика та енергоефективність” та “Раціональне природокористування”, оскільки спрямована на підвищення енергоефективності керованої гідродинамічної обробки рідин і може бути використана в технологіях водопідготовки та обробки технологічних середовищ.

### **Мета і завдання досліджень.**

Метою роботи є удосконалення конструкції кавітаційного апарата на основі результатів чисельного моделювання гідродинамічних параметрів потоку та оцінки формування, розвитку і стабільності кавітаційних зон залежно від модифікації внутрішнього каналу для підвищення інтенсивності впливу на технологічне середовище, забезпечення енергоефективності та керованості процесу.

Для досягнення поставленої мети передбачено розв’язання таких основних завдань:

1. Виконати аналіз сучасних досліджень присвячених застосуванню гідродинамічної кавітації у виробництві, підходів до моделювання кавітаційних течій та конструктивних рішень апаратів типу труби Вентурі.
2. На основі аналізу існуючих конструкцій кавітаційних апаратів обґрунтувати вибір геометрії внутрішнього каналу і вставок, що підлягають дослідженню.
3. Створити тривимірні (3D) геометричні моделі досліджуваних конфігурацій апарата та підготувати розрахункові області для моделювання.
4. Обґрунтувати постановку моделі, що включає вибір фізичних припущень, граничних умов, сіткових налаштувань та кавітаційної моделі для течії нестисливої робочої рідини.
5. Виконати чисельні розрахунки в SolidWorks Flow Simulation 2019-2020 для обраних конструктивних варіантів та отримати розподіли тиску, швидкості і об’ємної частки парової фази.

6. Проаналізувати вплив геометрії внутрішнього каналу (кути конфузора і дифузора, довжини і діаметра горловини, форми та положення вставок) на гідродинамічні параметри потоку та кавітаційні характеристики (локалізація і протяжність кавітаційних зон, об'єм парової фази, гідравлічні втрати).

7. Виконати валідацію результатів чисельного моделювання за експериментальними даними (перепад тиску, візуальні ознаки двофазності, витрата), та оцінити відтворюваність розрахункових висновків для різних конфігурацій.

8. Провести прикладні експериментальні дослідження щодо ефективності удосконалених конструкцій на реальних об'єктах (зокрема, процесі гомогенізація молока, фізико-хімічних параметрів води) та порівняти досліджувані конфігурації апарата.

9. На основі отриманих результатів сформулювати інженерні рекомендації щодо застосування апаратів у промисловості.

**Об'єкт дослідження** - конструкція кавітаційного апарата статичного типу зі змінною геометрією проточної частини на базі труби Вентурі.

**Предмет дослідження**- закономірності впливу геометрії проточної частини апарата на гідродинамічні параметри та фазовий склад потоку, встановлені шляхом чисельного моделювання, що складають наукову основу для оцінки ефективності конструктивних модифікацій та енергодоцільності кавітаційного обладнання.

#### **Методи дослідження.**

Теоретичні дослідження ґрунтувалися на положеннях гідромеханіки, теорії турбулентності та фізики кавітації. Обґрунтування впливу геометрії проточної частини виконували на основі результатів обчислювальної гідродинаміки із застосуванням моделі турбулентності ( $k-\varepsilon$ ) і однорідної рівноважної моделі суміші “рідина-пара”.

Експериментальні дослідження проводили із використанням гідравлічних вимірювань і методик оцінювання технологічного ефекту обробки середовищ (за

дисперсністю жирової фази молока та за зміною показників рН і електропровідності води), а результати узагальнювали методами порівняльного аналізу та статистичного опрацювання даних.

**Наукова новизна отриманих результатів** полягає у розвитку наукових підходів до кількісної оцінки двофазності в кавітаційних апаратах шляхом використання CFD-моделювання та інтегральних критеріїв, що дозволило науково обґрунтовувати вибір конструктивних рішень за співвідношенням ефект-енерговитрати.

За результатами отриманими під час виконання роботи:

- *вперше встановлено:*

комплексний вплив конструктивних модифікацій внутрішнього каналу (зміна діаметра горловини, встановлення конусної чи шнекової вставок) на структуру кавітаційної течії, що дозволило кількісно визначити зв'язок між геометрією проточної частини та динамікою парової фази на основі розробленої 3D CFD-постановки (к-ε з моделлю НЕМ);

- *удосконалено метод* порівняльного аналізу та вибору оптимальної конструкції кавітаційних апаратів шляхом впровадження інтегральних критеріїв: сумарного об'єму парової фази  $V_{\text{пг}}$  (як міри активності) та показника кавітаційної ефективності  $\eta^*$  (співвідношення ефект-енерговитрати).

- *набули подальшого розвитку* закономірності гідродинаміки в апаратах типу труби Вентурі, зокрема в частині оцінки ступеня локалізації двофазної структури через введені коефіцієнти  $V_i(L)$  та  $k_{\text{лок}}$ , що дозволяє прогнозувати зони максимальної інтенсивності кавітаційної дії залежно від конфігурації каналу.

**Практичне значення отриманих результатів.**

1. Розроблено практичні рекомендації щодо вибору модифікації апарата за критеріями інтегральної двофазності та питомої енергоефективності  $\eta^*$ , що забезпечує інженерно обґрунтоване зіставлення конструкцій.

2. Наведено інженерний розрахунок вибору вставок, що може бути використано для проектування та підбору обладнання під задану продуктивність.

3. Запропоновано показник інтенсивності гомогенізації на основі медіанного діаметра та коефіцієнта  $k_{50}$  та нормування через кількість циклів  $N$ , що підвищує відтворюваність порівняння режимів і конфігурацій у прикладних умовах. Розроблено технічні пропозиції щодо модульного вузла гомогенізації для невеликих ферм.

4. Розроблено проєктні пропозиції щодо удосконалення вузла карбонізації для Тернопільської броварні «Опілля». Отримано розрахункову оцінку економічної доцільності (річний ефект, строк окупності вставки), що підтверджує перспективність впровадження для технологічних ліній.

5. Запропоновано та обґрунтовано модульну компоновку системи гомогенізації для малих ферм (паралельне використання декількох апаратів  $d_r=5$  мм) з прив'язкою до режимних параметрів і тривалості обробки.

6. Технічні рішення щодо конструкцій апаратів зі змінними вставками захищено патентами на корисні моделі, що підтверджує практичну готовність до впровадження.

Отримані результати наукових досліджень передано до Тернопільської пивоварні «Опілля» і використано для удосконалення карбонізатора для лінії карбонізації солодких напоїв. Конструкції кавітаційних апаратів захищено деклараційними патентами №160839 U та №160838 U. Отримані результати та методики, дослідний зразок апарата використовуються у освітньому процесі Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя для викладання дисциплін «Комп'ютерний інжиніринг в експериментальній механіці» та «Технологічне обладнання харчових виробництв».

**Особистий внесок здобувача.** Основні наукові та прикладні результати дисертаційної роботи здобувачем отримано самостійно. Постановку завдань, аналіз і узагальнення результатів досліджень виконано спільно з науковим керівником.

У працях, які опубліковано у співавторстві, дисертантові належить: [111] - здобувач розробив тривимірну геометричну модель кавітаційного апарата, сформував розрахункову постановку задачі, виконав чисельні розрахунки та експериментальну перевірку, опрацював результати й підготував основний текст статті; [112] - здобувач реалізував CFD-моделі для досліджуваних конфігурацій, здійснив обробку та аналіз розрахункових даних, сформулював висновки й підготував рукопис статті; [107] - здобувач виконав дослідження та узагальнення результатів щодо процесу гомогенізації молока, зміни фізико-хімічних властивостей води під час кавітаційної обробки та розрахував енергетичні показники кавітаційного апарата і підготував текст публікації; [113] - здобувач виконав пошук, аналіз та узагальнення літературних джерел за тематикою гідродинамічної кавітації, виконав статистичну обробку експериментальних даних та підготував матеріали для публікації; [83] - здобувач розробив і реалізував CFD-модель, виконав перевірку її адекватності та підготував матеріали тез; [82] - здобувач виконав розрахунки енергетичних показників для модифікацій кавітаційного апарата, узагальнив результати та підготував матеріали публікації; [105] - здобувач брав участь у розробленні технічного рішення кавітаційного змішувача, підготував опис конструкції, обґрунтування та матеріали для оформлення охоронного документа; [104] - здобувач брав участь у розробленні технічного рішення кавітаційного апарата, підготував опис конструкції, обґрунтування та матеріали для оформлення охоронного документа. У працях опублікованих у співавторстві, здобувачеві належить 50-60%. Публікації [109], [108], [110] є одноосібними.

#### **Апробація результатів дисертації.**

Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на науково-практичних і науково-технічних конференціях, зокрема: Міжнародній науково-практичній конференції «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики»

(Тернопіль, 29-30 вересня 2022 р.); 89-й International Scientific Conference of Young Scientist and Students «Youth Scientific Achievements to the 21st Century Nutrition Problem Solution» (Kyiv, April 3-7, 2023); XII Міжнародній науково-практичній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (Тернопіль, 6-7 грудня 2023 р.); XXVIII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці (Форум інженерів-механіків)», секція «Технічна гідромеханіка» (Київ, 2024); International Scientific-Technical Conference «Fundamental and Applied Problems of Modern Technologies» (Ternopil, May 28-29, 2025).

**Публікації.** Основні результати дисертаційної роботи відображено у 11 публікаціях, з них: 4 статті у фахових виданнях, 5 тез доповідей і 2 патента України на корисну модель.

#### **Структура й обсяг дисертації.**

Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, 5 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 149 найменувань і 9 додатків. Основні результати роботи викладено на 167 сторінках, де містяться 75 рисунків і 19 таблиць. Загальний обсяг дисертації складає 233 сторінки.

## РОЗДІЛ 1

### КРИТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ. КАВІТАЦІЙНІ ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ

#### 1.1 Обґрунтування перспектив застосування кавітаційної технології та обладнання

##### 1.1.1 Фізичні основи кавітаційної дії на технологічні середовища

Фізичні основи явища кавітації та механізми дії на технологічні середовища представлені у багатьох роботах [10, 11, 35, 57, 99, 133, 142], де зазначено що основною умовою її формування в потоці є зниження локального статичного тиску нижче за тиск насиченої пари при відповідній температурі [35]:

$$P < p_v(T), \quad (1.1.1)$$

де  $p$  - локальний статичний тиск, а  $p_v(T)$  - тиск насиченої пари при температурі  $T$ .

Для оцінки умов формування кавітації застосовують безрозмірний параметр - число кавітації [21, 35]:

$$\sigma = \frac{p_\infty - p_v}{1/2 \rho v^2}, \quad (1.1.2)$$

де  $p_\infty$  - статичний тиск у вихідному перерізі після дифузора,  $\rho$  - густина рідини,  $v$  - середня швидкість потоку в горловині [21].

Цей параметр також дає змогу порівнювати інтенсивність проявів кавітації за різних гідродинамічних умов у різних апаратах. У роботі авторів [136] число кавітації застосовано як основний параметр підтвердження кавітаційного режиму у апараті по типу труби Вентурі. Автор показує, що зменшення значень числа кавітації пов'язане із переходом від режиму початкової до розвиненої кавітації та супроводжується інтенсифікацією масообмінних процесів. Таким чином, число кавітації є важливим параметром. Який дозволяє оцінити інтенсивність кавітаційних процесів [136].

У дослідженнях авторів [128] число кавітації використовується для порівняльного аналізу різних геометрій сопла Вентурі. Автори показують, що зменшення діаметра горловини призводить до зниження числа кавітації, та зростання інтенсивності кавітаційних явищ. Водночас у роботі підкреслюється, що надмірно малі значення цього параметра супроводжуються зростанням гідравлічних втрат [128].

Аналогічний підхід використано у роботі [35], де число кавітації застосовують як критерій для оцінки ефективності екстракційних процесів. Автори демонструють, що мінімальні значення числа кавітації відповідають максимальному ступеню диспергування та руйнування структури сировини, однак оптимальний технологічний режим досягається за раціонального, а не мінімального значення цього параметра [21, 35, 45, 54].

У роботі [116] число кавітації також використовується параметр для порівняння та оцінки хімічної дії гідродинамічної кавітації. Автор показує, що інтенсивність кавітаційно-ініційованих хімічних перетворень зростає зі зменшенням числа кавітації, що підтверджує можливість використання цього параметра як узагальненого показника.

Разом із тим у роботах, присвячених ультразвуковій кавітації, науковці звертають увагу на обмеженість прямого використання класичного числа кавітації. Так, [133] зазначають, що для акустичної кавітації доцільніше застосовувати енергетичні та акустичні параметри (інтенсивність ультразвуку, амплітуда тиску), тоді як число кавітації є допоміжним параметром і не визначає безпосередньо режим процесу [133]. Аналогічна інформація наведена в роботі І. Берник [100], де автор вводить альтернативні показники, пов'язані з об'ємною часткою кавітаційних бульбашок, підкреслюючи різницю фізичних механізмів гідродинамічної та ультразвукової кавітації [99].

Важливим показником інтенсивності кавітаційних процесів є парова фаза. Зазвичай, центрами зародження парової фази, яка є одним з основних показників кавітації, є мікропорожнини на поверхнях, домішки або розчинені гази [10, 21].

Стійкість зародків визначається умовою рівноваги між зовнішнім тиском, тиском насиченої пари та силами поверхневого натягу [57]:

$$p_{\infty} - p_v = \frac{2\sigma_s}{R}, \quad (1.1.3)$$

де  $\sigma_s$  - коефіцієнт поверхневого натягу,  $R$  - радіус бульбашки [10, 57].

Якщо радіус бульбашки зростає і перевищує критичне значення, рівновага стає нестійкою. Це описує рівняння, яке визначає критичний радіус Блейка  $R_c$  [10, 57]:

$$R_c = \frac{4\sigma_s}{3(p_v - p_{\infty})}. \quad (1.1.4)$$

Бульбашки з радіусом  $R < R_c$  є стабільними й колапсують, тоді як за умови  $R > R_c$  вони стають нестабільними і починають безперервно зростати, що засвідчує формування кавітації [10, 57].

Еволюція кавітаційної бульбашки після її зародження визначається складною взаємодією зовнішнього тиску, інерційних властивостей рідини, в'язких втрат та сил поверхневого натягу. Найбільш відомим математичним описом динаміки кавітаційної бульбашки є рівняння Релея-Плессета, яке описує динаміку бульбашки (зміни радіуса  $R(t)$  з часом), [10, 57]:

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}\dot{R}^2 = \frac{1}{\rho} \left( p_b(t) - p_{\infty}(t) - \frac{2\sigma_s}{R} - \frac{4\mu}{R}\dot{R} \right), \quad (1.1.5)$$

де  $R(t)$  - радіус бульбашки в часі,  $\rho$  - густина рідини,  $p_b(t)$  - тиск усередині бульбашки,  $p_{\infty}(t)$  - тиск у рідині на відстані від бульбашки,  $\sigma_s$  - коефіцієнт поверхневого натягу,  $\mu$  - динамічна в'язкість рідини.

Це рівняння описує зростання та колапс бульбашки під впливом змін зовнішнього тиску. Під час імплзії можуть виникати надвисокі і локальні високі температури до  $10^3$ - $10^4$  К [40, 57].

Деякі дослідники [40] температуру в центрі бульбашки оцінюють як:

$$T_b = T_0 \left( \frac{R_0}{R} \right)^{3(\kappa-1)}, \quad (1.1.6)$$

де  $T_0$  - початкова температура,  $R_0$  - початковий радіус,  $R$  - мінімальний радіус при колапсі,  $\kappa$  - показник адіабати [40].

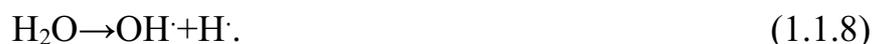
Відомо, що адіабатичне стискання парогазової фази всередині бульбашки призводить до утворення локальних точок з високими температурами. Дослідження авторів [77] показали, що локальні температурні піки під час колапсу бульбашок залежать частоти коливань тиску та фізико-хімічних властивостей рідини, зокрема наявності поверхнево-активних речовин.

Сучасні модифікації рівняння Релея-Плессета враховують стискуваність середовища, тепломасообмін і наявність неконденсованих газів. Це дало можливість точніше описати поведінку бульбашок біля поверхні [52, 77], та пояснити механічні ефекти кавітації, зумовлені колапсом бульбашок у приповерхневих ділянках. Відомо, що під час колапсу бульбашки формується швидкісна мікроструминка, яка може призвести до механічного руйнування поверхні [35]. Експерименти показують, що спочатку формується ударна хвиля, а згодом мікрострумінь [76, 85], після чого формується інтенсивний пристінний потік. В цьому випадку градієнт швидкості зумовлює зсувні напруження:

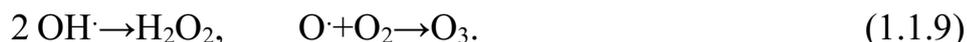
$$\tau_w \sim \mu \frac{u_j}{\delta}, \quad (1.1.7)$$

де  $\delta$  - характерна товщина пристінного шару [76,85].

Інші дослідники зазначають. Що високі градієнти тисків та надвисокі температури створюють умови для розриву хімічних зв'язків у молекулах рідини [74]. Основним джерелом реакцій є дисоціація молекул води [50]:



Утворені радикали вступають у реакції з формуванням сильних окисників [74]:



Крім того, за наявності розчинених газів (наприклад, азоту чи вуглекислого газу) можливі й інші реакції з утворенням проміжних активних [38, 74, 79] хімічних сполук. Інші роботи також підтверджують, що в умовах гідродинамічної кавітації можуть утворюватися  $\text{OH}\cdot$  і  $\text{H}_2\text{O}_2$  та інші продукти реакцій, що можуть брати участь у процесах окиснення [50, 81] Експериментальні дослідження показали, що вихід

радикалів суттєво залежить від рН та іонного складу, наявності поверхнево-активних речовин, які знижує поверхневий натяг і впливають на умови колапсу бульбашок, та розчинених газів, що змінюють хімічний склад продуктів реакцій (наприклад, у кисневмісному середовищі утворюється більше  $O_3$  [81, 119]).

Окремим напрямком досліджень є вивчення не ізольованої бульбашки а кавітаційної хмара, що складається з великої кількості бульбашок, які поводяться як єдина система [10, 30]. При зростанні числа бульбашок відбувається їхнє злиття в більшу порожнину (каверну). Така структура може відриватися від стінки і переноситися основним потоком [30]. Колапс кавітаційної хмари супроводжується значно більшими тисками та механічними ефектами, ніж імплізія ізольованої бульбашки, що зумовлює особливу небезпечність цього процесу для матеріалів [10, 30, 35]. Динаміка відриву та колапсу кавітаційних хмар має квазіперіодичний характер. Щоб описати ці періодичні процеси у безрозмірній формі, застосовують число Струхаля [10, 30]:

$$St = \frac{fL}{u}, \quad (1.1.10)$$

де  $f$  - частота відриву каверни,  $L$  - характерний розмір кавітаційної області (наприклад, довжина каверни), а  $u$  - середня швидкість потоку.

Використання цього критерію дозволяє узгодити локальні явища у зоні кавітації з усередненими характеристиками течії та порівнювати різні геометрії і режими. З практичної точки зору, синергічні ефекти пояснюють походження шуму та вібрацій у кавітаційних потоках, а також посилення ерозійної дії. Разом з тим, у технологічних застосуваннях саме хмарна кавітація забезпечує високу ефективність перемішування, інтенсифікацію тепломасообміну й активацію хімічних процесів [30, 79, 63].

### **1.1.2 Переваги застосування гідродинамічної кавітації для інтенсифікації процесів хімічної, харчової, фармацевтичної промисловості та у технологіях водоочистки**

Гідродинамічна кавітація (ГК) останніми роками набула широкого визнання як перспективна технологія для інтенсифікації процесів тепломасопереносу, гомогенізації, очищення стічних вод тощо [34, 79, 87, 89].

У дисертації Вашкурак У. Ю. [103] запропоновано кавітаційну технологію очищення промислових стічних вод. Ключовою особливістю технології є врахування природи барботованого газу, який подають у зону кавітації для підсилення руйнування органічних і мікробіологічних забруднень. Практичним результатом роботи стало створення низькочастотного віброрезонансного кавітаційного апарата з продуктивністю до 6 м<sup>3</sup>/год, що забезпечує ступінь очищення 82-88% для органічних забруднювачів. Для впровадження технології розроблено технологічну схему забезпечення процесу (рис. 1.1.1) [103].

Для низькоконцентрованих стоків запропоновано замінити стадію біологічного очищення на стадію кавітаційного очищення, що дозволяє отримати воду, придатну для подальших технологічних цілей. Для висококонцентрованих стоків розроблено двостадійну віброрезонансну кавітаційну технологію з одночасною подачею рекомендованих газів на кожній стадії. Така схема дає змогу уникнути додаткових хімічних реагентів і спростити доочищення та утилізацію залишків реагентів, що знижує експлуатаційні витрати та екологічне навантаження на очисні споруди.

Автори [79, 89] зазначають, що кавітаційна дія забезпечується хімічними процесами й гідромеханічними ефектами які руйнують біоплівки, впливають на клітинні структури мікроорганізмів та інтенсифікують міжфазний. За даними роботи [87, 89] поєднання ГК з окиснювальними агентами (H<sub>2</sub>O<sub>2</sub>, O<sub>3</sub>, персульфат) забезпечує синергетичний ефект. Зокрема, метод обробки у ГК з додаванням O<sub>3</sub>

забезпечує 2-3-кратне прискорення деградації фармацевтичних речовин (триклозан, диклофенак) порівняно з базовим озонуванням [34, 87].

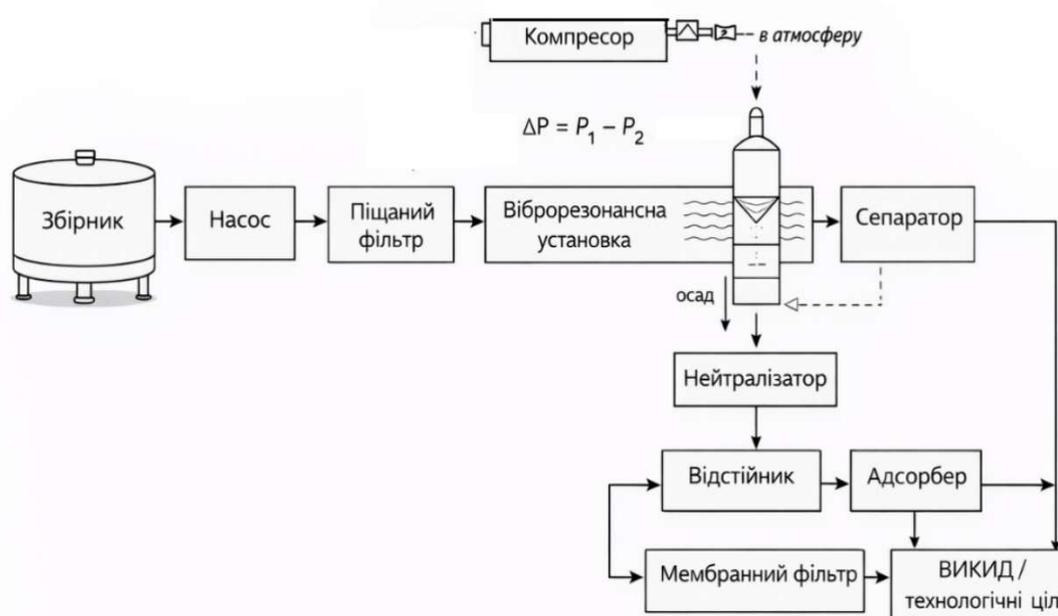


Рисунок 1.1.1 - Схема водочистки запропонована У.Ю. Вашкурак [103]

Для текстильних стічних вод ефективність їх знебарвлення перевищує 95% за умови застосування кавітаційної технології [89]. Додатковим позитивним ефектом автори відзначають ефективне руйнування емульгованих жирів та білкових забруднень [79]. Впровадження ГК дозволяє скоротити витрати коагулянтів, флокулянтів та дезінфектантів на 30-60%, а також зменшити тривалість обробки за результатами роботи [89]. Енергоспоживання ГК-реакторів становить 0,2-0,4кВт·год/м<sup>3</sup>, що нижче показників ультразвукових систем [34, 89].

У роботі [115] обґрунтовано та апробовано технологію знезараження води різного призначення з використанням гідродинамічних кавітаційних пристроїв. Автор встановила механізм дії кавітаційної обробки на мікроорганізми та запропонувала удосконалені технологічні схеми та обладнання для знезараження води з використанням кавітаційних пристроїв статичного типу для різних категорій водних середовищ. Для питної та технічної води запропоновано технологічні схеми, що забезпечують необхідний рівень мікробіологічної безпеки. Для стічних

вод розроблено локальні рішення на основі кавітаційних пристроїв, які можуть інтегруватися у існуючі системи очищення (рис.1.1.2).

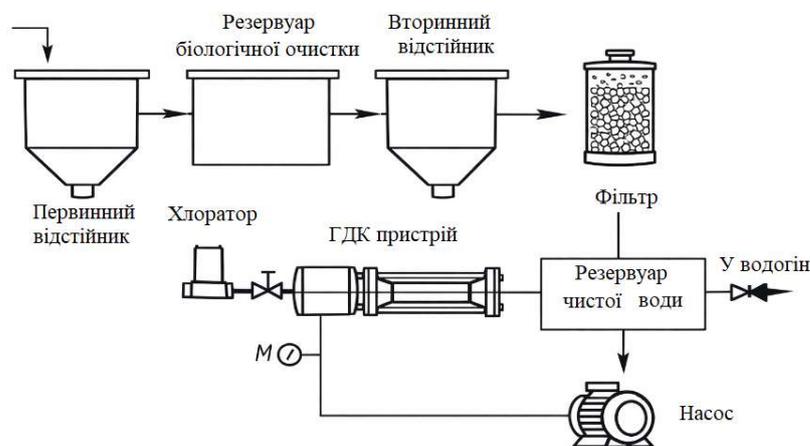


Рисунок 1.1.2 - Технологічна схема очищення стічної води запропонована О. Гащин [115]

Автор обґрунтувала, що використання кавітаційних пристроїв статичного типу забезпечує технологічні переваги завдяки відсутності рухомих частин, що спрощує обслуговування та підвищує надійність роботи систем знезараження води у практичних умовах експлуатації. Гідродинамічна кавітація знайшла широке застосування у харчовій промисловості, зокрема при виробництві молочних, рослинних і фруктових напоїв [12, 93, 142]. Автори [4] наводять результати щодо зменшення розмірів жирових глобул молока до 0,5-1,5 мкм, та створення однорідної стабільної емульсії. У роботі Самойчука К. О. представлено практичне застосування пульсаційного апарата з вібруючим ротором для гомогенізації молока у молокопереробних лініях. Технологія спрямована на диспергування жирової фази молока з підвищеною енергоефективністю порівняно з традиційними методами (рис.1.1.3). Принцип роботи апарата базується на синергічному поєднанні обертання ротора та осьових вібрацій, що створює резонансні явища у робочому зазорі.

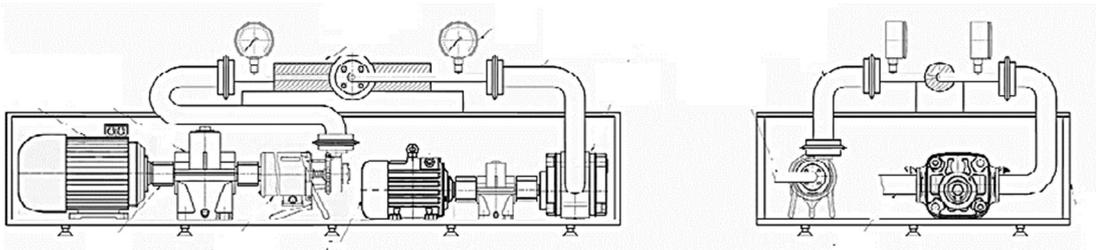


Рисунок 1.1.3 - Машино-апаратна схема гомогенізації молока з роторно-пульсаційним апаратом [142]

Автор встановив рекомендовані режими експлуатації: частота обертання ротора 2880 об/хв та амплітуда коливань 1.8-2.2 мм. За цих параметрів досягається необхідна дисперсність жирової фази при нижчих питомих енерговитратах [142].

Конструктивною особливістю розробленого апарата є наявність насосного ефекту, що створюють лопатки у вузлі гомогенізації. Це дозволяє використовувати апарат без додаткових насосів як окремий технологічний модуль для циркуляційної або проточної гомогенізації молока, що спрощує технологічну схему та знижує капітальні та експлуатаційні витрати молокопереробного виробництва. Метод дозволяє покращити мікробіологічну безпеку та якість продукції завдяки інтенсивному перемішуванню, зсувним напруженням і локальному нагріву без значного підвищення загальної температури [12, 93]. Порівняно з традиційною гомогенізацією високого тиску, яка потребує 100-200 МПа, кавітаційні апарати працюють при тиску лише 0.2-0.6 МПа і при цьому забезпечують подібну якість дисперсії [4, 93]. Це знижує енергоспоживання на 30-40% та спрощує санітарну обробку обладнання. Додатковою перевагою є зниження активності окислювальних ферментів, що подовжує термін зберігання готової продукції [93].

Експериментальні дані підтверджують ефективність ГК при виробництві соків, нектарів і смузі [12]. Обробка кавітацією забезпечує зниження загального мікробного числа на 3-5 логарифмічних одиниць, при цьому зберігається до 90% поліфенольних сполук і природний колір продукту [93]. У роботі [133] запропоновано проточні ультразвукові кавітаційні апарати для реалізації екологічно безпечної технології вилучення пектину з вторинної рослинної сировини, зокрема яблучних вичавок. Технологія спрямована на переробку

відходів харчової промисловості у цінну сировину для виробництва харчових інгредієнтів та допоміжних речовин.

Ефективність процесу забезпечується обробкою рідинно-дисперсного середовища у тонкому шарі та узгодженою роботою кількох ультразвукових систем у режимі розвиненої кавітації. Автори рекомендують дві раціональні схеми технологічного обладнання для процесу диспергування-екстрагування протопектину, зокрема, відкритий кавітаційний проточний лоток та пристрій для ультразвукової кавітаційної обробки рідинних середовищ у закритому потоці як проточний або циркуляційний модуль. У роботі [133] також наведено схему установки (рис.1.1.4) для диспергування-екстрагування, що дозволяє інтегрувати кавітаційні модулі у існуючі технологічні лінії переробки фруктів та забезпечити комплексну утилізацію вторинної сировини.

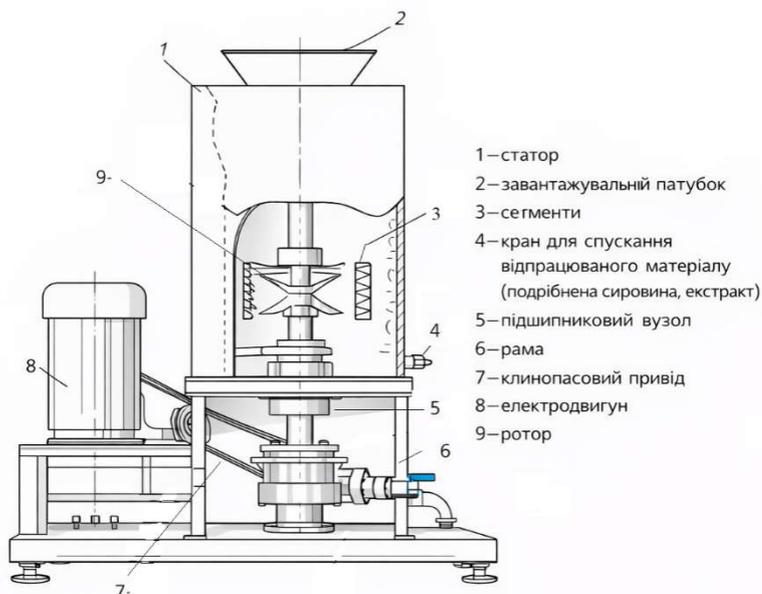


Рисунок 1.1.4 - Схема апарата для екстрагування запропонована Луговським О. Ф. та Берник І. М [132]

У фармацевтичній промисловості гідродинамічна кавітація використовується у процесах кристалізації, диспергування і прискорення хімічних реакцій [13, 53]. Дослідження наведені у [13, 53] засвідчили, що застосування ГК забезпечує утворення рівномірніших кристалів фармацевтичних солей і дозволяє контролювати поліморфні модифікації. У процесах окиснення та нітрування

кавітація забезпечує інтенсифікацію масопереносу між реагентами, що підвищує селективність реакцій і скорочує час реакції у 1,5-2 рази [13].

Інженерна реалізація гідродинамічної кавітації базується на створенні контрольованих ділянок низького тиску, де відбувається утворення та схлопування кавітаційних бульбашок [89]. Ефективність процесу значною мірою визначається геометрією апарата (кутами звужувальної та розширювальної ділянок, довжиною горловини, тощо [116]). Енергетичну ефективність таких апаратів оцінюють через питомі витрати енергії на кубічний метр або на одиницю досягнутого ефекту (зниження ХСК, інактивація мікроорганізмів), що забезпечує коректне порівняння лабораторних і промислових установок [34, 89].

Таким чином, актуальним напрямом розвитку технології гідродинамічної кавітації є удосконалення конструкцій апаратів на основі комплексного моделювання гідродинамічних і кавітаційних параметрів. Це дозволить підвищити енергетичну ефективність процесу та забезпечити можливість гнучкого регулювання інтенсивності кавітаційного впливу відповідно до специфічних вимог технологічних процесів у водоочистці, харчовій, фармацевтичній і хімічній промисловості [4, 12, 13, 34, 56, 79, 87].

## **1.2 Підходи та методи моделювання кавітаційних апаратів**

### **1.2.1 Аналітичні підходи до моделювання кавітації**

Опис зародження, росту та колапсу одиначної кавітаційної бульбашки традиційно ґрунтується на аналітичних моделях. Вони базуються на рівняннях гідродинаміки й термодинаміки та описують динаміку кавітаційних бульбашок. Підходи, що застосовують у таких моделях послужили основою для подальшого розвитку чисельних методів та аналізу експериментальних результатів [10, 57]. Теоретичні основи опису кавітації закладено у класичній роботі Релея [58], який розглянув задачу колапсу сферичної порожнини у нескінченній нестисливій рідині. Це дослідження дало базові оцінки щодо часу колапсу та рівнів тиску під час імплзії бульбашки.

Теорія Релея отримала подальший розвиток у рівнянні Релея-Плессета [57], яке описує зміну радіуса  $R(t)$  сферичної бульбашки з урахуванням в'язкості та поверхневого натягу рідини. За цим рівнянням досліджено різницю тисків у рідині та усередині бульбашки, з урахуванням капілярного ефекту та в'язкого опору. Адекватність моделі визначається вибором залежності, яка описує стан парової фази всередині бульбашки. Для швидких колапсів, коли швидкість руху межі бульбашки стає співмірною зі швидкістю звуку у рідині, необхідно враховувати стисливість середовища, що призводить до більш складних рівнянь динаміки. Для опису динаміки бульбашки за умови, коли швидкість руху стінки бульбашки наближається до швидкості звуку, використовують рівняння Келлера-Міксіса [24, 80]:

$$\left(1 - \frac{\dot{R}}{c}\right) R \ddot{R} + \frac{3}{2} \left(1 - \frac{\dot{R}}{3c}\right) \dot{R}^2 = \frac{1}{\rho} \left(1 + \frac{\dot{R}}{c}\right) \left(p_b(t) - p_\infty(t) - \frac{2\sigma}{R} - \frac{4\mu\dot{R}}{R}\right). \quad (1.2.1)$$

де:  $R(t)$  - радіус бульбашки в момент часу  $t$ , м;  $\dot{R}$  - швидкість зміни радіуса бульбашки, м/с;  $\ddot{R}$  - прискорення зміни радіуса бульбашки, м/с<sup>2</sup>;  $c$  - швидкість звуку в рідині, м/с;  $\rho$  - густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $p_b(t)$  - тиск усередині бульбашки в момент часу  $t$ , Па;  $p_\infty(t)$  - тиск у рідині на великій відстані від бульбашки в момент часу  $t$ , Па;  $\sigma$  - коефіцієнт поверхневого натягу на межі рідина-газ, Н/м;  $\mu$  - динамічна в'язкість рідини, Па·с. У рівняннях, що описують динаміку важливим параметром є тиск всередині бульбашки  $p_b(t)$ .

У найпростішому випадку  $p_b(t)$  описують як суму парціального тиску пари та газу з припущеннями про політропний процес у газовій фазі. Однак у реальних кавітаційних режимах  $p_b(t)$  визначається не лише гідродинамікою, але й інтенсивністю випаровування чи конденсації на міжфазній поверхні, теплообміном з рідиною та наявністю розчинених газів. Відповідно, аналітичні оцінки зміни  $R(t)$  можна вважати коректними. Водночас їх адекватність залежить від початкових умов, які складно отримати експериментально.

У інших роботах застосовують модель Гілмора [22], яка враховує стисливість рідини та дію ударних хвиль. Вона є основою для опису ерозійних ефектів впливу на матеріали [10]. Для гармонійних коливань бульбашки важливим параметром є власна частота, відома як частота Міннаерта [21, 28]:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi R_0} \sqrt{\frac{3\kappa p_\infty}{\rho}}. \quad (1.2.2)$$

де  $f_0$  - власна частота коливань бульбашки (частота Міннаерта), Гц;  $R_0$  - рівноважний радіус бульбашки, м;  $\kappa$  - показник адіабати (відношення теплоємностей  $C_p/C_v$ ), безрозмірна величина.

Сучасні дослідження підтверджують доцільність використання цього рівняння для масивів бульбашок [28]. Так, для опису хмарної кавітації застосовують формулу Вуда. Ця модель отримала розвиток у роботі [69]. Слід зазначити, що аналітичні моделі забезпечують фундаментальне розуміння кавітаційних явищ, проте мають низку обмежень. Зокрема, вони базуються на ідеалізованому припущенні сферичної форми бульбашки, не враховують деформації та взаємодію бульбашок у хмарній кавітації, використовують спрощені термодинамічні моделі газової фази та мають обмежену придатність для умов сильних імпульсів і реальних геометрій апаратів [10, 51, 56].

Основні характеристики та область застосування аналітичних моделей кавітації узагальнено в таблиці 1.2.1. Вибір конкретної моделі зазвичай визначається початковими умовами та необхідними результатами. Так для попередніх оцінок динаміки парової фази достатньо базової моделі Релея-Плессета, тоді як для точного прогнозування ерозійних ефектів необхідні складніші підходи, що враховують поведінку мікроструминок та ударних хвиль.

У таблиці 1.2.1 наведено порівняння аналітичних підходів до моделювання динаміки парової фази.

Таблиця. 1.2.1. - Порівняння аналітичних моделей

Модель	Формула	Призначення	Враховані ефекти	Застосовність	Обмеження
Релея-Плессета [57]	$R \cdot \ddot{R} + (3/2) \cdot \dot{R}^2 = (1/\rho) \cdot (p_b(t) - p_\infty(t) - 2\sigma/R - 4\mu\dot{R}/R)$	Базовий опис одиначної бульбашки	В'язкість, поверхневий натяг, різниця тисків	Попередні оцінки, базова теорія	Не враховує стисливість та взаємодію бульбашок
Келлера-Міксіса [24, 80]	$(1 - \dot{R}/c) \cdot R \cdot \ddot{R} + (3/2) \cdot (1 - \dot{R}/(3c)) \cdot \dot{R}^2 = (1/\rho) \cdot (1 + \dot{R}/c) \cdot (p_b(t) - p_\infty(t) - 2\sigma/R - 4\mu\dot{R}/R)$	Уточнення при швидких колапсах бульбашок	Стисливість рідини, акустичне випромінювання	Акустична кавітація, ультразвук	Складні розрахунки, залежність від параметрів
Гілмора [22]	Рівняння Гілмора: $\ddot{R} = F(R, \dot{R}, p_\infty, \text{властивості рідини}), \text{повний запис див. [22]}$	Моделювання сильних імплзій	Ударні хвилі, стисливість рідини	Високі тиски, ерозія	Потреба у даних експерименту
Міннаерта [28, 21]	$f_0 = (1/(2\pi R_0)) \cdot \sqrt{(3k p_\infty / \rho)}$	Резонансна частота	Гармонійні акустичні коливання	Аналіз резонансних явищ	Лише для малих амплітуд коливань бульбашок
Вуда (сучасні аналоги) [69]	$1/(\rho_m c_m^2) = \alpha/(\rho_g c_g^2) + (1-\alpha)/(\rho_l c_l^2)$	Ефективні властивості суміші	Швидкість звуку та затухання потоці	Хмарна кавітація, багатофазні потоки	Мала точність, не враховує мікродинаміки

Для проведення інженерного порівняння доцільності гідродинамічних апаратів зазвичай використовують чисельні методи моделювання. На відміну від аналітичних, які описують фізику ізольованої бульбашки чи кавітаційної хмари, методи моделювання гідродинаміки (CFD) дозволяють розраховувати розподіл тиску, швидкості та об'ємну частку парової фази в робочому об'ємі апарата. Також можна оцінити протяжність кавітаційної зони і розрахувати числа кавітації. за цими параметрами зазвичай порівнюють конструкції апаратів статичного типу.

### 1.2.2 Методи обчислювальної гідродинаміки (CFD)

У більшості інженерних реалізацій CFD кавітаційну течію моделюють як однорідну суміш рідини та пари [10, 21, 64, 68]. Властивості такої суміші (густина, в'язкість) залежать від локальної об'ємної частки парової фази  $\alpha_v$  [21, 68]:

$$\rho = \alpha_v \rho_v + (1 - \alpha_v) \rho_l, \quad \mu = \alpha_v \mu_v + (1 - \alpha_v) \mu_l. \quad (1.2.3)$$

де  $\rho$  - ефективна густина суміші, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  - ефективна динамічна в'язкість суміші, Па·с;  $\alpha_v$  - об'ємна частка парової фази, безрозмірна величина ( $0 \leq \alpha_v \leq 1$ );  $\rho_v$  - густина парової фази, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_l$  - густина рідкої фази, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu_v$  - динамічна в'язкість парової фази, Па·с;  $\mu_l$  - динамічна в'язкість рідкої фази, Па·с

Модель Сінгхала [68] бере до уваги теплові ефекти та розподіл розмірів бульбашок, тому краще відображає реальні умови кавітації у складних потоках [21, 68]. Зміна об'ємної частки пари  $\alpha_v$  у часі та просторі описується рівнянням масопереносу [39, 62, 66, 68, 94]:

$$\frac{\partial \alpha_v}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_v \mathbf{u}) = \dot{m}_{evap} - \dot{m}_{cond}. \quad (1.2.4)$$

де  $t$  - час, с;  $\partial \alpha_v / \partial t$  - локальна швидкість зміни об'ємної частки пари в часі, с<sup>-1</sup>;  $\nabla$  - оператор набла (градієнт), м<sup>-1</sup>;  $\mathbf{u}$  - вектор швидкості потоку суміші, м/с;  $\nabla \cdot (\alpha_v \mathbf{u})$  - дивергенція конвективного потоку парової фази, с<sup>-1</sup>;  $\dot{m}_{evap}$  - масова швидкість випаровування (утворення пари), кг/(м<sup>3</sup>·с);  $\dot{m}_{cond}$  - масова швидкість конденсації (зникнення пари), кг/(м<sup>3</sup>·с).

Фазовий перехід у CFD-моделюванні кавітації зазвичай задають через додаткові доданки які описують швидкість випаровування та конденсації. Серед поширених моделей вирізняються чотири підходи. Автори [64, 66, 94] розглядають напівемпіричні залежності для швидкостей фазового переходу. За умови  $p < p_v$  швидкість росту бульбашок задається рівнянням [94]:

$$\dot{m}_{evap} = F_{vap} \cdot 3\alpha_{nuc} \frac{(1-\alpha_v)\rho_l}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l}}, \quad p < p_v, \quad (1.2.5)$$

де  $\dot{m}_{evap}$  - масова швидкість випаровування (швидкість утворення пари), кг/(м<sup>3</sup>·с);  $F_{vap}$  - емпіричний коефіцієнт випаровування, безрозмірний;  $\alpha_{nuc}$  - об'ємна частка зародкових центрів, безрозмірна;  $\alpha_v$  - поточна об'ємна частка парової фази, безрозмірна ( $0 \leq \alpha_v \leq 1$ );  $(1 - \alpha_v)$  - об'ємна частка рідкої фази, безрозмірна;  $\rho_l$  - густина рідкої фази, кг/м<sup>3</sup>;  $R_b$  - характерний радіус кавітаційної бульбашки, м;  $p_v$  - тиск насиченої пари при температурі потоку, Па;  $p$  - локальний статичний тиск у потоці, Па;  $(p_v - p)$  - рушійна сила випаровування (депресія тиску), Па.

Модель Шнерра - Зауера [62] базується на спрощеному рівнянні Релея-Плессета для опису зміни радіуса окремої бульбашки  $R$  у часі [57, 62]. Ця модель краще враховує фізику окремих бульбашок. Відповідно до моделі, об'ємна частка пари  $\alpha_v$  пов'язана з радіусом бульбашок через кількість бульбашок на одиницю об'єму, що дозволяє перейти від динаміки окремої бульбашки до об'ємної частки парової фази [57, 62]:

$$\frac{d\alpha_v}{dt} = \frac{3\alpha_v(1-\alpha_v)}{R_b} \dot{R}, \quad (1.2.6)$$

де  $d\alpha_v/dt$  - швидкість зміни об'ємної частки пари в часі, с<sup>-1</sup>;  $\alpha_v$  - поточна об'ємна частка парової фази, безрозмірна ( $0 \leq \alpha_v \leq 1$ );  $(1 - \alpha_v)$  - об'ємна частка рідкої фази, безрозмірна;  $R_b$  - характерний (середній) радіус бульбашки, м;  $\dot{R}$  - швидкість зміни радіуса бульбашки ( $dR/dt$ ), м/с;  $3\alpha_v(1-\alpha_v)/R_b$  - геометричний коефіцієнт, м<sup>-1</sup>

$$\dot{R}\ddot{R} + \frac{3}{2}\dot{R}^2 = \frac{p_v - p}{\rho_l} \quad (1.2.7)$$

де  $R$  - радіус бульбашки в даний момент часу, м;  $\dot{R}$  - швидкість зміни радіуса бульбашки (перша похідна  $dR/dt$ ), м/с;  $\ddot{R}$  - прискорення зміни радіуса бульбашки (друга похідна  $d^2R/dt^2$ ), м/с<sup>2</sup>;  $p_v$  - тиск насиченої пари при температурі потоку, Па;  $p$  - локальний статичний тиск у рідині, Па;  $(p_v - p)$  - рушійна сила фазового переходу (різниця тисків), Па;  $\rho_l$  - густина рідкої фази, кг/м<sup>3</sup>

Модель Кунца [39] описує два процеси, зокрема, утворення пари та її зникнення. Це враховано у рівняннях масопереносу, щоб обчислювати, як змінюється частка пари в потоці [39, 64]:

$$\dot{m} = C_{dest}\rho_v \max(p - p_v, 0) + C_{prod}\rho_l \min(p_v - p, 0), \quad (1.2.8)$$

де  $\dot{m}$  - швидкість масопереносу, кг/(м<sup>3</sup>·с);  $C_{dest}$ ,  $C_{prod}$  - емпіричні коефіцієнти для конденсації й випаровування;  $\rho_v$  - густина парової фази, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_l$  - густина рідкої фази, кг/м<sup>3</sup>;  $p$  - локальний статичний тиск у потоці, Па;  $p_v$  - тиск насиченої пари при температурі потоку, Па;  $(p - p_v)$  - надлишковий тиск над тиском насичення, Па;  $(p_v - p)$  - дефіцит тиску (депресія), Па;  $\max(p - p_v, 0)$  - функція максимуму;  $\min(p_v - p, 0)$  - функція мінімуму.

Основна відмінність між чисельними підходами полягає у тому як моделюють турбулентність [23, 64]. У роботах [64, 66] метод нестационарних усереднених за числом Рейнольдса рівнянь Нав'є-Стокса (URANS, Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes) усереднює дрібномасштабні пульсації турбулентності. Цей підхід дозволяє швидко оцінювати інтегральні характеристики потоку, зокрема перепад тиску та енергетичні втрати, однак при цьому неможливо оцінити локальні вихрові структури та пікові навантаження на стінки [5; 6; 8].

Метод великих вихорів (LES, Large Eddy Simulation ) дозволяє досліджувати вплив великомасштабних турбулентних вихорів та моделювати найдрібніші структури [23]. Це дає змогу відтворити динаміку відриву та розпаду кавітаційних каверн, а також пов'язані з ними нестационарні ефекти. Метод відокремлених вихорів (DES, Detached Eddy Simulation) поєднує переваги обох вищеописаних підходів. У пристінних областях використовується RANS-підхід, а в основній частині потоку - LES, що забезпечує раціональність між точністю та часом обчислень [92]. Окрім гідродинаміки, сучасні моделі дають можливість оцінити додаткові фізичні процеси такі як ерозія, тепломасообмін і навіть хімічні реакції. Для оцінки пошкоджувальної дії використовують інтегральні індекси [37; 85]:

$$PI_n = \int_0^t H(p_w(\tau) - p_{th}) [p_w(\tau) - p_{th}]^n d\tau, \quad (1.2.9)$$

де  $p_w$  - тиск на стінці,  $p_{th}$  - порогове значення матеріалу;  $H$  - функція Хевісайда,  $n$  - показник, що задає значення пікових навантажень [37, 85].

Такі індекси використовують як узагальнений критерій локалізації ділянок із підвищеним ризиком ерозійного зношування та для порівняльної оцінки режимів чи конструкцій [21, 68, 77]. Фазовий перехід у двофазних CFD-моделях враховують через доданок в рівнянні енергії  $S_E$ , який описує внесок прихованої теплоти пароутворення та міжфазного теплообміну:

$$S_E = \dot{m}_{pc} L_v + h_{int} A_{int} (T_l - T_v), \quad (1.2.10)$$

де  $\dot{m}_{pc}$  - швидкість фазового переходу,  $L_v$  - теплота пароутворення,  $h_{int}$  і  $A_{int}$  - параметри міжфазного теплообміну;  $T_l$  та  $T_v$  - температури рідкої та парової фаз відповідно.

Урахування цього механізму є важливим у задачах, де термодинамічні ефекти впливають на інтенсивність кавітації та енергетичний баланс апарата, зокрема в теплоенергетиці та низці процесів харчових виробництв [21, 68, 77].

Окремий клас моделей розглядає наслідки швидкого стиснення парогазової суміші під час колапсу бульбашки. В межах адіабатичного наближення температуру “гарячої точки” оцінюють співвідношенням [40, 74]:

$$T_{hot} = T_0 \left( \frac{p_{max}}{p_0} \right)^{\kappa-1/\kappa}, \quad (1.2.11)$$

де  $T_0$  і  $p_0$  - початкові значення температури та тиску бульбашці,  $p_{max}$  - максимальний тиск під час колапсу,  $\kappa$  - показник адіабати.

За певних умов такі оцінки вказують на можливість досягнення температур порядку  $10^3\text{K}$ , що пов’язують з утворенням активних радикалів (наприклад,  $\text{OH}^\bullet$ ) і ініціює хімічні реакції, застосовувані для очищення чи активації рідин [50, 74].

Поряд із прямим CFD-розрахунком (URANS/LES/DES) для моделювання кавітаційної гідродинаміки дедалі ширше застосовують спрощені моделі (Reduced Order Models, ROM) та підходи машинного навчання, призначені для швидкого

наближеного прогнозу характеристик течії [65, 90]. Їхня особливість полягає в тому, що на першому етапі виконують необхідні CFD-обчислення або експерименти, після чого на отриманих масивах даних будують наближену модель, яка відтворює зв'язок між гідродинамічними параметрами та вихідними показниками. У загальному вигляді таку в літературі наводять у такому вигляді [65, 90]:

$$\mathcal{M}: (\sigma, Re, \alpha_{nuc}) \rightarrow (\Delta p, V_{cav}, PI_n, Noise), \quad (1.2.12)$$

де  $\sigma$  - число кавітації,  $Re$  - число Рейнольдса,  $\alpha_{nuc}$  - початкова об'ємна частка зародків,

В результаті можна розрахувати перепад тиску  $\Delta p$ , об'єм кавітаційної зони  $V_{cav}$ , ерозійний індекс  $PI_n$ , рівень шуму.

Машинне навчання виступає як швидкий калькулятор, який замінює багатогодинні CFD-розрахунки. Такі моделі вже застосовують для оптимізації форми лопатей у насосах і турбінах, прогнозування шуму, моніторингу насосних агрегатів у режимі реального часу [65, 72, 90].

### 1.2.3 Емпіричні кореляції в сучасній практиці

У прикладних задачах кавітації (насоси, гідропрофілі, елементи типу труби Вентурі) емпіричні кореляції використовують як інженерний інструмент для швидкої оцінки інтенсивності процесу. Найчастіше такі залежності пов'язують з числом кавітації  $\sigma$  та геометричними характеристиками проточного каналу та інтегральними показниками, зокрема характерною об'ємною часткою пари  $\alpha_v$  і довжиною приєднаної каверни  $L_c$  [43, 45]. Емпіричні залежності, що враховують експериментальні дані, зазвичай подають у вигляді апроксимацій типу:

$$\alpha_v = C \sigma^{-n}, \quad \frac{L_c}{d_r} = C \sigma^{-n}. \quad (1.2.13)$$

Тут  $d_r$  - діаметр горловини (характерний розмір),  $C$  і  $n$  - коефіцієнти, визначені для конкретної серії геометрій та режимів. У таблиці 1.2.2 наведено порівняння цього підходу з іншими методами моделювання.

Таблиця 1.2.2 - Порівняння емпіричних кореляцій з іншими методами моделювання кавітації

Підхід	Що забезпечує	Сильна сторона	Обмеження	Основне завдання
Емпіричні кореляції	Оцінки характерної об'ємної частки пари $\alpha_v(\sigma)$ та безрозмірної довжини каверни $L_c/d_c(\sigma)$	Дуже швидкі оцінки та простота інтерпретації	Валідність лише в межах калібрування за режимами та геометриями	Попередній відбір режимів і геометричних варіантів
Аналітико-фізичні оцінки	Порогові значення, пов'язані з $p_v(T)$ і масштабними оцінками	Фізичне представлення і можливість пояснення закономірностей	Спрощення геометрії та структури течії, обмежена точність для складних проточних каналів	Фізичне обґрунтування інженерних оцінок і формулювання критеріїв
Двофазні чисельні моделі обчислювальної гідродинаміки з кавітаційною підмоделлю фазового переходу [62, 68, 94]	Просторові поля $p$ , $v$ , $\alpha_v$ , а також режими приєднаної та хмарної кавітації	Деталізація, можливість аналізу впливу геометрії та локальних ефектів	Висока обчислювальна вартість і чутливість до якості сітки, граничних умов, постановки турбулентності та параметрів підмоделі	Уточнення протяжності кавітаційної ділянки $L_c$ , Для інженерних оцінок
Підходи на основі масивів даних	Швидка інтерполяція та прогноз інтегральних характеристик у межах встановлених границь параметрів	Висока точність у та мінімальний час обчислення	Поза межами досліджуваного діапазону достовірність знижується; потребують якісних і повних даних	Для інженерних оцінок і проектування

Практичне значення таких залежностей полягає в тому, що вони дозволяють порівнювати конструкції та характеризувати інтенсивність кавітації. Водночас їх принципове обмеження полягає у вузькому використанні, оскільки отримані залежності є адекватними лише в межах досліджуваного діапазону  $\sigma$ , числа Рейнольдса  $Re$ , газовмісту або кількості кавітаційних зародків, а також геометрії, для яких виконано уточнення та перевірку. Поза межами встановлених умов, точність може суттєво знижуватися внаслідок зміни структури течії, режиму кавітації тощо. У сучасній практиці інженерної оцінки апаратів по типу труби Вентурі емпіричні кореляції доцільні на першому етапі оцінки та попереднього вибору конструктивних рішень. На другому етапі зазвичай використовують двофазні чисельні моделі, тоді як експериментальні дані необхідні для перевірки адекватності чисельних результатів [43, 45]. Слід зазначити, що емпіричні кореляції мають деякі переваги перед іншими підходами моделювання. Слід зазначити, що на етапі попереднього проектування емпіричні кореляції дозволяють оцінити конструктивні рішення. Водночас вони не відтворюють особливості гідродинаміки течії.

### 1.3 Особливості гідродинаміки у апаратах по типу труби Вентурі

Гідродинамічні особливості течії в апаратах типу труби Вентурі визначаються їхньою геометрією та зміною площі проточної частини вздовж осі. У конфузійній частині відбувається осьове прискорення потоку, зумовлене зменшенням площі живого перерізу. Зі зменшенням площі поперечного перерізу середня швидкість потоку зростає, що приводить до зміни тиску. Зміна статичного тиску вздовж конфузора описується рівнянням Бернуллі [7] з урахуванням втрат:

$$p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = p(x) + \frac{\rho v(x)^2}{2} + \Delta p_{\text{втр}, 1-x} \quad (1.3.1)$$

де  $p_1$  - статичний тиск у вхідному перерізі 1, Па;  $\rho$  - густина рідини,  $\text{кг/м}^3$ ;  $v_1$  - середня швидкість потоку у перерізі 1, м/с;  $p(x)$  - статичний тиск у перерізі з осьовою координатою  $x$ , Па;  $v(x)$  - середня швидкість потоку у цьому перерізі, м/с;  $\Delta p_{\text{втр}, 1-x}$  - сумарні втрати тиску між перерізами 1 та  $x$ , Па.

Втрати на тертя та місцеві втрати пов'язані з просторовим прискоренням, неоднорідністю профілю швидкості та дисипацією турбулентної енергії. У конфузори формується градієнт тиску ( $dp/dx < 0$ ). Тобто тиск зменшується вздовж потоку, тоді як швидкість зростає  $dU/dx > 0$  [7]. Втрати розраховують за рівнянням:

$$\Delta p_{\text{втр}} = \zeta_{\text{конф}} \frac{\rho v_*^2}{2}, \quad (1.3.2)$$

де  $v_*$  - усереднена швидкість потоку, а  $\zeta_{\text{конф}}$  - коефіцієнт втрат, що відображає сумарний вплив в'язкості, шорсткості та початкових гідродинамічних параметрів.

Гідрравлічні характеристики апаратів Вентурі залежать від шорсткості внутрішньої поверхні та режиму роботи. Для інженерних оцінок профіль швидкості в турбулентній течії часто описують степеневими залежностями, зокрема законом Прандтля [18]. У конфузори їх використовують не завжди, бо вони дають лише наближену, якісну оцінку зміни профілю при прискоренні течії.

Особливість гідродинаміки у горловині залежить від значень тиску і швидкості на вході. Навіть за сталого перерізу спостерігаються зменшення тиску вздовж горловини [2]:

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{D} \left( \frac{\rho V^2}{2} \right), \quad (1.3.3)$$

де  $\Delta p$  - втрати тиску,  $\lambda$  - коефіцієнт гідрравлічного тертя,  $L$  - довжина горловини,  $D$  - діаметр горловини,  $\rho$  - густина рідини,  $V$  - середня швидкість у горловині.

Для турбулентного режиму коефіцієнт  $\lambda$  є функцією числа Рейнольдса та відносної шорсткості. Поширеним підходом є застосування рівняння Кольбрука-Вайта [15]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left( \frac{k_s}{3.7D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right), \quad (1.3.4)$$

де  $k_s$  - еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні,  $Re = VD/\nu$  - число Рейнольдса,  $\nu$  - кінематична в'язкість рідини.

Гідродинаміка у горловині визначається співвідношенням її довжини  $L_T$  та довжини конфузора  $L_K$ . Якщо  $L_T \geq L_K$ , встановлюється гідродинамічно усталений режим, профіль швидкості майже не змінюється, а подальше падіння тиску зумовлене переважно втратами на тертя [2].

Для дифузорної частини апарата важливим параметром є коефіцієнт відновлення тиску  $C_p$ , який визначають як відношення перепаду тиску до динамічного напору на вході:

$$C_p = \frac{\bar{p}_{\text{вих}} - \bar{p}_{\text{іпвх}}}{q_{\text{вх}}}, \quad q_{\text{вх}} = \frac{\rho \bar{v}_{\text{вх}}^2}{2}, \quad (1.3.5)$$

де  $\bar{p}_{\text{вх}}$  та  $\bar{p}_{\text{вих}}$  - усереднені значення статичного тиску на вході й виході дифузора відповідно,  $q_{\text{вх}}$  - динамічний напір на вході,  $\rho$  - густина рідини,  $\bar{v}_{\text{вх}}$  - усереднена швидкість на вході в дифузор. [26].

На відміну від конфузора, у дифузорі тиск уздовж потоку зростає, через що збільшується товщина пристінного шару та за певних умов можливий відрив потоку від стінки [9, 44]. Внаслідок відриву потоку виникають ділянки з пониженим тиском, що безпосередньо впливає на кавітаційні процеси в апараті. У цих ділянках можуть утворюватися додаткові кавітаційні порожнини, а нерівномірність поля швидкостей буде впливати на інтенсивність схлопування бульбашок [67]. Крім того, відривні течії збільшують енергетичні втрати та знижують загальну ефективність кавітаційної обробки, оскільки частина енергії витрачається на підтримку вихрових структур замість корисної кавітаційної дії [10].

Важливими характеристиками кавітаційної течії є рівень турбулентності, товщина примежового шару та нерівномірність швидкісного профілю, що визначають схильність потоку до відриву та ефективність відновлення тиску в дифузорі [27, 48]. Для кавітаційних апаратів це означає, що гідродинаміка

горловини безпосередньо впливає на поведінку течії у дифузори оскільки інтенсивна турбулізація в зоні кавітації змінює структуру потоку на вході в дифузори і, відповідно, характер відривних явищ. Отже геометрія дифузора має забезпечувати раціональне співвідношення між відновленням тиску та уникненням відриву потоку. У вимірювальних трубах Вентурі (ISO 5167-4:2022) дифузори проектують для максимального відновлення тиску, тоді як у кавітаційних апаратах дифузори розглядають як ділянку, де важливо керувати відривом потоку, щоб підсилити кавітаційний ефект.

#### **1.4 Аналіз конструктивних особливостей апаратів по типу труби Вентурі**

Труби Вентурі за функціональним призначенням поділяються на два основні типи, зокрема це прилади для вимірювання витрати рідин і газів та апарати для забезпечення промислових процесів (гомогенізація, змішування, кавітаційна обробка). Ця функціональна різниця обумовлює принципово різні підходи до їх конструювання і нормування. Вимірювальні труби Вентурі регулюються міжнародним стандартом ISO 5167-4:2003, який встановлює геометричні вимоги для забезпечення точності і відтворюваності результатів. Стандарт задає кут звужуючої конічної частини (конфузора)  $21^\circ \pm 1^\circ$ , довжину конфузора  $2,7 \cdot (D - d)$ , кут розширення дифузора  $7^\circ - 8^\circ$ , шорсткість поверхні та локалізацію місць для вимірювання тиску.

На відміну від цього, апарати типу Вентурі для промислових процесів, як правило, не регулюються універсальними стандартами. Конструкція таких апаратів визначається індивідуально для кожної задачі залежно від мети та умов процесу. При цьому геометричні параметри рекомендують відповідно до функціональних вимог і цільових показників (інтенсивність кавітації, ступінь змішування, енергетичні витрати) [14, 46]. Для кавітаційних реакторів застосовують помірно малі кути дифузора (порядку  $6-8^\circ$ ), що сприяє керованому відновленню тиску та стабільнішому розвитку кавітації [49, 90]. Для змішування використовують

конфігурації, що підсилюють турбулентне перемішування потоку [14, 46]. Матеріали, розташування патрубків для введення добавок і контролю параметрів, а також загальна конфігурація апарату визначаються вимогами конкретної технології та умовами експлуатації [14, 46].

Кут конфузора  $\alpha=d/D$  (коефіцієнт звуження) визначає рівень прискорення потоку і, відповідно, умови зниження статичного тиску в мінімальному перерізі [64]. Для сталої течії середні швидкості на вході та в горловині визначають за рівняннями неперервності:

$$v_D = \frac{Q}{A_D}, \quad v_t = \frac{Q}{A_t} = \frac{v_D}{\beta^2}. \quad (1.4.1)$$

де  $Q$  - об'ємна витрата ( $\text{м}^3/\text{с}$ ),  $v_D$  та  $v_t$  - середні швидкості на вході і в горловині ( $\text{м}/\text{с}$ ),  $A_D = \pi D^2/4$  та  $A_t = \pi d^2/4$  - відповідні площі перерізу,  $\text{м}^2$ .

Зі збільшенням кута конфузора  $\alpha$  зростає інтенсивність прискорення потоку в звужувальній секції та градієнт швидкості  $\partial v/\partial x$ , що може супроводжуватися нижчим мінімальним статичним тиском  $p_{min}$  перед горловиною і ініціювати кавітацію [64]. Порівняння конфузорів із кутами  $19^\circ$  та  $45^\circ$  у апаратах Вентурі показало, що за  $\alpha=45^\circ$  спостерігається інтенсивніший і стабільніший кавітаційний режим порівняно з  $\alpha=19^\circ$  [64]. Разом із тим за таких умов зростають місцеві втрати напору. Еквівалентний перепад тиску у конфузорі та відповідна втрата тиску, що впливає на енергію необхідну для забезпечення роботи апарата визначають за рівняннями:

$$\Delta p_c = \rho g h_L^{(c)} = \zeta_c \frac{\rho v_t^2}{2}, \quad P_c = Q \Delta p_c. \quad (1.4.2)$$

Пом'якшити ефекти великого кута конфузора можна нарізанням канавок на виході з конфузора (збільшуємо шорсткість). В таких конструкціях спостерігається зменшення довжини каверни та стабілізація кавітаційного процесу. Це також буде знижувати ризик ерозії [17].

Публікації [8, 41, 49, 66, 90] ілюструють підходи до оптимізації геометрії, де кут конфузора розглядають не окремо, а у поєднанні з кутом дифузора  $\beta=d/D$  (геометрією дифузора) та довжинами секцій як багатофакторну залежність.

Приклади таких підходів узагальнено в оглядах [14, 46]. Автори зазначають, що правильний вибір геометрії (кути дифузора, конфузора і довжини секцій) забезпечує стабільнішу кавітацію та вищу енергоефективність, а чисельні розрахунки показують, що нерівномірність потоку по перерізу суттєво впливає на кавітацію[3, 14, 46].

Авторами [66] було досліджено вплив співвідношення довжини горловини до її діаметра та напівкута дифузора на розвиток кавітації. Досліджували такі геометричні співвідношення:

$$\frac{L_t}{d} \in (0, 1, 2, 3), \quad \beta \in (7.25^\circ, 9.2^\circ, 12.5^\circ, 15^\circ) \quad (1.4.3)$$

Виконували чисельне моделювання URANS-CFD із двофазною моделлю (Eulerian mixture). Аналізували порогові кавітаційні параметри потоку, мінімальні тиски в горловині та відновлені у дифузорі, довжину та форму кавітаційної каверни, локальні зміни тиску. Було встановлено, що раціональною є конструкція зі співвідношенням довжини і діаметра горловини:

$$\left(\frac{L_r}{d_r}\right) = 1. \quad (1.4.4)$$

Було доведено, що в межах короткої горловини створюються кавітаційні умови без зайвих гідравлічних втрат. Подовження горловини ( $L_r/d_r \geq 2$ ) дозволяє збільшити кавітаційну ділянку, однак тиск у дифузорі відновлюється повільно, збільшуються втрати на тертя та такі, що пов'язані з перепадом тиску. Комбінація такої горловини з напівкутом дифузору  $\beta=7-9^\circ$  забезпечують ріст бульбашок та відновлення тиску в дифузорі. При цьому колапс кавітаційних бульбашок відбувається без зайвих пульсацій потоку.

У дослідженні [41] вивчали вплив геометрії горловини та дифузора на інтенсивність кавітаційних процесів. Автори змінювали довжину горловини  $L_t$  при сталому діаметрі  $d$  і забезпечували однакову швидкість на вході. Виявилось, що тиск на вході й у горловині майже не змінювався, відповідно це не мало впливу на поріг кавітації та інтенсивність процесів. Водночас було досліджено, що довша

горловина вирівнює профіль швидкостей і стабілізує потік. Але за таких умов суттєво зростають енерговитрати і відповідно знижується енергоефективність.

Інша картина спостерігається щодо зміни геометрії дифузора. За умови збільшення кута розкриття  $\beta$ , у дифузорі зростає завихрення і тертя, що супроводжується більшими втратами енергії. Щоб забезпечити ту саму продуктивність апарату, доводилось підвищувати тиск на вході. Це в свою чергу підвищує тиск у горловині та потребує більших витрат насоса для забезпечення кавітаційного режиму. За малих кутів ( $5^\circ$ - $12^\circ$ ) тиск у дифузорі відновлюється м'яко, без додаткових пульсацій. За таких умов поріг кавітації понижується, а сам процес характеризується формуванням великої кількості парогазових бульбашок. Слід зазначити, що автори також прийшли до висновку, що вплив  $\beta$  є більшим ніж довжина горловини. Автори [41] пропонують помірну довжину горловини та малі кути дифузору.

Автори [49] досліджували вплив кута звуження конфузора  $\alpha$ , кута розширення дифузора  $\beta$  та довжини горловини  $L_T$  на інтенсивність кавітації. Діапазони зміни параметрів були в межах:  $\alpha=45$ - $90^\circ$ ,  $\beta=5$ - $20^\circ$ ,  $L_T=2$ - $15$  мм. Критерієм ефективності було вибрано усереднену об'ємну частку пари вздовж каналу апарату. Статистично, найбільш впливовим параметром виявився кут дифузора  $\beta$ , в той час як  $\alpha$  не показав суттєвого впливу. Значний вплив засвідчила комбінація зміни  $L_T$  з  $\beta$ . Автори встановили оптимальні параметри для  $\beta=8^\circ$ ,  $\alpha=80^\circ$  та  $L_T=4.65$  мм. Для двоступеневої моделі найбільшу ефективність показала модель з параметрами другої ступені  $\alpha=40^\circ$ ,  $\beta=6^\circ$ , і дві горловини 4 і 8 мм відповідно. Така конструкція забезпечила формування двох послідовних ділянок низького тиску та засвідчила найбільший вміст парової фази.

### **1.5 Висновки, мета та задачі досліджень**

Аналіз літератури показав, що апарати типу труби Вентурі працюють стабільніше і витрачають енергії менше ніж ультразвукові чи роторні кавітаційні

апарати. Умови ініціювання кавітації та енергоефективність визначається геометрією каналу (кутами звуження і розширення, розмірами горловини, профілем і шорсткістю поверхонь) та режимними параметрами роботи. Нераціонально вибрана геометрія призводить до зростання втрат тиску, нестабільності течії та кавітації, що робить актуальним завдання вдосконалення конструкції кавітаційних апаратів.

На основі аналізу аналітичних моделей (Релея-Плессета, Келлера-Міксіса, Гілмора) було встановлено їхні переваги і недоліки. Показано, що ці моделі дають змогу вивчати ріст і колапс окремої бульбашки, але базуються на певних спрощеннях (сферична симетрія, необмежене середовище, відсутність взаємодії між бульбашками). Ці обмеження роблять їх обмеженими для точного розрахунку реальних апаратів зі складною геометрією. Тому аналітичні моделі доцільно використовувати для якісного аналізу кавітації, а для проектування апаратів доцільніше застосовувати чисельні методи.

Огляд показав, що CFD-моделі дають змогу оцінювати об'ємну частку парової фази та локалізацію зон розрідження, що є важливим для інженерної оцінки ефективності конструкцій. Для моделювання турбулентності застосовують URANS (швидше, менш точно) або LES (точніше, але довше). Кавітаційні фактори досліджують за допомогою моделі НЕМ.

На основі аналізу емпіричних залежностей щодо впливу геометричних параметрів труби Вентурі на розвиток кавітації, довжину каверни й рівень втрат енергії було встановлено, що конструктивно доцільними найчастіше зазначають кути конфузора в діапазоні  $40-45^\circ$ , помірні кути дифузора ( $8-12^\circ$ ) та співвідношення довжини горловини до її діаметра порядку одиниці.

З урахуванням результатів аналізу літературних джерел для подальшого удосконалення конструкції кавітаційного апарата на базі труби Вентурі доцільно прийняти такі вихідні положення:

а) конструктивні рішення мають ґрунтуватися на виборі раціональних геометричних параметрів секцій апарата (кути конфузора і дифузора, довжина та діаметр горловини) як визначальних для формування гідродинамічних умов кавітації;

б) доцільність використання вставок (зокрема конусної та шнекової) необхідно розглядати як спосіб впливу на структуру течії та локалізацію ділянок розрідження без зміни загальної компоновки апарата;

в) прийняті конструктивні параметри мають забезпечувати формування кавітаційної ділянки при допустимих гідравлічних втратах (перепаді тиску в апараті);

г) для обґрунтування вибору параметрів доцільно використовувати результати CFD-моделювання (поля тиску та швидкості, зони мінімального тиску, оцінку об'ємної частки парової фази) як інструмент порівняльної оцінки конструктивних варіантів;

д) під час подальшої експериментальної перевірки доцільно зіставляти розрахункові та експериментальні характеристики (вхідний/вихідний тиски, втрати тиску, витрату/швидкість) та, за можливості, візуальні ознаки двофазності у робочій секції.

На основі проведеного аналізу сформовано мету дисертаційного дослідження.

Метою роботи є удосконалення конструкції кавітаційного апарата на основі результатів чисельного моделювання гідродинамічних параметрів потоку та оцінки формування, розвитку і стабільності кавітаційних зон залежно від модифікації внутрішнього каналу для підвищення інтенсивності впливу на технологічне середовище, забезпечення енергоефективності та керованості процесу.

Для досягнення поставленої мети передбачено розв'язання таких основних завдань:

1. Виконати аналіз сучасних досліджень присвячених застосуванню гідродинамічної кавітації у виробництві, підходів до моделювання кавітаційних течій та конструктивних рішень апаратів типу труби Вентурі.

1. На основі аналізу існуючих конструкцій кавітаційних апаратів обґрунтувати вибір геометрії внутрішнього каналу і вставок, що підлягають дослідженню.

2. Створити тривимірні (3D) геометричні моделі досліджуваних конфігурацій апарата та підготувати розрахункові області для моделювання.

3. Обґрунтувати вибрані моделі, виконати постановку, що включає вибір фізичних припущень, граничних умов, сіткових налаштувань та врахування кавітаційної течії нестисливої робочої рідини.

4. Виконати чисельні розрахунки в SolidWorks Flow Simulation 2019-2020 для обраних конструктивних конфігурацій апарата та отримати розподіли тиску, швидкості і об'ємної частки парової фази.

5. Проаналізувати вплив геометрії внутрішнього каналу (кути конфузора і дифузора, довжини і діаметра горловини, форми та положення вставок) на гідродинамічні параметри потоку та кавітаційні характеристики (локалізація і протяжність кавітаційних зон, об'єм парової фази, гідравлічні втрати) та порівняти конфігурації апарата.

6. Виконати валідацію результатів чисельного моделювання за експериментальними даними (перепад тиску, візуальні ознаки двофазності, витрата), та оцінити відтворюваність результатів чисельного моделювання для різних конфігурацій апарата.

7. Провести прикладні експериментальні дослідження щодо ефективності удосконалених конструкцій на реальних об'єктах (зокрема, процесі гомогенізація молока, фізико-хімічних параметрів води) та порівняти досліджувані конфігурації апарата.

8. На основі отриманих результатів сформулювати інженерні рекомендації щодо застосування апаратів у промисловості.

Основні наукові результати опубліковані у працях [82, 83, 107, 108, 109, 111, 112 ]

## РОЗДІЛ 2

### ОБ'ЄКТИ ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 2.1 Опис конструкції кавітаційного апарата та елементів модифікації внутрішнього каналу

Об'єктом дослідження є кавітаційний апарат типу труби Вентурі призначений для гідромеханічної та фізико-хімічної обробки технологічних середовищ, забезпечення процесів інжектування та змішування двох фаз. Апарат забезпечує кероване формування ділянки розрідження у горловині та дифузорі за рахунок раціональної геометрії внутрішнього каналу труби Вентурі та вставних елементів. Геометрію труби Вентурі формували на основі аналізу результатів існуючих досліджень щодо моделювання та апробації різних геометрій конфузора, горловини і дифузора [14, 46, 49, 45]. Конструкція удосконаленого апарату включає вхідний патрубок та камеру, обтічник, трубку Вентурі, вставку, вихідний патрубок, механізм регулювання положення вставки та з'єднувальні елементи та фіксатори (рис. 2.1.1).

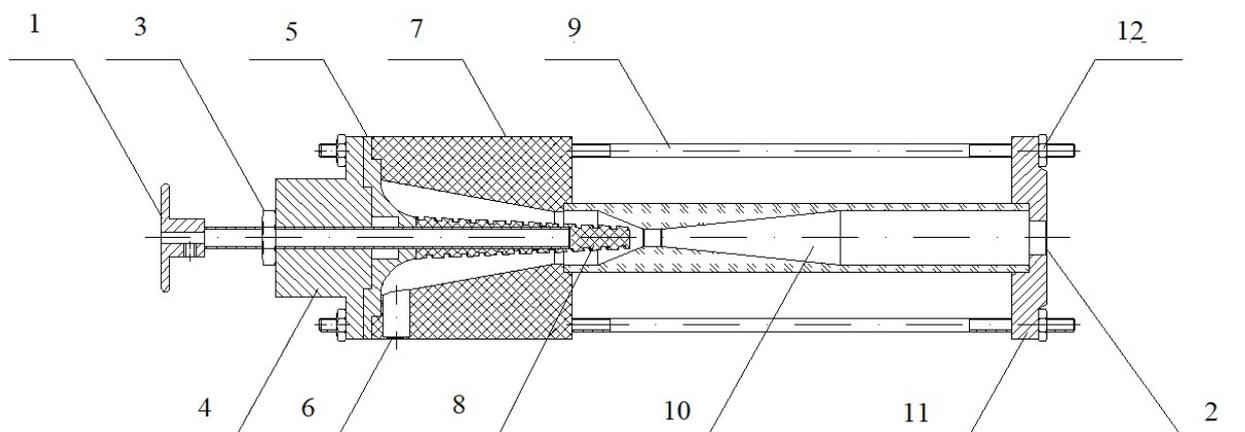


Рисунок 2.1.1 - Схема конструкції досліджуваного апарату: 1- регулювальна рукоятка ; 2-вихідний отвір; 3-контргайка; 4-фланець; 5- обтічник; 6- вхідний патрубок; 7-камера; 8-вставка; 9- шпильки; 10 - трубка Вентурі; 11- фланець; 12 - фіксуєчі гайки

Вхідна секція кавітаційного апарату виконує функції підведення робочого середовища, прискорення потоку та вирівнювання профілю швидкостей перед конфузором. Робоче середовище надходить у корпус через вхідний патрубок, після чого потрапляє у вхідну кільцеву камеру, геометрія якої забезпечує плавний перерозподіл потоку без утворення ділянок рециркуляції спричинених радіальним підведенням. Важливим елементом вузла є обтічник, що забезпечує зменшення втрати тиску та часткове вирівнювання профілю швидкостей потоку перед конфузором. Це мінімізує можливість відриву потоку на кромці входу до конфузора та зменшує локальні втрати повного тиску. Безпосередньо за обтічником, на вході в конфузор пропонується встановити вставний елемент. Конструктивно є можливість зміни положення вставки в камері і дифузори завдяки механізму поздовжнього переміщення. Конфузорна секція труби Вентурі звужується під кутом близько  $45^\circ$ , що є раціональним рішенням між інтенсивністю прискорення потоку та ризиком передчасного відриву пограничного шару. Такий кут забезпечує менші гідравлічні втрати за результатами роботи [64]. Дифузор розкривається під кутом  $12^\circ$ , що є класичним підходом для запобігання відриву потоку при його гальмуванні та створення умов для поступового відновлення статичного тиску після проходження горловини [66].

Горловина апарату - це ділянка мінімального поперечного перерізу, де досягається найнижчий статичний тиск і відбувається ініціювання кавітаційних процесів. У рамках дослідження розглядали варіанти діаметра горловини в діапазоні 5 мм - 10 мм. Такий вибір обумовлений необхідністю дослідити вплив ступеня звуження внутрішнього каналу апарату на інтенсивність кавітації та гідравлічний опір апарату, оскільки менший діаметр забезпечує більше розрідження та відповідно й більший об'єм парової фази, однак супроводжується зростанням швидкості течії та енергетичними втратами. Довжину горловини прийнято рівною її діаметру ( $L_T=d_T$ ), що відповідає рекомендаціям авторів роботи [66].

Конфігурація шнекової вставки наведено на рис. 2.1.2.

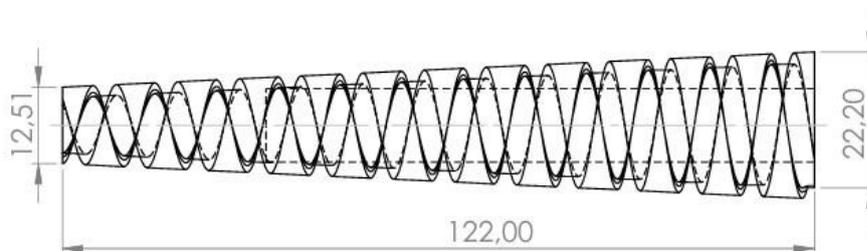


Рисунок 2.1.2 - Шнекова вставка.

Функцією шнекової вставки є прискорення потоку за рахунок утворення мініконфузору на вході в трубу Вентурі та закручування потоку, що зміщує ділянку найбільших зсувних напружень у потоці від стінок апарату до осі. Це сприяє стабілізації кавітації та зменшує ймовірність зривів течії у конфузори. Обґрунтування геометрії вставки наведено в додатку Г.

Конусна вставка зображена на рис.2.1.3. На бічній поверхні конуса виконані тангенційні канавки, які забезпечують закручування рідини у кільцевому просторі аналогічно до шнека.

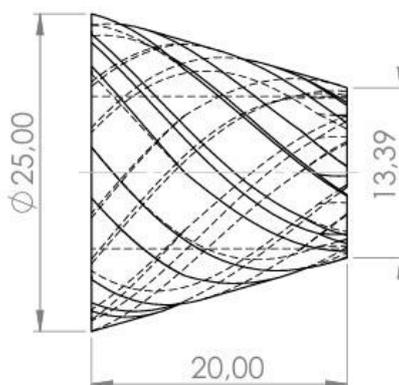


Рисунок 2.1.3 - Конусна вставка

Проектний розрахунок конусної вставки наведено в додатку Г.

Важливим конструктивним елементом є обтічник, що призначений для часткового вирівнювання швидкісного поля течії перед конфузором. Це дозволяє зменшити місцеві гідравлічні втрати та відриви і рециркуляційні потоки у вхідній камері. Форма обтічника була задана сплайном з плавною зміною кривизни. Визначальним параметром було визначено мінімальний радіус кривизни. Значення радіусу кривизни визначалось з аналізу геометрії апарата. За результатами SolidWorks отримано  $R_{\min}=14,44$  мм, що забезпечує виконання умови плавного обтікання.

Для комплексного аналізу впливу конструктивних параметрів на ефективність роботи апарату та інтенсивність кавітаційних ефектів (формування парової фази) розглядали три варіанти. Розглядали конфігурації апарату з трубами Вентурі з діаметрами горловини 5...10 мм, базова конфігурація (гладкий конфузор без вставок), і модифікації зі шнековою чи конусною вставками. Такий підхід дозволив дослідити вплив діаметру горловини апарату та типу вставки на гідродинамічні характеристики та параметри кавітації. Базову конфігурацію використовували як основну для порівняння. Критеріями порівняння конфігурацій були розподіли тиску і швидкості вздовж осі апарату, об'ємна частка парової фази, розмір кавітаційної ділянки, енергетичні показники та ефективність впливу на технологічні середовища.

## **2.2 Методика CFD-моделювання гідродинаміки потоку в апараті та кавітаційних характеристик**

### **2.2.1 Обґрунтування підходів до моделювання кавітаційного апарата**

Проектування раціональної геометрії кавітаційного апарата потребує кількісної оцінки взаємопов'язаних явищ турбулентної та кавітаційної течій, локальних знижень тиску та появи парової фази в зонах, де тиск наближається до тиску насиченої пари. Для інженерного порівняння конструктивних варіантів у

дисертаційній роботі застосовано чисельне моделювання в середовищі SolidWorks Flow Simulation (SolidWorks EDU Edition 2019-2020), що передбачає роботу з CAD-геометрією.

З огляду на характер течії у проточних каналах змінного перерізу та діапазон робочих режимів, дослідження гідродинаміки виконували за двопараметричною моделлю турбулентності  $k-\epsilon$ . Такий підхід є раціональним для задач внутрішніх течій, де є можливі прискорення, розрідження та локальні відриви [64, 94]. Оцінювання кавітаційної активності виконували у спрощеній постановці, орієнтованій на виявлення зон, де локальний тиск знижується нижче  $p_v(T)$ , та на кількісний аналіз просторового розподілу відносної об'ємної частки парової фази  $\alpha$ . Використання показника  $\alpha$  дозволило інженерно інтерпретувати локалізацію кавітаційної зони, її протяжність і об'єм у характерних ділянках (горловина, початок дифузора) та застосувати ці дані для порівняння конструкцій.

Застосування детальніших моделей кавітації, що відтворюють динаміку бульбашок (зокрема підходи Шнерра-Зауера чи Цварта-Гербера-Беламрі), на етапі первинного відбору раціональної геометрії визнано недоцільним через складність обчислень і потребу в інформації щодо розмірів і кількості парових кавітаційних бульбашок [62, 94]. У межах поставлених завдань роботи прийнята постановка є достатньою для встановлення протяжності критичних зон низького тиску, об'ємної частки парової фази та порівняльної оцінки впливу геометрії внутрішнього каналу на гідродинамічні параметри кавітаційної течії.

### **2.2.2 Вибір математичної моделі для досліджень гідродинаміки течії у кавітаційному апараті**

Як було зазначено у попередньому розділі, для інженерної порівняльної оцінки конструктивних варіантів (базова геометрія та геометрії зі вставками) кавітаційного апарата типу труби Вентурі застосовано постановку з двопараметричною моделлю турбулентності  $k-\epsilon$  та однорідною рівноважною

моделлю суміші “рідина-пара” (НЕМ, equilibrium). Така комбінація є типовою для CFD-аналізу кавітаційних течій у каналах по типу Вентурі і забезпечує порівнянність геометрій за розподілами тиску, швидкостей та об’ємною часткою пари [64, 94].

У межах ізотермічної постановки ( $T=\text{const}$ ) та за припущенням практичної нестисливості рідкої фази система рівнянь для усереднених параметрів включає рівняння неперервності та імпульсу. У загальному (для суміші) вигляді баланс маси записують як: [2, 6, 64]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0, \quad (2.2.1)$$

де  $t$  - час, с;  $x_i$  - декартові координати, м;  $u_i$  -  $i$ -та компонента вектора усередненої швидкості потоку, м/с;  $\rho$  - густина суміші, кг/м<sup>3</sup>. За прийнятого припущення, що  $\rho=\text{const}$  рівняння неперервності (2.2.1) спрощується до вигляду  $\partial u_i / \partial x_i = 0$ , що відповідає умові нестисливості рідини. [2, 64]

Для ньютонівського середовища рівняння імпульсу записують у вигляді: [2, 78]

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i, \quad (2.2.2)$$

де  $p$  - статичний тиск, Па;  $\mu$  - динамічна в’язкість (ефективна в’язкість суміші), Па·с;  $\mu_t$  - турбулентна (вихрова) в’язкість, Па·с;  $g_i$  -  $i$ -та компонента вектора прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.  $i=1,2,3$  - номер компоненти; похідні сумують за індексом  $j=1,2,3$  [2, 78].

Усереднення за Рейнольдсом ґрунтується на представленні миттєвої швидкості як суми середньої та пульсаційної складових: [2]

$$u_i^{\text{inst}}(x, t) = \overline{u_i}(x) + u_i'(x, t), \quad \overline{u_i'} = 0. \quad (2.2.3)$$

Внаслідок цього в рівнянні імпульсу з’являється тензор рейнольдсових напружень: [2]

$$\tau_{ij}^R = -\rho \overline{u_i' u_j'}. \quad (2.2.4)$$

Рейнольдсові напруження задають за гіпотезою Буссінеска через турбулентну в'язкість  $\mu_t$  та тензор деформацій  $S_{ij}$  [7]:

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (2.2.5)$$

де  $S_{ij}$  - тензор середніх швидкостей деформацій,  $1/c$ ;  $\delta_{ij}$  - коефіцієнт Кронекера;  $k$  - турбулентна кінетична енергія пульсацій,  $m^2/c^2$ : [2]

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'}. \quad (2.2.6)$$

Модель враховує тиск з урахуванням ізотропної складової турбулентних напружень  $\frac{2}{3}\rho k \delta_{ij}$ : [2]

$$p^* = p + \frac{2}{3}\rho k. \quad (2.2.7)$$

Розгорнуті основи RANS-підходу та гіпотези Буссінеска наведено у роботі [78].

У межах двопараметричної моделі турбулентності  $k$ - $\varepsilon$  турбулентну в'язкість визначають співвідношенням [2, 64]:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad C_\mu = 0.09, \quad (2.2.8)$$

де  $\varepsilon$  - швидкість дисипації турбулентної кінетичної енергії,  $m^2/c^3$ .

Для  $k$  та  $\varepsilon$  використовують такі рівняння переносу [66]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon, \quad (2.2.9)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (2.2.10)$$

де  $P_k$  - характеризує турбулентну кінетичну енергію (у стандартному записі  $P_k = 2\mu_t S_{ij} S_{ij}$ );  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ ,  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.92$  - емпіричні константи. [2].

Для коректного відтворення втрат на тертя та впливу пристінного шару течії використовують безрозмірну координату [2]:

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu}, \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (2.2.11)$$

де  $y^+$  - відстань до стінки, м;  $u_\tau$  - швидкість тертя, м/с;  $\tau_w$  - дотичне напруження на стінці, Па.

У практичних розрахунках внутрішніх течій застосування пристінних функцій є стандартним підходом. Налаштування пристінної області та сітки наведено в розділі 3.1.2, [66].

Кавітаційні явища враховують у межах однорідної рівноважної моделі суміші (НЕМ, equilibrium), у якій рідину та пару розглядають як єдину суміш, а фазовий стан характеризують об'ємною часткою парової фази  $\alpha$  ( $0 \leq \alpha \leq 1$ ). Критерієм фазового переходу є порівняння локального статичного тиску з тиском насичення  $p_v(T)$ . за  $p < p_v(T)$  формується двофазна ділянка ( $\alpha > 0$ ), а за  $p \geq p_v(T)$  - однорідна рідка фаза ( $\alpha = 0$ ) [64, 94].

Вплив двофазності на гідродинаміку у НЕМ враховують через рівняння [64]:

$$\rho(\alpha) = (1 - \alpha)\rho_l + \alpha\rho_v, \quad \mu(\alpha) = (1 - \alpha)\mu_l + \alpha\mu_v, \quad (2.2.12)$$

де  $\rho_l, \mu_l$  - густина та в'язкість рідкої фази;  $\rho_v, \mu_v$  - густина та в'язкість парової фази.

Важливо зазначити, що НЕМ-підхід не відтворює індивідуальну динаміку окремих бульбашок, проте є достатнім для інженерних задач порівняльного аналізу геометрій та дозволяє встановити локалізацію зон зниженого тиску та оцінити протяжність двофазної ділянки. Параметри робочого середовища, граничні умови та режимні параметри моделювання подано в розділі 3.1.2. Отже, підхід  $k-\varepsilon$  + НЕМ (equilibrium) є раціональним для порівняння варіантів геометрії проточного каналу досліджуваних модифікацій кавітаційного апарата. [64, 94]

### **2.3 Опис експериментального стенду та методики проведення експериментів**

Експериментальний стенд призначений для валідації отриманих розрахунків в результаті реалізації моделювання та дослідження технологічної доцільності розроблених модифікацій кавітаційного апарата. Конструкція стенда забезпечує формування керованого потоку рідини та дає змогу вимірювати та регулювати витрату, тиск і температуру. Під час випробувань реєстрували основні

гідродинамічні параметри на вході і виході з апарата. Схему та фото стенда і апарата наведено на рис. 2.3.1, 2.3.2, 2.3.3.

На рис.2.3.1.,2.3.2 зображено циркуляційну систему ємність-насоси-кавітаційний апарат-ємність. На рис.2.3.3 зображено кавітаційний апарат. Робоче середовище подається з ємності. Подачу рідини забезпечують відцентрові насоси типу «Поверхневий насос Водолій БЦ-1,6-20 У1.1», які створюють стабільний напір і забезпечують циркуляцію потоку в системі. Кавітаційний апарат закріплено горизонтально. Для різних серій дослідів використовували змінні конфігурації (замінювали трубку Вентурі в апараті з діаметрами горловини 5-10 мм та досліджувані вставки).

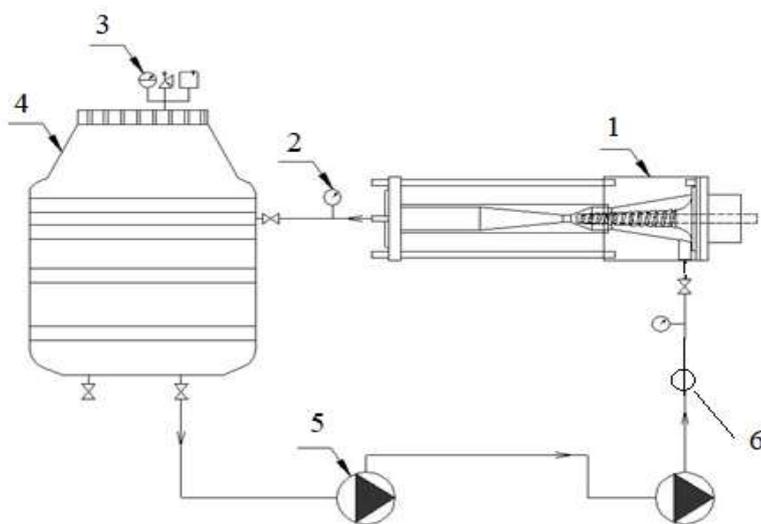


Рисунок 2.3.1 - Схема експериментального стенда: 1 - кавітаційний апарат; 2- манометр; 3 - запобіжний клапан; 4 - ємність; 5- насос; 6-витратомір

Вимірювання гідродинамічних параметрів здійснювали за допомогою манометрів та витратоміру. Регулювання режиму здійснювали вентилями і кількістю насосів під'єднаних послідовно. Це дозволило отримати діапазон витрат від 20 л/хв до 70 л/хв та тисків від 0,2 до 0,6 МПа. У ході експериментів проводили серії вимірювань тиску, витрати, температури та візуальні спостереження за зоною кавітації через прозорі ділянки. Виконували фото та відеозйомку/



Рисунок 2.3.2 - Фото експериментального стенда



Рисунок 2.3.3 - Фото кавітаційного апарата

#### **2.4. Методика обробки молока та визначення розподілу жирової фази**

Молоко обробляли в замкненому циркуляційному контурі зображеному на рис.2.3.2. Після запуску насосів чекали стабілізації режиму течії. Далі проводили

обробку. Температуру контролювали під час досліду. Проби відбирали в моменти  $t = 0, 5, 7, 12$  хв. Пробу  $t = 0$  відбирали після короткого перемішування без піноутворення. Наступні проби відбирали під час циркуляції з потоку (переважно після апарата) або з ємності одразу після інтенсивного перемішування потоком. Для відбору проб використовували стерильний посуд із кришкою. Перед відбором першу порцію молока з пробовідбірника зливали, щоб прибрати застійну частину. Після відбору проби одразу закривали, маркували зразок (час, температура) та охолоджували до  $4^{\circ}\text{C}$ . Відбір і поводження з пробами виконували відповідно до загальних вимог відбору проб молока та молочних продуктів [122] і рекомендацій щодо зберігання та транспортування охолоджених проб.

Визначення дисперсності жирової фази молока виконували методом світлової мікроскопії з цифровою реєстрацією зображень та подальшим автоматизованим морфометричним аналізом у програмному середовищі ImageJ [1, 16, 61]. Для виготовлення мікропрепаратів із попередньо підготовлених зразків молока піпеткою відбирали 0,05 мл, наносили на предметне скло та рівномірно розподіляли бактеріологічною голкою на площі близько  $1\text{ см}^2$ , формуючи тонкий шар. Препарат висушували за кімнатної температури, фіксували етиловим спиртом, фарбували за Май-Грюнвальда-Гімзи. Після висушування проводили мікроскопію в імерсійній системі (окуляр  $\times 10$ , об'єктив  $\times 100$ ). Забарвлення застосовували для підвищення контрастності та відтворюваності порогової сегментації під час цифрової обробки зображень [47].

Мікрофотографування виконували за допомогою мікроскопа Micromed XS 4130 та цифрової камери Mega CMOS 5 (5 Мп) в імерсійній системі (окуляр  $\times 10$ , об'єктив  $\times 100$ ). Перед серією вимірювань проводили калібрування масштабу за допомогою об'єкт-мікрометра. Отримували зображення шкали при тих самих оптичних налаштуваннях, після чого у програмі ImageJ задавали масштаб стандартною процедурою встановлення масштабу (Set Scale), формуючи коефіцієнт перерахунку мікрометр на піксель [1, 61]. Для кожного зразка

формували вибірку шляхом аналізу декількох полів зору з уникненням ділянок із дефектами препарату. Мінімальний обсяг вибірки приймали таким, щоб забезпечити статистичну надійність оцінки розподілу [31].

Цифрову обробку мікрофотографій виконували у програмі ImageJ із застосуванням стандартних процедур морфометрії. За потреби виконували корекцію фону чи контрасту, порогову сегментацію, розділення дотичних об'єктів і автоматизоване вимірювання параметрів інструментом Analyze Particles з виключенням об'єктів на межі кадру та сторонніх включень [1, 16, 61]. Загальні рекомендації щодо отримання розмірних розподілів за даними аналізу зображень наведено в [31].

Еквівалентний діаметр жирової глобули визначали за площею проєкції  $A$  (мкм<sup>2</sup>), виміряної в ImageJ:

$$d_{\text{ек}} = 2\sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}. \quad (2.4.1)$$

де  $d_{\text{ек}}$  - еквівалентний діаметр, мкм;  $A$  - площа проєкції об'єкта, мкм<sup>2</sup>

На основі масиву вимірних діаметрів  $\{d_{\text{ек},j}\}_{j=1}^N$  формували розподіли за кількістю частинок та за об'ємом. Для  $i$ -го інтервалу діаметрів кількісну частку визначали як:

$$p_i = \frac{n_i}{N}, \quad (2.4.2)$$

де  $p_i$  - кількісна частка  $i$ -го інтервалу;  $n_i$  - кількість об'єктів у  $i$ -му інтервалі;  $N$  - загальна кількість вимірних об'єктів.

Об'ємну частку визначали з урахуванням сферичності жирових глобул ( $V \sim d_{\text{ек}}^3$ ) [84]:

$$q_i = \frac{\sum_{j \in i} d_{\text{ек},j}^3}{\sum_{k=1}^N d_{\text{ек},k}^3} \quad (2.4.3)$$

де  $q_i$  - об'ємна частка  $i$ -го інтервалу,  $d_{\text{ек},j}$  - еквівалентний діаметр  $j$ -ї глобули;  $j \in i$  - глобули, що потрапили в  $i$ -й інтервал;  $N$  - загальна кількість вимірних глобул.

За функціями відповідних розподілів визначали значення  $d_{10}$ ,  $d_{50}$ ,  $d_{90}$  (для кількісного або об'ємного аналізу) як діаметри, нижче яких знаходиться відповідно 10%, 50% і 90% частинок.

Для апроксимації було прийнято припущення, що  $y=\ln d$  має нормальний розподіл [42]. Такий підхід є типовим для дисперсних систем і використовується для опису розподілу жирових глобул у молочних системах [55]. Густина ймовірності нормального розподілу задавали у вигляді [42]:

$$f(d) = \frac{1}{d \sigma_{\ln} \sqrt{2\pi}} \exp \left[ -\frac{(\ln d - \mu_{\ln})^2}{2\sigma_{\ln}^2} \right], \quad (2.4.4)$$

де  $d$  - діаметр;  $\mu_{\ln}$  - математичне сподівання випадкової величини  $\ln d$ ;  $\sigma_{\ln}$  - стандартне відхилення величини.

Оцінювання параметрів нормального закону виконували за вибіркою діаметрів  $(d_{\text{ек},j})_{j=1}^N$  через стандартні оцінки [42]:

$$\hat{\mu}_{\ln} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \ln(d_{\text{ек},j}), \quad \hat{\sigma}_{\ln} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{j=1}^N [\ln(d_{\text{ек},j}) - \hat{\mu}_{\ln}]^2} \quad (2.4.5)$$

Для інтерпретації параметрів використовували співвідношення нормального розподілу [42]:

$$d_{\text{median}} = \exp(\mu_{\ln}), \quad d_{\text{mean}} = \exp\left(\mu_{\ln} + \frac{\sigma_{\ln}^2}{2}\right), \quad d_{\text{mode}} = \exp(\mu_{\ln} - \sigma_{\ln}^2). \quad (2.4.6)$$

Усі результати морфометрії (масиви діаметрів, гістограми, кумулятивні криві, параметри апроксимації за нормальним розподілом) зберігали для подальшого порівняння між зразками та аналізу ефективності гомогенізації.

## 2.5 Методика обробки води та визначення рН і електропровідності

Для оцінювання інтенсивності впливу кавітаційних ефектів на середовище досліджували зміну показника рН дистильованої води. Воду обробляли в замкненому циркуляційному контурі з кавітаційним апаратом та його модифікаціями протягом 5, 10, 15 і 20 хв за температури 18°C. Відібрані проби одразу маркували та забезпечували належне поводження і зберігання (мінімізація часу до аналізу, герметичне закривання, обмеження контакту з повітрям), відповідно до настанов щодо зберігання та оброблення проб води [121]. Визначення рН виконували електрометричним методом за допомогою лабораторного рН-метра зі скляним комбінованим електродом. рН обчислювали за залежністю:

$$\text{pH} = -\log_{10}(a_{\text{H}^+}), \quad (2.5.1)$$

де  $a_{\text{H}^+}$  - активність іонів водню [120].

Перед вимірюванням прилад калібрували щонайменше за двома буферними розчинами, що охоплюють очікуваний діапазон рН (типово 7,00 та 4,00/10,00), за температури, максимально наближеної до температури проби (за наявності — з температурною компенсацією). Електрод промивали дистильованою водою та промокали безворсовою серветкою, після чого занурювали у пробу; пробу перемішували помірно, уникаючи інтенсивного контакту з повітрям. Значення рН фіксували після стабілізації показів, вимірювання виконували одразу після відбору; проводили щонайменше два паралельні визначення та реєстрували температуру проби [120]. Електропровідність вимірювали кондуктометром.

## 2.6 Висновки до розділу 2

У другому розділі розроблено методологію досліджень і визначено вихідні положення для подальшого аналізу гідродинамічних та кавітаційних характеристик удосконаленого кавітаційного апарата.

Базову геометрію проточної частини кавітаційного апарата було розроблено на підставі узагальнення результатів опублікованих досліджень і відомих

конструктивних рішень. Геометрію прийнято як послідовність елементів (вхідний патрубок з обтічником, конфузор, горловина, дифузор, вихідний патрубок) із обґрунтованими параметрами проточної частини. Кут конфузора близько  $45^\circ$ , кут дифузора  $12^\circ$ , діаметр горловини розглянуто в діапазоні 5-10 мм. Довжину горловини прийнято рівною її діаметру ( $L_r/d_r=1$ ) для забезпечення коректного порівняння варіантів за гідродинамічними та кавітаційними параметрами.

Для керування гідродинамікою потоку та інтенсифікації гідродинамічних та кавітаційних ефектів передбачено використання змінних вставок двох типів (конусної з тангенційними канавками та шнекової). Геометрію вставок підбирали з урахуванням технологічності та впливу на гідродинаміку потоку (траєкторії, закручування, зриви) при раціональних додаткових втратах тиску.

Обґрунтовано постановку задачі чисельного моделювання у SolidWorks Flow Simulation із застосуванням моделі турбулентності k-ε та рівноважної гомогенізованої моделі суміші рідина-пара (НЕМ) для порівняльної оцінки гідродинаміки потоку за різних геометрій внутрішнього каналу досліджуваного апарату. Як вихідні результати визначено розподіли тиску і швидкості, поле об'ємної частки пари  $\alpha$ , локалізацію кавітаційних зон.

Наведено методику аналізу зразків молока для визначення дисперсності жирової фази, для води вимірювання рН і електропровідності.

Основні наукові результати опубліковані у працях [107, 108, 109, 111, 112 ]

## РОЗДІЛ 3

### МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА АНАЛІЗ КАВІТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕЧІЇ У КАВІТАЦІЙНОМУ АПАРАТІ

#### 3.1 Геометричне моделювання та постановка задачі

##### 3.1.1 Побудова 3D-моделі кавітаційного апарата

Для виконання чисельного моделювання гідродинаміки течії та оцінювання кавітаційних характеристик розроблено тривимірну геометричну модель гідродинамічного кавітаційного апарата статичного типу в програмному середовищі SolidWorks (EDU Edition, 2019-2020). Геометрію побудовано у масштабі 1:1 відповідно до розмірів експериментального зразка. Це забезпечує відповідність геометрії проточної частини моделі реальному апарату. Побудовану 3D-модель використано для чисельної постановки задачі в середовищі SolidWorks Flow Simulation. Модель включає вхідну ділянку, конфузор, горловину, дифузор, а також вставки для зміни характеру течії. Саме в цих зонах під час розрахунку визначаються мінімальні значення тиску та ділянки, де можливе виникнення кавітації. На рисунку 3.1.1 наведено загальний вигляд тривимірної моделі апарата у зборі, а на рисунку 3.1.2 подано модель у розрізі, що дає змогу детально розглянути конфігурацію внутрішнього проточного каналу та взаємне розташування його основних елементів.

Труба Вентурі є основним елементом апарата. Її тривимірну модель будували з симетричного відносно осі  $x$  ескізу у площині Front Plane. В ескізі задавали діаметри входу і виходу, горловини, довжини конфузора та дифузора, а також кути звуження і розширення. Далі ескіз (рис. 3.1.3) перетворювали на тривимірне тіло обертання операцією Revolve (SOLIDWORKS, 2019).

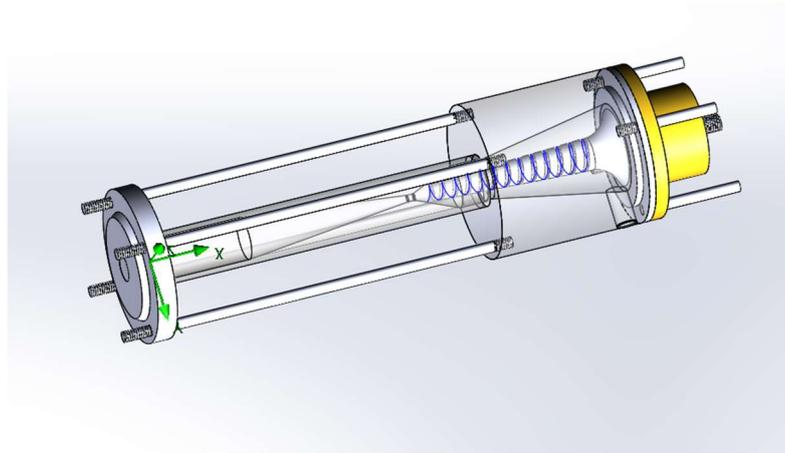


Рисунок 3.1.1- Тривимірна модель гідродинамічного кавітаційного апарата  
(загальний вигляд)

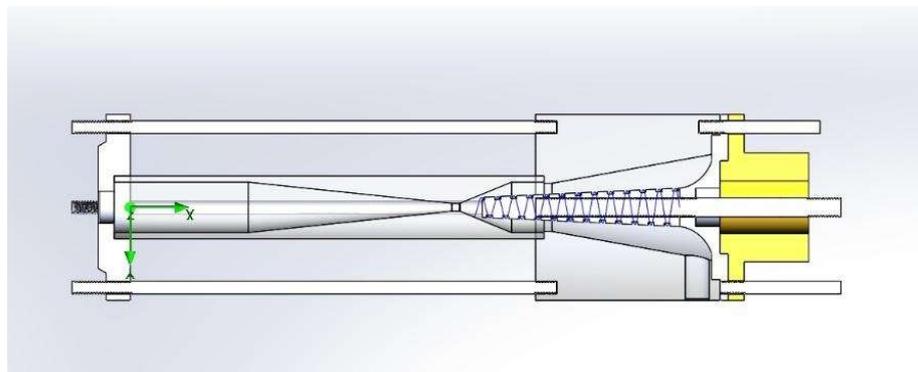
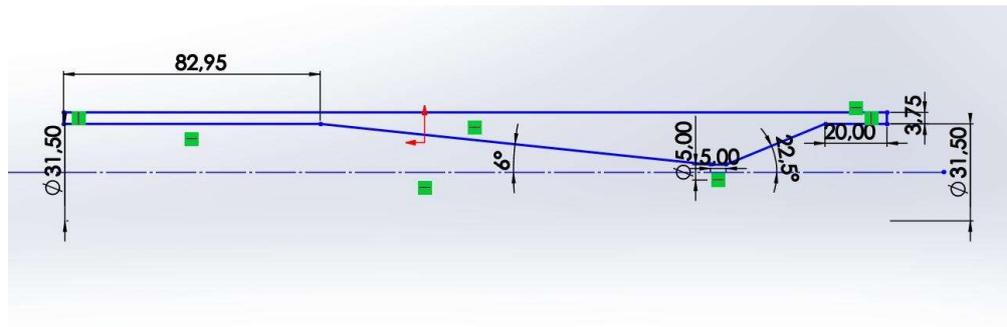


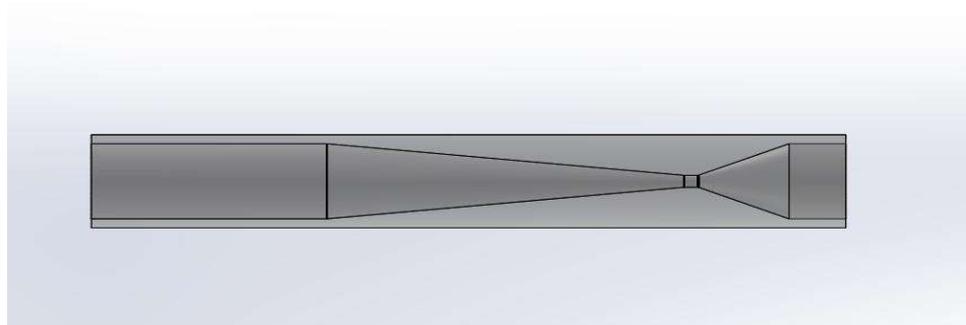
Рисунок 3.1.2 - Тривимірна модель гідродинамічного кавітаційного апарата  
(вигляд у розрізі)

Для формування рівномірного підведення потоку до конфузорної частини апарата у конструкції передбачено обтічник, геометрія якого забезпечує плавний перехід потоку та зменшення вхідних гідравлічних втрат. Його модель створено шляхом обертання осьового ескізу навколо центральної осі (рис. 3.1.4).

Як елементи удосконалення та керування гідродинамічними параметрами передбачено встановлення змінних вставок. Конусна вставка пропонується для локального перерозподілу швидкостей і формування ділянок зниженого тиску за рахунок додаткового звуження потоку (рис. 3.1.5). Геометрія вставки розроблена з урахуванням плавного переходу між секціями проточного каналу, що дозволяє уникнути різких втрат напору.



a)



б)

Рисунок 3.1.3 - Побудова труби Вентурі:

а) ескіз з основними геометричними параметрами; б) тривимірна модель

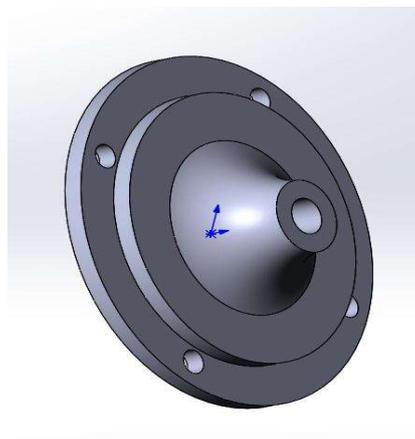


Рисунок 3.1.4 - Тривимірна модель обтічника

Конусна вставка пропонується для локального перерозподілу швидкостей і формування ділянок зниженого тиску за рахунок додаткового звуження потоку

(рис. 3.1.5). Геометрія вставки розроблена з урахуванням плавного переходу між секціями проточного каналу, що дозволяє уникнути різких втрат напору.

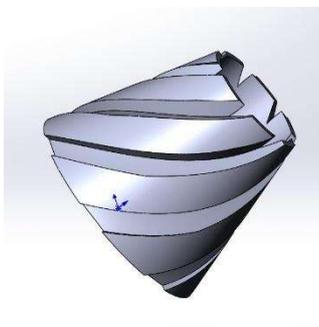


Рисунок 3.1.5 - Тривимірна модель конусної вставки

Шнекова вставка призначена для створення обертального руху рідини й створення мініконфузора на вході у горловину апарата. Закручування потоку змінює гідродинамічні умови в робочій частині апарата. Шнекова вставка виконана у вигляді конічного тіла з гвинтовим витком на зовнішній поверхні (рис. 3.1.6).

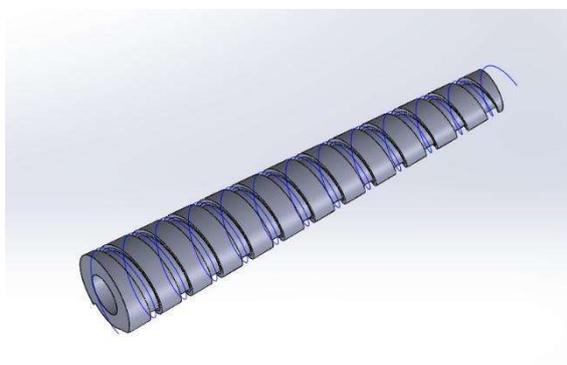


Рисунок 3.1.6 - Тривимірна модель шнекової вставки

Окрім основних елементів проточного каналу, розроблено допоміжні деталі, необхідні для збирання апарата та герметизації внутрішнього об'єму. Геометричні моделі цих деталей наведено в додатку В. За створеними моделями окремих елементів виконано складання апарата в модулі складання SolidWorks (Assembly). Під час складання перевірено сумісність компонентів, правильність їх орієнтації та

точність спряжень. У результаті отримано збірну модель із замкненим внутрішнім об'ємом, який використовується для формування розрахункової області рідини та подальшого чисельного моделювання гідродинаміки і кавітаційних процесів.

### 3.1.2 Чисельна постановка задачі та параметри моделювання

Чисельне моделювання виконували в SolidWorks Flow Simulation для зібраної 3D-геометрії апарата, описаної в п. 3.1.1. Розрахунок налаштовано в режимі Internal Flow для течії в каналі змінного перерізу. Розрахункова область відповідала внутрішньому об'єму проточного каналу апарата.

Робочим середовищем у розрахунках обрано воду. Температуру приймали  $T=0$  °С. Властивості води задавали з вбудованої бази даних Flow Simulation:  $\rho = 998 \text{ кг/м}^3$ ,  $\mu = 1.002 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ,  $\nu = 1.004 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $p_v = 2340 \text{ Па}$ . Для всіх режимів процес вважали ізотермічним, а рідину нестисливою.

На рис. 3.1.7 показано розрахункову область, що включає внутрішній об'єм кавітаційного апарата. На схемі виділено вхідну та вихідну поверхні, а також ділянки звуження і розширення проточного каналу.

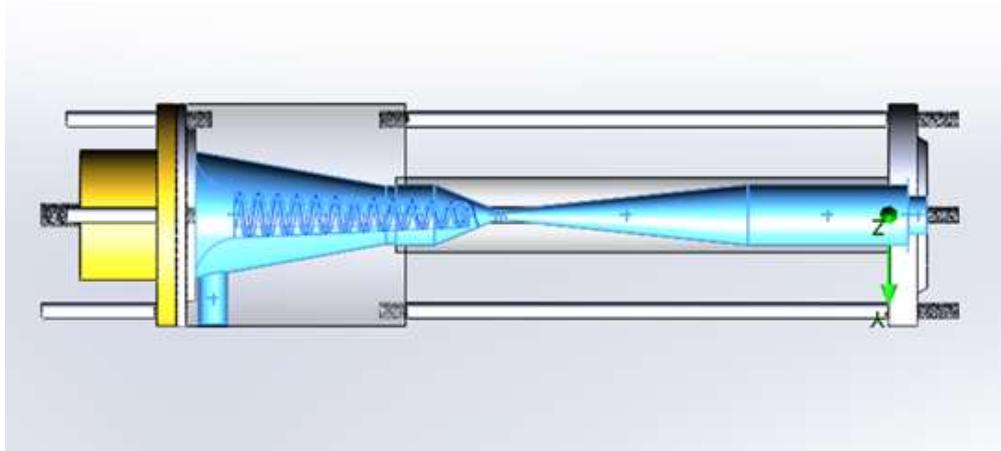


Рисунок - 3.1.7 - Розрахункова ділянка у SolidWorks Flow Simulation

Граничні умови задавали так, щоб відтворити режими, використані в експерименті. На вхідній поверхні ( $D_{\text{вх}} = 32 \text{ мм}$ ) застосовано умову Inlet Volume

Flow Rate. Об'ємну витрату води  $Q$  змінювали в межах 40-90 л/хв. Для кожного режиму за розрахованими розподілами швидкості та статичного тиску визначали локальне число кавітації  $\sigma$ . Початковий рівень турбулентності на вході задавали через інтенсивність турбулентності  $I$  та характерний масштаб  $L$ . Прийнято  $I = 5\%$  і  $L = 0,07 \cdot D_{\text{вх}}$ . Такий вибір відповідає типовим рекомендаціям для повністю розвиненої турбулентної течії в каналах [78]. Параметри  $I$  та  $L$  використовують для задання величин  $k$  і  $\epsilon$  [139].

На вихідній поверхні у базовій постановці задано умову статичного тиску зі значенням  $p_{\text{вих.танк}} = 101325$  Па, що відповідає атмосферному тиску у відкритому зливному резервуарі. Водночас тиск контролювали манометрами перед апаратом та одразу після апарата. Тому експериментальне значення  $p_{\text{вих}}$  відноситься до контрольного перерізу після апарата і може відрізнятись від  $p_{\text{вих.танк}}$  через гідравлічні втрати на з'єднувальній ділянці між апаратом і резервуаром. Це враховано під час коректного зіставлення CFD та експерименту у розділі 3.4. Стінки апарата вважали гідравлічно гладкими. Для них застосовано умову прилипання (No-Slip). Теплообмін через стінки не враховували, тому задано адіабатичну стінку (Adiabatic Wall). Це узгоджується з ізотермічною постановкою.

Обчислювальну сітку формували в SolidWorks Flow Simulation на основі декартових комірок із можливістю локального згущення на ділянках зі значними градієнтами параметрів. Базову сітку задавали в ручному режимі. Для підвищення роздільної здатності в потоці та поблизу стінок застосовували додаткове дроблення комірок (до  $n = 4$ ). Окремо вмикали уточнення сітки за кривизною та дрібними геометричними елементами каналу, а також налаштування для коректного відтворення вузьких зазорів (мінімальний характерний розмір  $S = 0,00152$  м). На ділянці звуження та на вході в дифузор сітку згущували до рівня, еквівалентного коміркам порядку 0,17-0,34 мм за напрямками X-Z. Для решти розрахункової області характерний розмір комірок становив 2-3 мм. Фрагмент сітки в районі горловини наведено на рис. 3.1.8.

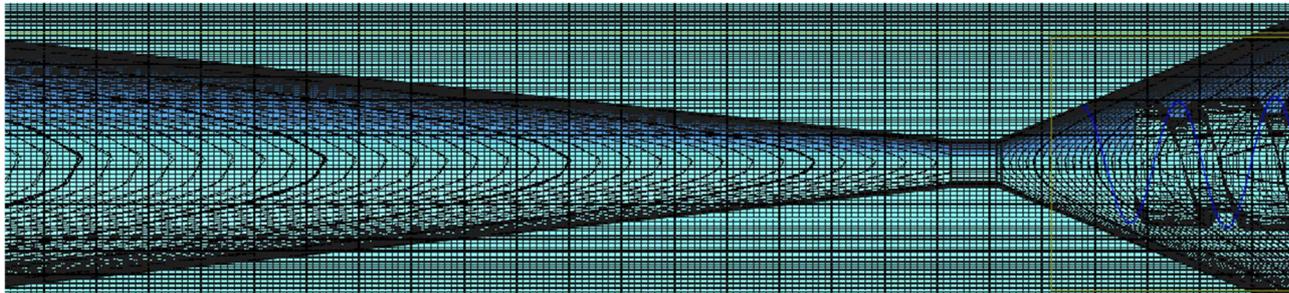


Рисунок 3.1.8 - Фрагмент обчислювальної сітки біля горловини та входу в дифузор

Для опису пристінної області задали 8-12 призматичних шарів із коефіцієнтом росту не більше 1,2. Рівень розділення біля стінки відповідав діапазону  $y^+ = 30-200$ , тому для моделювання пристінного шару застосовували пристінні функції. Структуру сітки біля стінки показано на рис. 3.1.9.

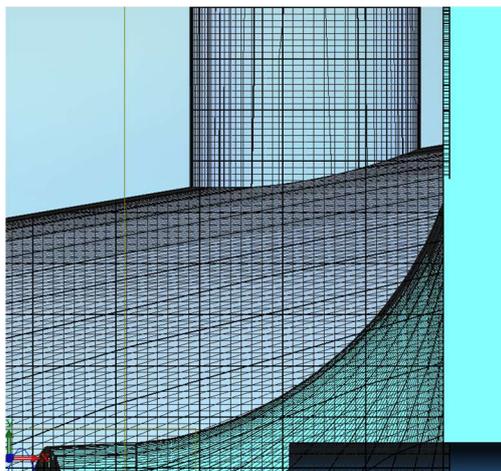


Рисунок 3.1.9 - Структура обчислювальної сітки в пристінній ділянці

Гідродинаміку потоку моделювали з урахуванням турбулентності та кавітації. Турбулентність описували в межах RANS-підходу з використанням двопараметричної моделі  $k-\epsilon$ , яку широко застосовують для задач внутрішньої течії. Кавітацію враховували за однорідною рівноважною моделлю суміші (Homogeneous Equilibrium Model, HEM), реалізованою в SolidWorks Flow

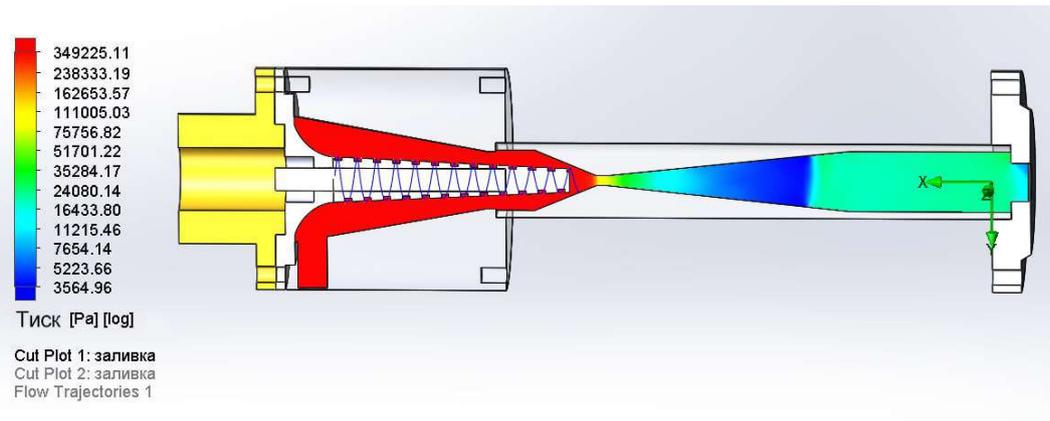
Simulation. У цій моделі рідку та парову фази розглядають як суміш, а локальний стан описують об'ємною часткою пари  $\alpha(x, r)$ . Для кожної комірки розрахункової сітки вона визначається як відношення об'єму пари до повного об'єму суміші в цій комірці:

$$\alpha_v = \frac{V_{\text{пар}}}{V_{\text{комірки}}}, \quad 0 \leq \alpha_v \leq 1. \quad (3.1.1)$$

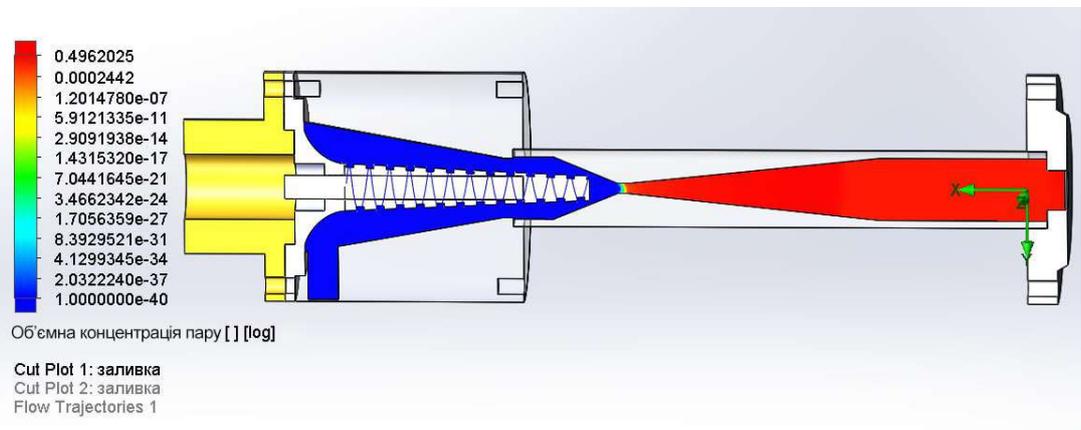
Розподіл  $\alpha(x, r)$  використовували для інтегральної оцінки об'єму парової фази з урахуванням змінної площі поперечного перерізу. Вибір моделі НЕМ зумовлений її орієнтацією на інженерну оцінку інтегральних характеристик кавітації (об'єм парової фази, протяжність кавітаційних ділянок) та можливістю коректного порівняльного аналізу різних конструктивних варіантів апарата. Модель не описує індивідуальну динаміку окремих бульбашок, однак є достатньо інформативною для поставлених задач дослідження. Розрахунок вважали завершеним, коли  $\Delta p$ ,  $Q$  та  $\alpha$  практично не змінювалися від ітерації до ітерації. На рис. 3.1.10 наведено приклад результатів чисельного розподілу статичного тиску вздовж апарата та об'ємної частки парової фази.

Чисельні розрахунки виконано для всіх досліджуваних конфігурацій апарата. Результати отримали для базової конфігурації (без вставок) з діаметрами горловини 5 - 10 мм, а також модифікованих варіантів зі шнековою та конусною вставками. Діапазони гідродинамічних параметрів обрано за результатами попередніх випробувань стенда та характеристик насосів.

Отримані розподіли швидкості, статичного тиску та об'ємної частки пари  $\alpha(x, r)$  використовували для порівняння досліджуваних модифікацій апарата.



а)



б)

Рисунок 3.1.10 - Приклад результатів чисельного моделювання:

а) - поле статичного тиску;

б) - поле об'ємної частки парової фази

## 3.2 Моделювання гідродинамічних і кавітаційних параметрів потоку у кавітаційних апаратах

### 3.2.1 Визначення робочих точок системи насос - апарат та умови досягнення кавітації

Після чисельної постановки моделювання першим кроком було уточнення реальних режимів роботи циркуляційного контуру та встановлення робочих точок системи “насос - апарат”, оскільки саме вони задають діапазон витрат і напорів, у межах яких надалі доцільно аналізувати гідродинамічні та кавітаційні параметри потоку. На рис. 3.2.1 наведено характеристики насосів та крива втрат напору в

апараті з діаметром горловини  $d_r=7\text{мм}$ , визначена для базової конфігурації труби Вентурі. Відповідно до виконаних розрахунків теоретично визначено робочі точки системи для кожного режиму (1 насос, 2 насоси послідовно, 3 насоси послідовно). Це дозволило оцінити, чи забезпечували насоси витрату, достатню для переходу потоку до кавітаційного режиму у досліджуваній конфігурації труби Вентурі. Аналогічні розрахунки були проведені для інших базових конфігурацій апарату. Слід зазначити, що для апаратів з різними діаметрами горловини форма кривої втрат напору відрізняється. Зменшення діаметра горловини підвищує гідравлічний опір і зміщує робочу точку в бік менших витрат, тоді як за більшого діаметру, навпаки, робочі гідродинамічні параметри системи зміщуються в бік більших витрат (рис.3.2.1).

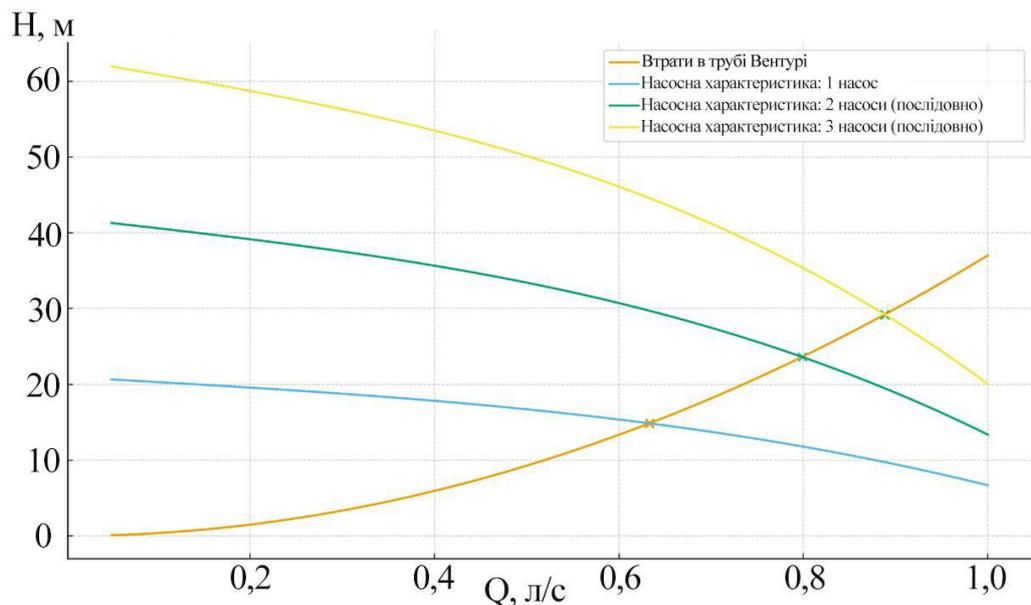


Рисунок 3.2.1 - Суміщення насосних характеристик (1, 2 і 3 насоси, послідовне з'єднання, [137] з кривою втрат напору в апараті ( $d_r=7\text{мм}$ ). Точки перетину визначають теоретичні робочі точки системи ( $Q, H$ )

Щоб оцінити можливість виникнення кавітації в системі “насос-апарат”, визначали інтегральне число кавітації за рівнянням 1.1.2 (за значення  $\sigma_{in}=1$ , режим є пороговим [19, 125]. Представлені на рис. 3.2.2 залежності чисел кавітації для апаратів з різним діаметром горловини дозволяють наочно оцінити, які режими

потенційно можуть привести до зародження кавітації. Перетини кривих з прямою  $\sigma_{in}=1$  визначають кавітаційні порогові витрати  $Q_{кав}$ . Як видно з кривих, за зменшення діаметра горловини апарата значення порогового значення  $\sigma_{in}$  зменшується. Щоб оцінити можливість виникнення кавітації в системі “насос-апарат”, розраховували інтегральне число кавітації за рівнянням 1.1.2 (за значення  $\sigma_{in}=1$  режим є пороговим [19, 125]). Представлені на рис. 3.2.2 залежності чисел кавітації для апаратів з різним діаметром горловини дозволяють наочно оцінити, які режими потенційно можуть привести до зародження кавітації. Перетини кривих з прямою  $\sigma_{in}=1$  визначають кавітаційні порогові витрати  $Q_{кав}$ . Як видно з кривих, за зменшення діаметра горловини апарата значення порогового значення  $\sigma_{in}$  зменшується.

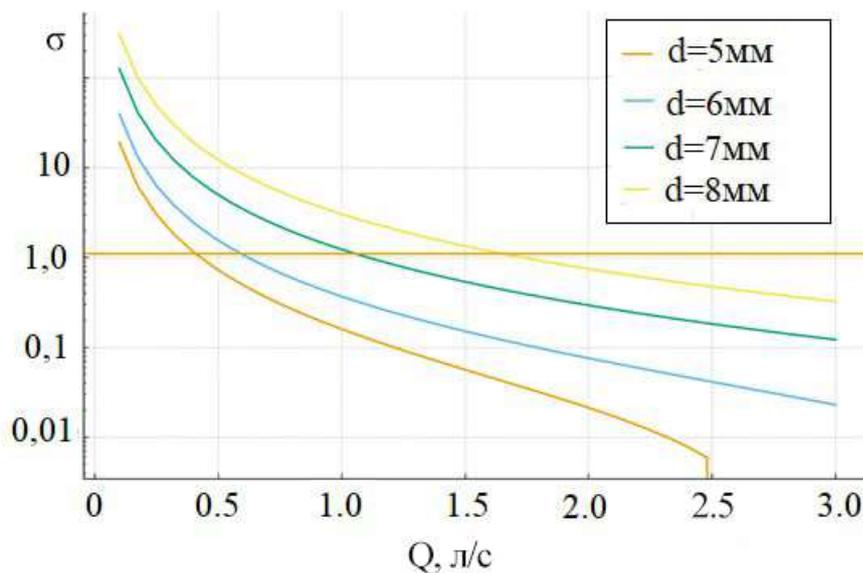


Рисунок 3.2.2 - Залежності числа кавітації від витрати  $Q$  для конфігурацій апарату з різним діаметром горловини. Горизонтальна лінія відповідає пороговому рівню  $\sigma_{in}=1$  (умова кавітаційного режиму).

Експериментальні граничні витрати наведені у табл. 3.2.1. Вони добре корелюються з теоретичними даними. Для апарата з діаметром горловини 5 мм кавітація виникає вже при витратах близько 0,41 л/с, тоді як для апарата з горловиною 10 мм потрібна витрата майже у чотири рази більша. Таким чином,

зменшення діаметра горловини є одним із способів зміни конфігурації апарата для досягнення кавітаційного режиму за менших витрат  $Q$ .

Таблиця 3.2.1 - Експериментальні порогові витрати за умови різних діаметрів горловин

$d_{\text{горл}}, \text{мм}$	$Q_{\text{кав}}, \text{м}^3/\text{с}$
5	0.00041
6	0.00059
7	0.00081
8	0.00112
9	0.00141
10	0.00172

Окремо проаналізуємо вплив підвищення вхідного тиску на гідродинаміку потоку в апараті. Підвищення вхідного тиску  $p_{\text{вх}}$  супроводжується зростанням витрати  $Q$ . Унаслідок цього зростає і швидкість у горловині, яка визначає локальне зниження статичного тиску та наближення режиму потоку до кавітаційного.

Водночас, слід зазначити, що така закономірність спостерігається лише при достатній витраті через трубу Вентурі. За умови недостатньої продуктивності насоса підвищення тиску не призводить до досягнення швидкості необхідної для кавітаційного режиму. Це добре ілюструють дані таблиці 3.2.2, де представлено залежність витрати від вхідного тиску та відповідні інтегральні числа кавітації для апарата з горловиною 10 мм. З даних наведених в таблиці видно, що при недостатній базовій витраті кавітаційний режим не виникає. Для такої конфігурації потрібні набагато більші тиски, що не вигідно з точки зору енергоспоживання. Отже потрібно забезпечити базову продуктивність яка при раціональному тиску забезпечує пороговий режим. У разі не виконання такої умови кавітацію буде складно досягнути підвищенням тиску (його зростання призведе до зростання

значення в чисельнику (рівняння 1.1.2), тоді як знаменник, що залежить від швидкості потоку, буде зростати незначно). Таким чином,  $\sigma_{in}$  збільшується, і умови кавітації стають ще менш досяжними.

Таблиця 3.2.2 - Залежність числа кавітації від вхідного тиску для апарата з діаметром горловини 10мм

Горловина	Витрата Q, м <sup>3</sup> /с	Вхідний тиск, p <sub>вх.CFD</sub>	$\sigma$
10 мм	0.00172	0.27 МПа	8.6
10 мм	0.002	0.4 МПа	11.5
10 мм	0.0024	0.6 МПа	13.0

Для менших діаметрів горловини (зокрема 5 - 6мм) гідродинамічні умови відрізняються від вищенаведених. Менша площа перерізу забезпечує значно більші швидкості вже при тих самих витратах, а отже досягається більше локальне зниження статичного тиску до рівнів, необхідних для кавітації. У цьому випадку навіть невелике збільшення витрати, спричинене підвищенням p<sub>вх</sub>, може призвести до приросту швидкості та досягнення кавітаційного режиму.

Отже для апаратів з діаметром горловини 8-10 мм підвищення p<sub>вх</sub> є дороговартісним. Більш доцільними є використання насосів з більшою подачею (з урахуванням пропускної здатності горловини) або зменшення діаметра горловини чи застосування вставок, які створюють додаткові локальні прискорення потоку та можуть сприяти локальному зниженню тиску в критичних ділянках.

### 3.2.2 Аналіз результатів моделювання гідродинаміки течії у апараті на базі трубки Вентурі з горловиною 5мм

Розглянемо результати чисельного моделювання гідродинаміки у досліджуваному апараті. Базова модель описана у розділі 3.1.1. Результати представлено у вигляді залежностей параметрів від координати в апараті (уздовж осі). Зокрема, статичного тиску  $p(x)$ , швидкості, усередненої за перерізом  $v(x)$ , локальних чисел кавітації (розраховано з масиву даних за результатами моделювання). Дослідження проведено для режиму з тиском на виході близько 0.1МПа, витратою на вході  $Q = 0.0005 \text{ м}^3/\text{с}$ .

На рис. 3.2.3 наведено розподіл статичного тиску вздовж осі апарата для досліджуваного режиму. Додатково позначено вертикальними пунктирними лініями межі основних геометричних ділянок апарата. Зокрема вхідна прямолінійна ділянка ( $x=0-12\text{мм}$ ), конфузور ( $x=12-26\text{мм}$ ), горловина ( $x=26-31\text{мм}$ ) та орієнтовну межу кавітаційної ділянки у дифузорі ( $x=31-90\text{мм}$ ).

У вхідній ділянці ( $x=0-12\text{мм}$ ) статичний тиск практично не змінюється, що свідчить про відсутність суттєвих втрат напору до ділянки звуження. У конфузорі спостерігається поступове зменшення тиску, однак навіть у кінці цієї ділянки він залишається на рівні понад 0.15МПа. Отже, у конфузорі, незважаючи на істотне прискорення потоку, умови для кавітації ще не створюються.

Найбільш різкі зміни тиску відбуваються близько горловини. Статичний тиск знижується від 0.15 МПа до мінімального значення  $p_{\text{лок.мін}}=2349\text{Па}$  на координаті  $x=31\text{мм}$ . Таке падіння тиску в горловині труби Вентурі і є умовою зародження кавітації.

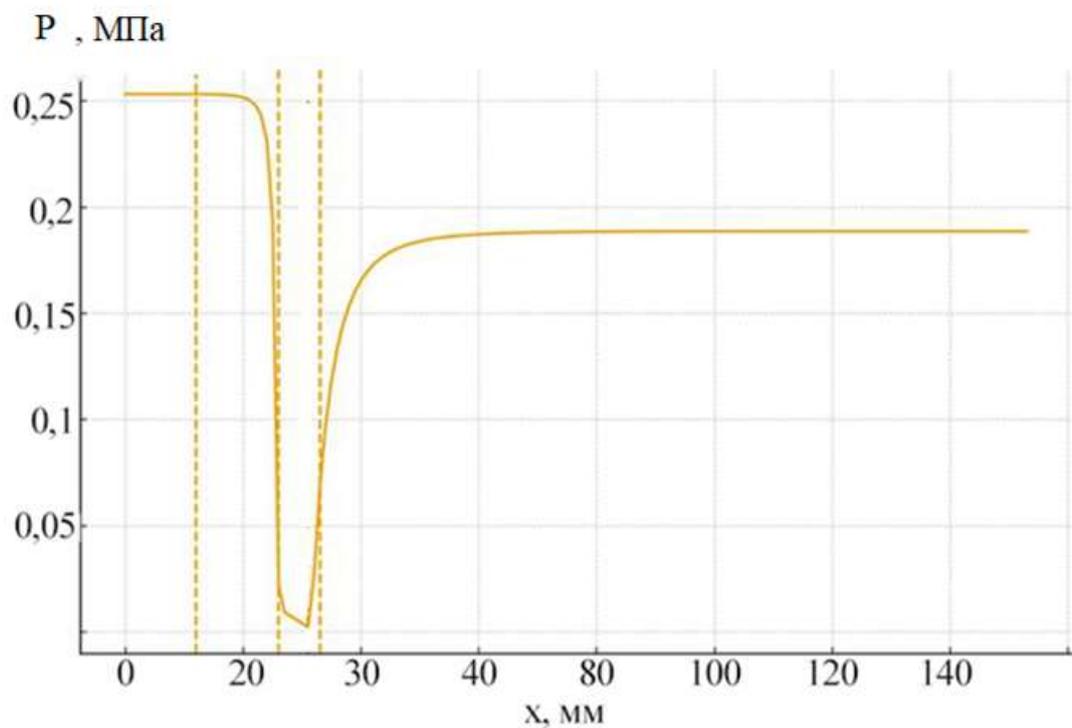


Рисунок 3.2.3 - Розподіл статичного тиску вздовж фрагмента труби Вентурі (результати CFD) з  $d_r = 5\text{ мм}$ ,  $Q = 0.0005\text{ м}^3/\text{с}$

Після горловини, у початковій частині дифузора ( $x=31$ ), відбувається відновлення статичного тиску. Спочатку до значень  $0.026\text{ МПа}$ , а далі до значень, що перевищують  $0.1\text{ МПа}$ . На відстані понад  $x=70\text{ мм}$  тиск наближається до значення  $p=0.186\text{ МПа}$ , яке зберігається до виходу з апарата. Таким чином, кавітаційна ділянка є просторово локалізованою в межах горловини та невеликої частини дифузора. На рис. 3.2.4 подано розподіл середньої швидкості потоку уздовж осі апарата для того ж режиму.

У вхідній ділянці швидкість залишається низькою і практично сталою ( $v=0,52\text{ м/с}$ ), що відповідає докавітаційному режиму. У конфузорі швидкість зростає, що пов'язане зі зменшення площі поперечного перерізу. У кінці конфузора вона досягає значень близько  $v=11-12\text{ м/с}$ . Максимальні швидкості спостерігаються в горловині. В межах ділянки  $x=26-31\text{ мм}$  швидкість потоку сягає значень  $v_{max}=21.5\text{ м/с}$  (кавітаційний режим, [3,6])

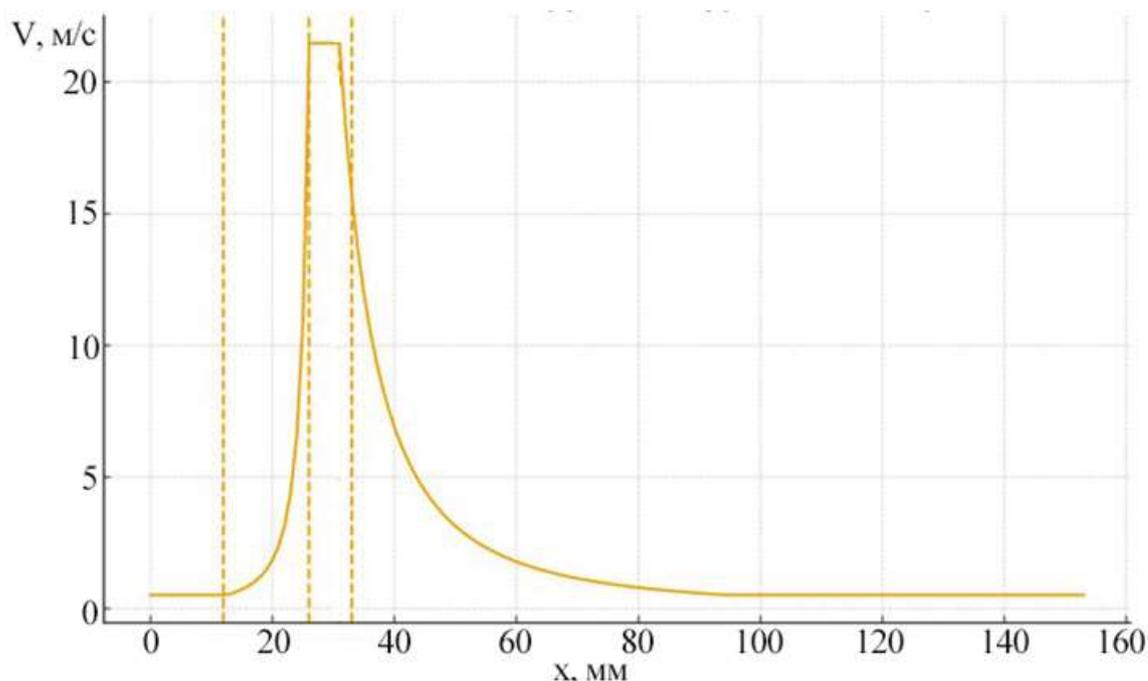


Рисунок 3.2.4 - Розподіл швидкості вздовж труби Вентурі ( $d_f = 5$  мм,  $Q=0.0005$  м<sup>3</sup>/с, результати CFD)

У дифузорі, швидкість зменшується внаслідок розширення каналу. Для  $x=50-60$ мм  $v$  знижується до кількох метрів за секунду, а у вихідній ділянці знову наближається до значень, порівнянних із вхідними ( $v=0.49$ м/с). Зіставлення рис. 3.2.3 та 3.2.4 показує, що ділянка максимальних швидкостей збігається з ділянкою мінімального тиску (горловина) На рис. 3.2.5 наведено розподіл локального  $\sigma_{loc}$  та інтегрального  $\sigma_{in}$  чисел кавітації вздовж осі апарата. Інтегральне число кавітації  $\sigma_{in}(x)$  визначали за усередненими по поперечному перерізу параметрами потоку [21]:

$$\sigma_{in}(x) = \frac{\bar{p}(x) - p_v}{\frac{1}{2}\rho \bar{v}^2(x)}, \quad (3.2.1)$$

де  $\bar{p}(x)$  і  $\bar{v}(x)$  - відповідно усереднений за перерізом статичний тиск та швидкість у перерізі з координатою  $x$ ;  $p_v$  - тиск насиченої пари за температури робочого середовища;  $\rho$  - густина рідини.

Локальне число кавітації  $\sigma_{loc}(x)$  обчислювали за локальними значеннями параметрів у вибраних контрольних точках із масиву CFD-даних:

$$\sigma_{loc}(x) = \frac{p(x) - p_v}{\frac{1}{2}\rho v^2(x)}, \quad (3.2.2)$$

де  $p(x)$  та  $v(x)$  - локальні значення статичного тиску і модуля швидкості у відповідній контрольній точці.

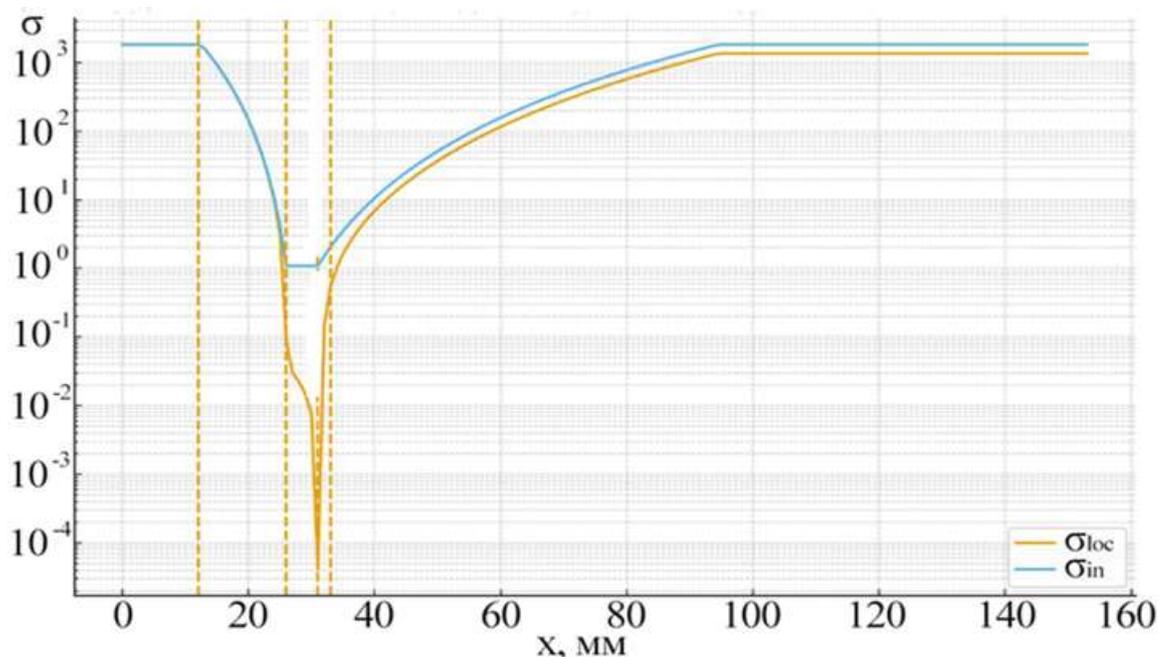


Рисунок 3.2.5 - Розподіл локального та інтегрального чисел кавітації вздовж труби Вентурі, ( $d_r = 5$  мм,  $Q_{CFD} = 0.0005$  м<sup>3</sup>/с)

Аналіз показує, що мінімальне інтегральне число кавітації становить  $\sigma_{in,min}=1.09$ , що відповідає передкавітаційному режим. При розрахунку локального числа кавітації, використовували локальні (вибирали з масиву даних) значення статичного тиску [10] і отримали мінімальне значення  $\sigma_{loc,min} = 4 \cdot 10^{-5}$  на довжині  $x=31-33$ мм. За умови  $x > 33$ мм  $\sigma_{loc} > 1$ , що свідчить відсутність кавітації.

На рис. 3.2.6 наведено порівняння розподілів швидкості вздовж апарата для трьох режимів роботи системи. В усіх випадках швидкість зростає у конфузори, досягає максимуму в горловині та зменшується у дифузори. Однакова форма графіків показує, що характер залежностей задає геометрія проточного каналу.

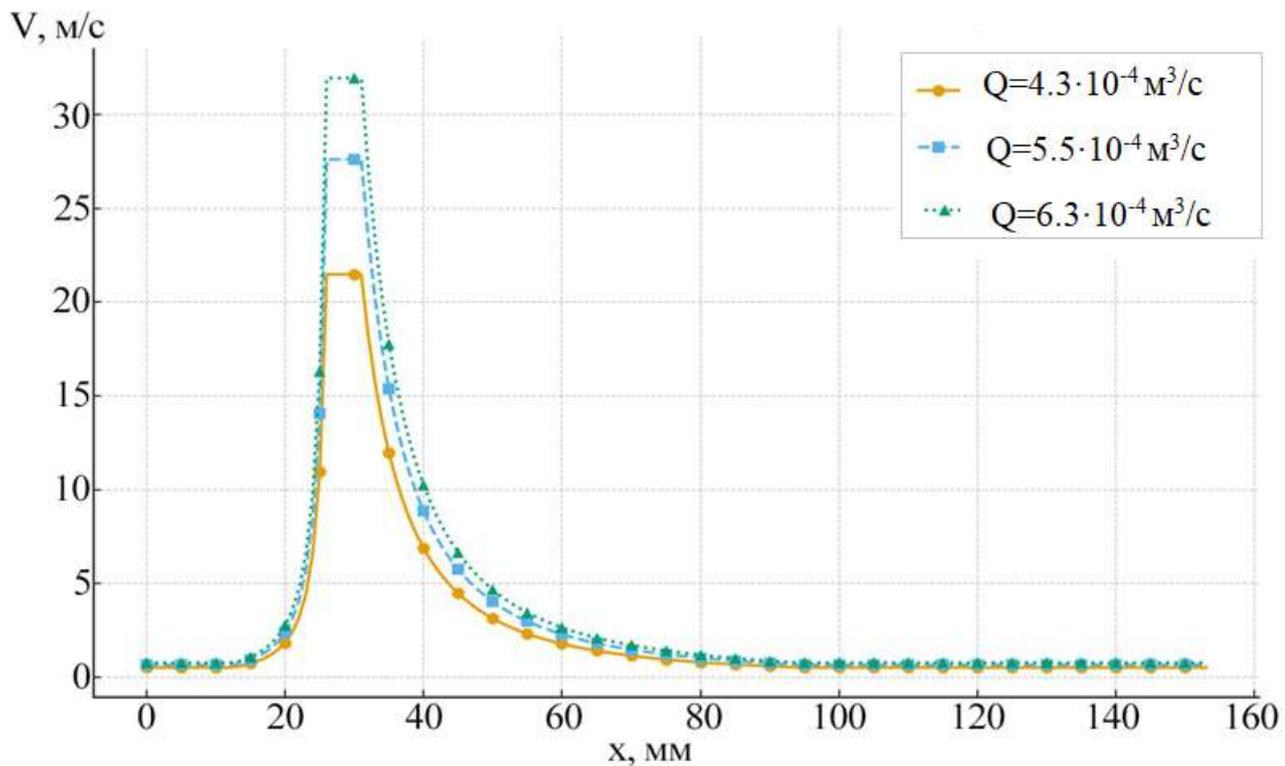


Рисунок 3.2.6 - Розподіл швидкості вздовж труби Вентурі, (CFD)

Розглянемо розподіл тисків (рис. 3.2.7), де спостерігається, що мінімальні значення фокусуються в межах  $x=26-33$  мм і відрізняються несуттєво. Водночас спостерігається, що зі зростанням  $p_{\text{вх}}$  змінюється тиск у вихідній ділянці. Це може впливати на розмір кавітаційної ділянки і об'єм парової фази, яка буде формуватися.

Розподіли інтегрального числа кавітації (рис. 3.2.8.) показують, що після різкого падіння у горловині значення  $\sigma_{\text{in}}$  відновлюється відносно плавно для всіх режимів. Характер кривих подібний, оскільки  $\sigma_{\text{in}}$  відображає середні значення гідродинамічних параметрів потоку. Водночас зміна локального числа кавітації вздовж трубки (рис. 3.2.9.) показує інше. Аналіз отриманих результатів розрахунку за моделлю показує, що на ділянці 26-33 мм за умови вхідного тиску  $P_{\text{вх}}=0.55$  МПа локальні мінімуми сягають величин ( $10^{-2}-10^{-3}$ ), а крива набуває пологого профілю з майже сталими значеннями.

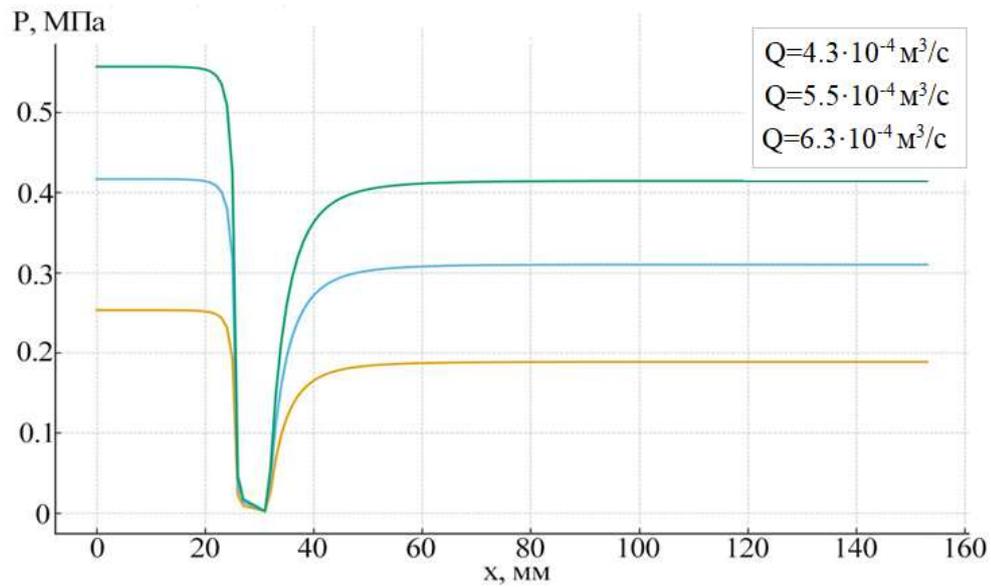


Рисунок 3.2.7 - Розподіл тиску вздовж труби вентури для різних режимів роботи циркуляційної системи, (CFD)

Це свідчить про формування стабільної парової фази та кавітацію. Для режимів коли  $P_{\text{вх.CFD}}=0.25\text{-}0.4\text{МПа}$  значення чисел кавітації вищі.

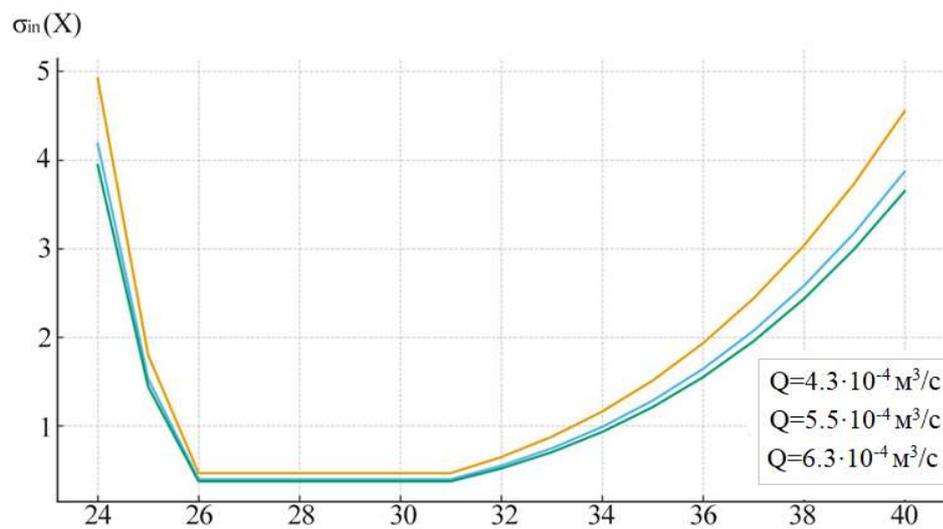


Рисунок 3.2.8 - Розподіл інтегрального числа кавітації  $\sigma_{\text{in}}(x)$  поблизу горловини труби Вентури для трьох гідродинамічних режимів

Порівняння локальних чисел кавітації для трьох режимів роботи апарата дозволяє визначити протяжність кавітаційної ділянки. За вхідного тиску  $P_{\text{вх.CFD}}=0.25$  МПа  $\sigma_{\text{loc}}$  зростає та стає більшим від 1 в межах ділянки 33-35 мм, тоді як за  $P_{\text{вх.CFD}}=0.55$  МПа число кавітації стає більше 1 близько  $x=40$  мм. Таким чином, збільшення швидкості за рахунок підняття тиску, призводить до подовження активної кавітаційної ділянки на 4-5 мм, що становить 30-40% від довжини горловини. За умови  $P_{\text{вх.CFD}}=0.55$  МПа ділянка мінімальних  $\sigma_{\text{loc}}$  довша на 6мм, що сприяє збільшенню об'єму парової фази.

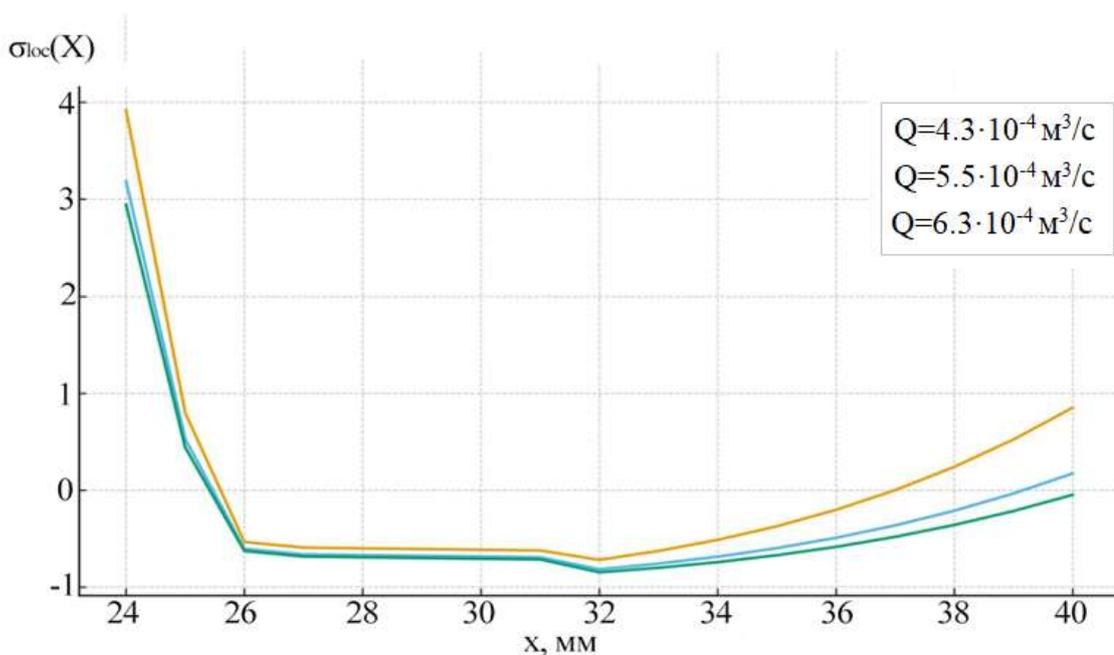


Рис. 3.2.9. Розподіл локальних чисел кавітації  $\sigma_{\text{loc}}(x)$  близько горловини труби Вентурі для трьох гідродинамічних режимів

### 3.2.3 Формування та просторовий розподіл парової фази у апаратах з базовою геометрією

Розглянемо результати чисельного моделювання чотирьох конфігурацій апарату, які відрізняються діаметром горловини ( $d_r = 5$  мм,  $d_r = 6$  мм,  $d_r = 7$  мм та  $d_r = 8$  мм), тоді як геометрія конфузора і дифузора є сталою (кут конфузора  $45^\circ$ , кут дифузора  $12^\circ$ ). На рис. 3.2.10 подано розподіли об'ємної частки парової фази  $\alpha(x)$

уздовж апаратів (використовували значення, усереднені за площею поперечного перерізу, тобто  $\alpha(x) = \overline{\alpha}_v(x)$ ). Такий підхід забезпечує коректне порівняння апаратів з різними діаметрами горловини. Спостерігається, що незалежно від діаметра горловини криві мають подібну геометрію, зокрема, спостерігається відсутність пари на вході, максимум в межах горловини і поступове зменшення парової фази в дифузорі.

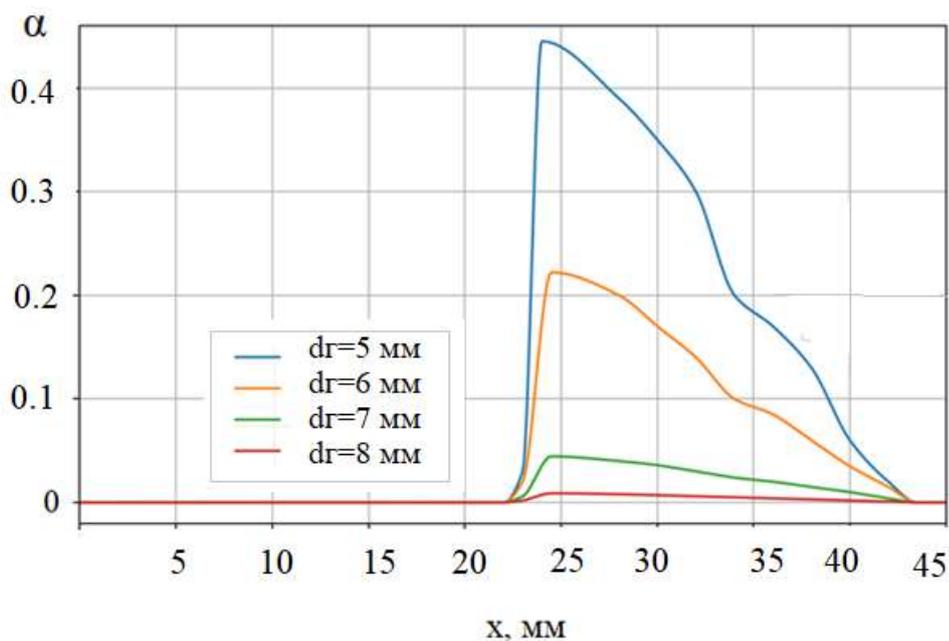


Рисунок 3.2.10 - Розподіл об'ємної частки парової фази у повздовжньому перерізі апарата з різними діаметрами горловини ( $Q=0.63 \cdot 10^{-3}$ , м<sup>3</sup>/с, CFD)

З рис. 3.2.10 видно, що у апараті з діаметром горловини 5 мм формується найбільша двофазна ділянка. На вхідній ділянці та у конфузорі значення  $\alpha(x)$  дорівнює нулю, тобто парова фаза відсутня. Зміни спостерігаються в горловині. Максимальне значення інтегральної об'ємної частки пари становить  $\alpha_{\max} = 0.445$  і корелюється з ділянкою мінімального статичного тиску. Присутність парової фази також частково спостерігається в дифузорній частині де поступово зменшуються, що вказує на відновлення тиску.

За збільшення діаметра горловини до 6 мм форма розподілу  $\alpha(x)$  загалом зберігається, однак інтенсивність кавітації суттєво знижується. Максимальна об'ємна частка пари становить  $\alpha_{\max} = 0.222$ , а максимум локалізується в межах тої самої ділянки (горловина-дифузор). Збільшення діаметра горловини до 7 мм призводить до зменшення активності кавітації. Об'ємна частка пари зменшується до  $\alpha_{\max}=0.0445$ . Утворення парової фази за таких умов носить локальний та нестабільний характер. Кавітаційна ділянка просторово обмежується кількома десятками міліметрів, а вираженої кавітації, яка спостерігалась у попередніх геометріях горловинах, вже не формується. Причиною цього є недостатня швидкість потоку у горловині, внаслідок чого не створюються умови для зниження статичного тиску до тиску випаровування води при заданій температурі.

У апараті з діаметром горловини 8 мм кавітація не спостерігається. Максимальна концентрація пари (чисельні розрахунки) становить лише  $\alpha_{\max} = 0.0089$  (локальні поодинокі парогазові включення). Очевидно, що така геометрична конфігурація не забезпечує гідродинамічних умов, необхідних для ефективної кавітаційної обробки середовища. Потік залишається однофазним по усій довжині каналу.

Слід зазначити, що для кількісної оцінки інтенсивності кавітаційного процесу в трубці Вентурі недостатньо проаналізувати лише значення об'ємної частки парової фази  $\alpha(x)$ , отримані в результаті чисельного моделювання. Для коректного порівняння різних варіантів геометрії необхідно розрахувати реальний об'єм парової фази, яка утворюється в апараті, з урахуванням зміни площі поперечного перерізу вздовж конфузора, горловини та дифузора.

У моделі багатофазного потоку об'ємна частка парової фази  $\alpha(x)$  визначається як частка об'єму пари у локальному контрольному об'ємі:

$$\alpha(x) = \frac{V_{\text{пар}}(x)}{V_{\text{комірки}}(x)}. \quad (3.2.1)$$

Для симетричної вздовж осі  $x$  трубки елементарний об'єм можна визначити за рівнянням:

$$dV(x)=A(x) dx, \quad (3.2.2)$$

де  $A(x)$  - площа поперечного перерізу з координатою  $x$ .

Тоді елементарний об'єм парової фази дорівнює:

$$dV_{\text{пар}}(x)=\alpha(x) A(x) dx, \quad (3.2.3)$$

а сумарний об'єм парової фази:

$$V_{\text{пар}} = \int_{x_{\text{поч}}}^{x_{\text{кін}}} \alpha(x) A(x) dx. \quad (3.2.4)$$

Інтегрування замінюємо сумою:

$$V_{\text{пар}} = \sum_{i=1}^N \alpha_i A(x_i) \Delta x_i, \quad (3.2.5)$$

де  $\Delta x_i = x_{i+1} - x_i$ .

Слід зазначити, що для розрахунку використовували значення  $\alpha(x)$ , усереднені за площею відповідного поперечного перерізу  $A(x)$ . Площу перерізу визначали за локальним діаметром  $d(x_i)$ :

$$A(x_i) = \frac{\pi d^2(x_i)}{4}. \quad (3.2.6)$$

Сумування виконували лише для тих точок, де  $\alpha_i > 0$ . Локальний діаметр  $d(x_i)$  визначали відповідно до геометрії. Результати розрахунку наведено в таблиці 3.2.3.

Найбільший об'єм парової фази було отримано для конфігурації апарата з  $d_f=5$  мм. Отже ми можемо засвідчити, що спостерігається початкова кавітація з невеликою кількістю парової фази. Для 6 мм об'єм пари зменшується майже вдвічі. Для модифікацій з діаметрами  $d_f=7$  та  $d_f=8$ мм найімовірніше мінімальні парогазові включення виділяються внаслідок дегазації за умови пониження тиску нижче атмосферного.

Таблиця 3.2.3 - Розрахований об'єм парової фази для конфігурацій апарата з різними діаметрами горловини (з урахуванням геометрії),  $P_{\text{вх.CFD}}=0.25\text{МПа}$

Діаметр горловини, мм	$V_{\text{пар.CFD}}, \text{М}^3$	$V_{\text{пар.CFD}}, \text{мм}^3$	$V_{\text{пар.CFD}}, \text{мл}$
5	$1.38 \cdot 10^{-5}$	13756.1	13.76
6	$6.15 \cdot 10^{-6}$	6154.1	6.15
7	$1.27 \cdot 10^{-6}$	1271.5	1.27
8	$2.62 \cdot 10^{-7}$	262.5	0.26

Для забезпечення цілісної оцінки гідродинамічних і кавітаційних характеристик апарата було проаналізовано розраховані за допомогою моделювання гідродинамічні та кавітаційні параметри. У таблиці 3.2.4 наведено узагальнені результати, що дають можливість встановити залежність інтенсивності кавітації від геометрії горловини та перейти до вибору раціональних конструктивних розмірів апарата.

Таблиця 3.2.4 - Розрахункові гідродинамічні та кавітаційні параметри потоку для апаратів з різними діаметрами горловини,  $P_{\text{вх.CFD}}=0.25\text{МПа}$

$d_{\text{гор}}, \text{мм}$	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$v_{\text{гор.CFD}}, \text{м/с}$	$p_{\text{min-сеп.CFD}}, \text{МПа}$	$\sigma_{\text{loc,min}}$	$V_{\text{п.CFD}}, \text{мл}$	Характер режиму
5	$0.413 \cdot 10^{-3}$	21.5	0.017	$10^{-2}$	13.76	Кавітація, протяжна ділянка
6	$0.595 \cdot 10^{-3}$	19.0	0.050	$10^{-1}$	6.15	Початкова кавітація
7	$0.693 \cdot 10^{-3}$	18.0	0.085	1	1.27	Пороговий режим
8	$0.86 \cdot 10^{-3}$	17.1	0.105	$> 1$	0.26	Турбулентний режим
10	$1.225 \cdot 10^{-3}$	15.6	0.130	$\gg 1$	0	Турбулентний режим

Порівняння узагальнених характеристик (табл. 3.2.4) показує, що зі збільшенням діаметра горловини, розміри двофазної ділянки поступово

зменшуються. Відповідно, локальні числа кавітації для апаратів з діаметрами горловини 5 та 6 мм є нижчими за одиницю, що підтверджує можливість пароутворення. Для апарата з  $d_r = 7$  мм  $\sigma = 1$  (пороговий режим), а за умови  $d_r = 7$  мм режим турбулентний. Для апарата з  $d_r = 10$  мм режим однозначно турбулентний.

### **3.3 Порівняльний аналіз конструкцій із вставками на основі результатів моделювання гідродинаміки потоку**

Для досліджень впливу вставок на гідродинаміку потоку та кавітаційні характеристики було обрано дві конфігурації базових апаратів з діаметрами горловини  $d_r = 5$  мм та  $d_r = 7$  мм. Така пара дозволяє дослідити дію вставок у різних умовах. З одного боку, коли базова конструкція забезпечує кавітацію і вставки можуть інтенсифікувати кавітаційний вплив на систему. З іншого боку коли геометрія апарату забезпечує пороговий режим і встановлення додаткових елементів на вході в конфузور може забезпечити кавітаційний режим за однакових вхідних параметрів потоку. Варіанти з меншими діаметрами (зокрема  $d_r = 4$  мм) не розглядали, бо вони характеризуються високим гідравлічним опором і суттєво обмеженою пропускною здатністю. Діаметри горловини понад 7 мм також не розглядали, оскільки для них, як правило, потрібні вищі витрати або більший напір, а це означає більші енерговитрати.

#### **3.3.1 Порівняння гідродинамічних параметрів та кавітаційних характеристик для базової моделі апарату з горловиною діаметром 5мм, та конфігурацій з конусною та шнековою вставками**

На основі результатів чисельного моделювання проведено аналіз розподілу статичного тиску вздовж осі апарату для трьох геометричних конфігурацій: базова геометрія без вставок, геометрія з конусом у конфузорі і геометрія зі шнеком. Результати дозволили оцінити як інтенсивність кавітаційного впливу, так і витрати енергії на гідравлічний опір в апараті. Розподіл тиску вздовж осі апарату для всіх

трьох конфігурацій наведено на рис. 3.3.1. Для базової конфігурації (без вставок) падіння тиску має локалізований характер. Мінімум тиску досягається в межах вузької по осі  $x$  ділянки, після чого спостерігається його відновлення. Така поведінка свідчить про швидкі перетворення статичного тиску в кінетичну енергію на короткій осьовій відстані.

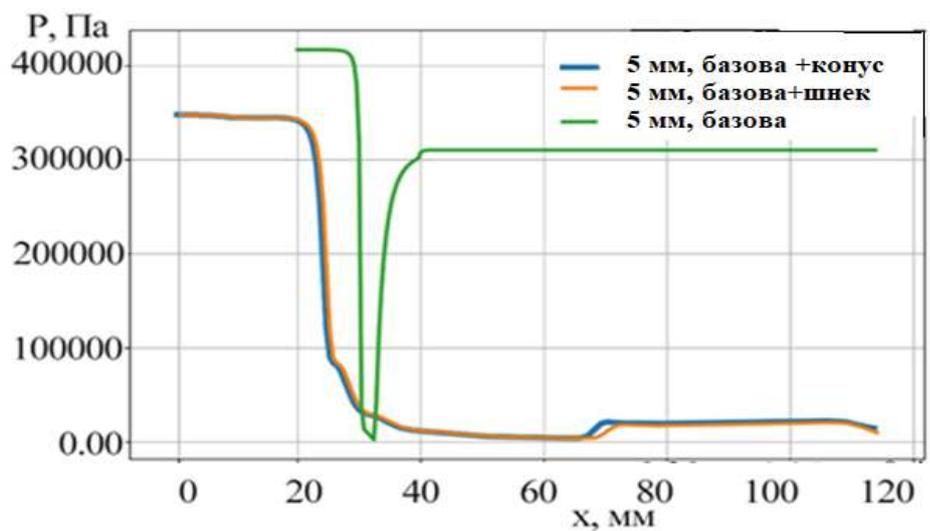


Рисунок 3.3.1 - Розподіл статичного тиску вздовж осі апарату для трьох досліджуваних конфігурацій (CFD)

У конфігураціях із вставками ділянка низького тиску є більш розтягнутою уздовж осі. Слід зазначити, що абсолютні значення мінімального тиску для обох варіантів є близькими, однак для апарату зі шнековою вставкою мінімум є трохи глибшим. Детальний аналіз отриманого масиву даних щодо області мінімальних тисків (рис. 3.3.2.) показує, що вставка шнекової конфігурації забезпечує тиск у горловині на 3-5 % нижчий, ніж у випадку конусної вставки.

Слід враховувати, що в реальних умовах рідина містить розчинені гази та ядра кавітації. У зв'язку з цим поява парової фази може спостерігатися навіть при тисках, вищих за тиск насиченої пари  $p_v(T)$ , за рахунок дегазации рідини та росту газових включень.

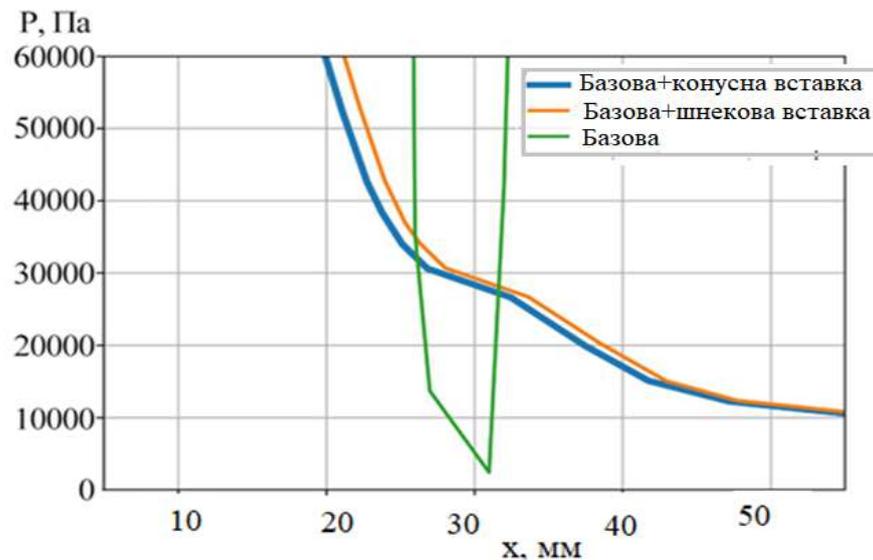


Рисунок 3.3.2 - Розподіл тиску (CFD) на ділянці звуження (область мінімальних значень тиску)

Тому, окрім критерію  $p \leq p_v$ , для порівняльної оцінки, використано аналіз ділянок осевого розподілу тиску  $p(x)$ , де тиск знижується до значень, близьких до  $p_v$ . Результати визначення протяжності таких ділянок для трьох досліджуваних конфігурацій апарата наведено в табл. 3.3.1. Як видно з табл. 3.3.1, для конфігурацій із вставками ділянки пониженого тиску мають більшу осьову протяжність порівняно з базовою конфігурацією. Відмінності кривих  $p(x)$  на рис. 3.3.1 та різницю мінімальних тисків можна пояснити на основі аналізу структури (траєкторій) потоку у внутрішньому каналі вхідної камери.

Для конфігурацій з конусною та шнековою вставками траєкторії руху потоку наведено на рис. 3.3.3 та рис. 3.3.4 (результати чисельного моделювання). З рис. 3.3.3 видно, що у внутрішньому каналі вхідної камери для конфігурації з конусною вставкою формування потоку супроводжується наявністю вторинних течій, локальних рециркуляцій та перерозподілом траєкторій у поперечному перерізі. Водночас траєкторії потоку не формують сталі гвинтової структури вздовж довжини каналу.

Таблиця 3.3.1 - Протяжність ділянок для трьох досліджуваних конфігурацій апарата за результатами чисельного моделювання

Тиск, кПа	L, м (базова + конусна вставка)	L, м (базова + шнекова вставка)	L, м ( базова конфігурація)
< 30	0.206	0.206	0.005
< 20	0.114	0.180	0.005
< 10	0.0062	0.0066	0.003

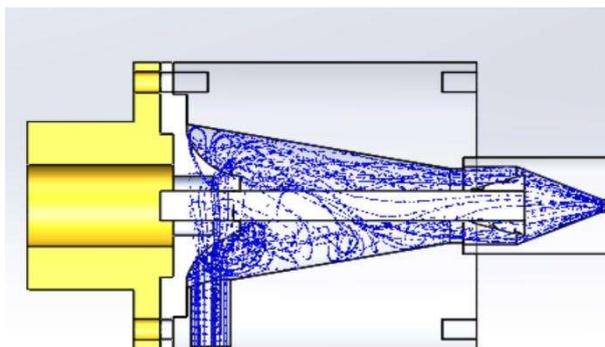


Рисунок 3.3.3 - Траєкторії руху потоку у внутрішньому каналі вхідної камери для конфігурації з конусною вставкою

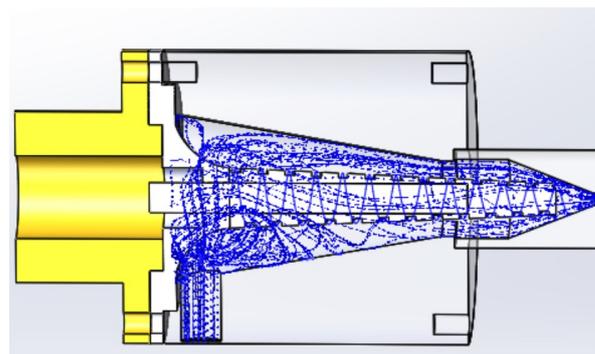


Рисунок 3.3.4 - Траєкторії руху потоку у внутрішньому каналі вхідної камери для конфігурації зі шнековою вставкою

На рис. 3.3.4 для конфігурації зі шнековою вставкою також спостерігаються вторинні течії та локальні рециркуляційні області, однак, на відміну від конусної вставки, траєкторії потоку мають виражений гвинтовий характер практично уздовж всієї довжини вхідного каналу.

Характер відновлення тиску після ділянки мінімальних значень представлено на рис. 3.3.5, де наведено збільшений фрагмент розподілу тиску вздовж осі апарата

для конфігурацій із внутрішніми вставками. З рисунка видно, що для обох варіантів відновлення тиску відбувається поступово.

Крива, що відповідає зміні тиску у дифузорі у конфігурації зі шнековою вставкою, на всій ділянці відновлення розташована нижче кривої побудованої для конфігурації з конусною вставкою. Це підтверджує, що у апараті з шнековою вставкою тиск у горловині є нижчим, що безпосередньо відображається у більших значеннях загального падіння тиску  $\Delta p_{CFD}$  та меншому коефіцієнті відновлення  $R$ .

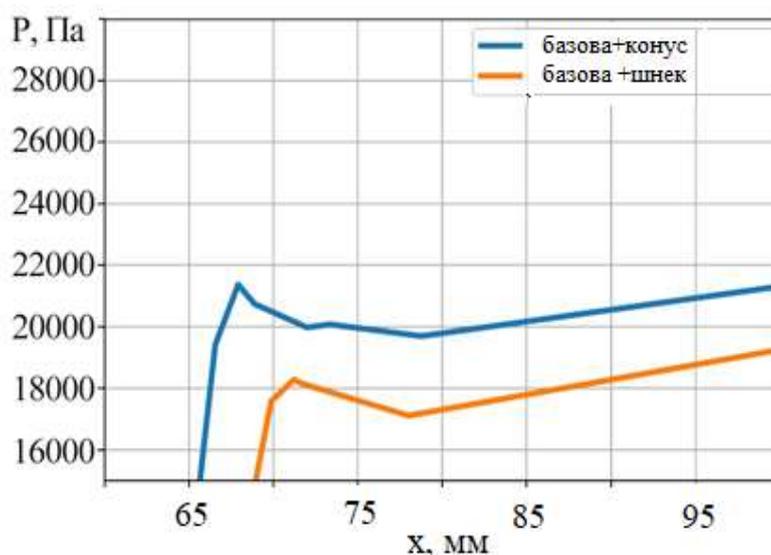


Рисунок 3.3.5. Ділянка відновлення тиску (CFD)

Для кількісної оцінки енергетичних втрат у досліджуваних конфігураціях визначали загальне падіння тиску на входом і виході з апарата за співвідношенням

$$\Delta p_{CFD} = p_{вх.CFD} - p_{вих.CFD} \quad (3.2.6)$$

За результатами чисельного моделювання встановлено, що для конфігурацій зі вставками величина загальних втрат напору є більшою, ніж для базової конструкції без вставок. Так, для конфігурації з конусною вставкою загальне падіння тиску становить приблизно  $\Delta p_{CFD} = 333,4$  кПа при значеннях  $p_{вх.CFD} = 347,9$  кПа та  $p_{вих.CFD} = 14,6$  кПа. Для конфігурації зі шнековою вставкою отримано дещо більше значення  $\Delta p_{CFD} = 338,0$  кПа за аналогічного вхідного тиску

та нижчого вихідного тиску  $p_{\text{вих.CFD}}=9,9$  кПа. Натомість для базової конфігурації без вставок загальні втрати напору є значно меншими і становлять близько  $\Delta p_{\text{CFD}}=106,7$ кПа. Порівняння конфігурацій зі вставками показує, що шнекова вставка призводить до додаткових втрат напору 3- 5 кПа, що становить близько 1,5 % від загального падіння тиску порівняно з конусною вставкою (рис. 3.3.5.). Для оцінки ефективності відновлення тиску розраховували коефіцієнт відновлення який характеризує частку напору, що відновлюється на виході апарата після ділянки мінімального тиску.

$$R = \frac{p_{\text{вих.CFD}} - p_{\text{min.CFD}}}{p_{\text{вих.CFD}} - p_{\text{min.CFD}}} \quad (3.2.7)$$

Розрахунки показали, що для конфігурації з конусною вставкою значення коефіцієнта відновлення становить приблизно  $R=0,031$ , тоді як для конфігурації зі шнековою вставкою -  $R=0,018$ . Для базової конфігурації без вставок  $R=0,743$ .

Оскільки мінімальні значення статичного тиску безпосередньо пов'язані зі швидкістю потоку, наступним етапом аналізу було дослідження осьового розподілу швидкості для досліджуваних конфігурацій апарата. На рис. 3.3.6 наведено осьовий розподіл швидкості потоку для трьох конфігурацій апарата.

З рисунка видно, що для всіх конфігурацій максимальні значення швидкості формуються в межах горловини. Слід зазначити, що значення максимальних швидкостей відрізняються незначно і становлять приблизно  $v_{\text{CFD}}=27-35$  м/с. Для базової конфігурації зростання швидкості потоку має більш локалізований характер. Водночас, для конфігурацій з конусною та шнековою вставками ділянка підвищених швидкостей є більш розтягнутою вздовж осі  $x$ .

Для модифікованих конфігурацій, зростання швидкості починається раніше, ще у вхідній камері, а спад швидкості після горловини відбувається повільніше. Це впливає на протяжність кавітаційної ділянки. На основі масиву даних моделювання гідродинаміки (статичного тиску  $p(x)$  та швидкості  $v(x)$ ) виконано розрахунок локальних чисел кавітації  $\sigma_{\text{loc}}(x)$  для трьох конфігурацій апарата. Отримані криві  $\sigma(x)$  наведено на рис. 3.3.7.

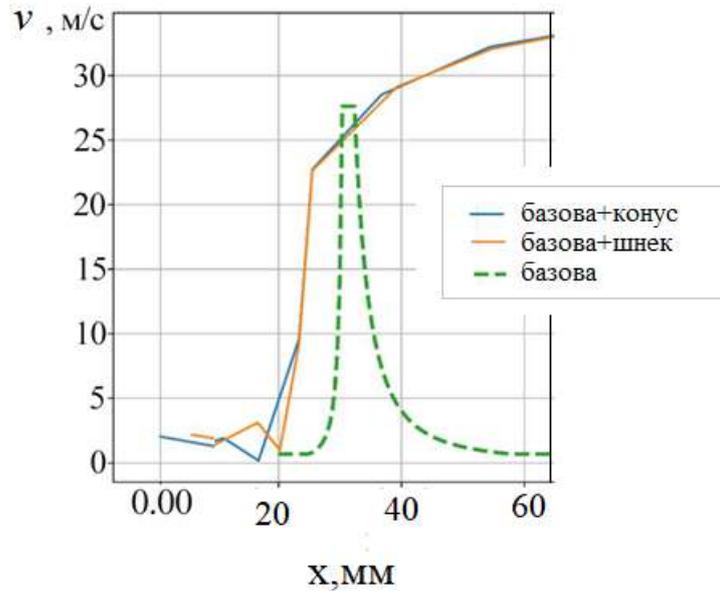


Рисунок. 3.3.6. Розподіл швидкостей вздовж апарата, ( $P_{\text{вх.CFD}}=0.35\text{Мпа}$ , за результатами моделювання)

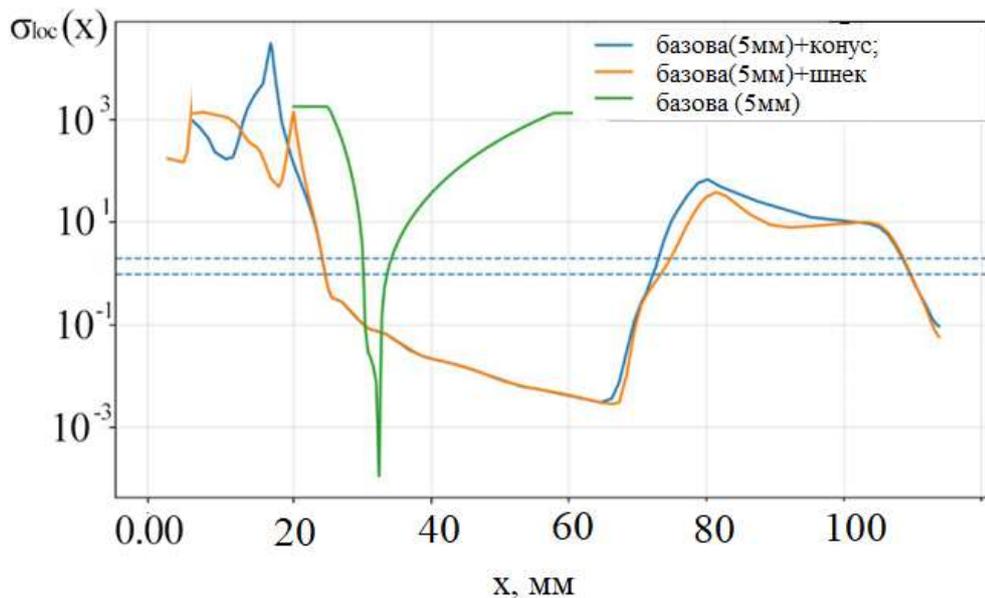


Рисунок 3.3.7 - Розрахункові значення локального числа кавітації  $\sigma(x)$ . Ділянка  $x=0-120\text{мм}$ ; лінії  $\sigma_{\text{loc}}=1$  та  $\sigma_{\text{loc}}=2$  - це порогові значення для оцінки протяжності кавітаційно-активної ділянки

Кількісні показники (мінімум  $\sigma_{loc}$  та протяжність ділянок  $\sigma < 1$  і  $\sigma < 2$ ) подано в табл. 3.3.2.

Таблиця 3.3.2 - Локальні числа кавітації та протяжності двофазних ділянок

Конфігурація	$\sigma_{loc \cdot min}$	$x(\sigma_{min}), \text{ мм}$	$L_{\sigma_{loc < 1}}, \text{ мм}$	$L_{\sigma_{loc < 2}}, \text{ мм}$
Базова + конусна вставка	0.003	62	42	56
Базова+ шнекова вставка	0.002	66	48	50
Базова	$1.1 \cdot 10^{-4}$	33	8	10

Порівняння двох модифікованих конфігурацій показало, що для конфігурації зі шнекової вставкою мінімум є дещо нижчим ніж для конфігурації з конусною вставкою (див. табл. 3.3.2). Спостерігається, що для апарата зі шнековою вставкою протяжність ділянки, в межах якої  $\sigma_{loc < 2}$ , є більшою, ніж для апарата з конусною вставкою. Для базової трубки характерна мала протяжність ділянок  $\sigma_{loc < 1}$  і  $\sigma_{loc < 2}$  (табл. 3.3.2.) Отже, модифікації внутрішнього каналу входної камери впливають не стільки на значення локального числа кавітації, скільки на протяжність кавітаційно-активної ділянки, що узгоджується з перебігом відновлення тиску в дифузори.

Для більш повної кількісної характеристики інтенсивності кавітаційного процесу доцільно проаналізувати розподіл об'ємної частки парової фази, отриманий за результатами чисельного моделювання.

На рис. 3.3.8 наведено розподіли об'ємної частки парової фази  $\alpha_v(x)$  уздовж апарата для базової конструкції апарата та варіантів із конусною й шнековою вставками

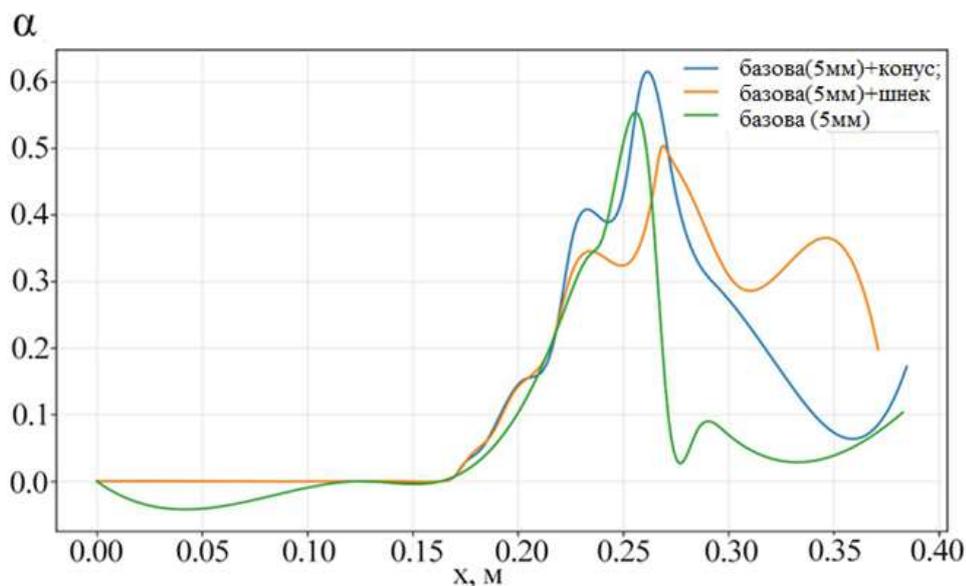


Рисунок 3.3.8 - Розподіл об'ємної частки парової фази  $\alpha$  вздовж апарата для базової та модифікованих конфігурацій із конусною і шнековою вставками ( $d_r=5\text{мм}$ , CFD)

З рисунка 3.3.8 постерігається, що застосування конусної вставки призводить до зростання  $\alpha$  і довжини двофазної ділянки. Для конфігурації зі шнековою вставкою характерна ще більша протяжність ділянки з паровою фазою та більші значення об'ємної частки парової фази. Для кількісного порівняння інтенсивності кавітаційного впливу виконано інтегральну оцінку об'єму парової фази вздовж апарата шляхом інтегрування розподілу  $\alpha(x)$  з урахуванням зміни площі поперечного перерізу каналу відповідно до геометрії трубки Вентурі (згідно з методикою, наведеною в розділі 3.2. Результати розрахунків наведено в табл. 3.3.3.

Як видно з табл. 3.3.3, застосування вставок призводить до зростання інтегрального об'єму парової фази порівняно з базовою конструкцією апарата. Причому конусна вставка забезпечує збільшення  $V_{\text{vap}}$  приблизно у 1,5 рази, тоді як для конструкції зі шнековою вставкою  $V_{\text{vap}}$  зростає майже у 2,2 раз.

Таблиця 3.3.3 - Інтегральний об'єм парової фази для досліджуваних конфігурацій  
( $P_{\text{вх.CFD}}=0.35\text{МПа}$ )

Конфігурація	$V_{\text{вар}}$ , мЛ	Порівняння об'єму парової фази відносно пари розрахованої для базової конструкції
Базова	15.96	1.00
З конусною вставкою	24.02	1.5
Зі шнековою вставкою	34.24	2.14

### 3.3.2 Особливості формування кавітаційного режиму в апаратах на базі труби Вентурі з горловиною 7 мм

У межах дослідження було проведено чисельне моделювання для трьох конструкцій наведених на рис.3.3.9.

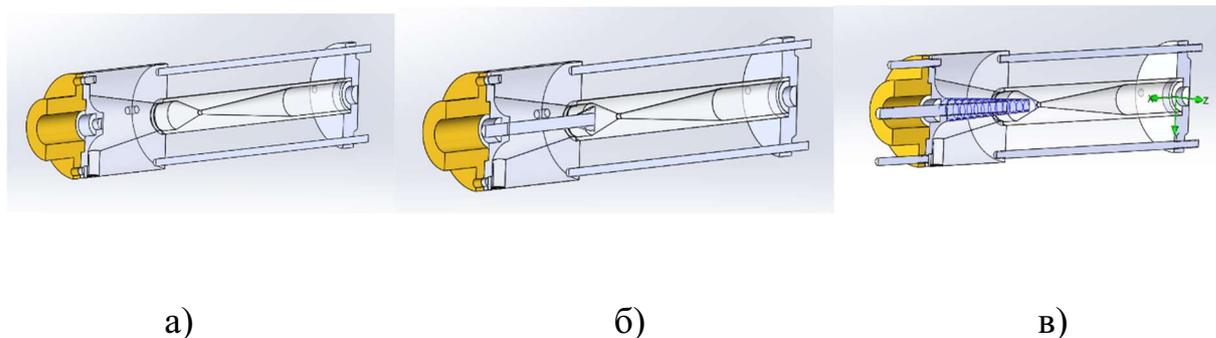


Рисунок 3.3.9 - Геометричні конфігурації кавітаційного апарата на базі труби Вентурі з  $d_{\text{г}}=7$  мм: а) - базова конструкція без вставок; б) - конструкція з конусною вставкою у входному каналі; в) - конструкція зі шнековою вставкою.

Усі досліджувані конфігурації мають однакову геометрію конфузора, горловини та дифузора, що дозволяє коректно їх співставляти. На рис. 3.3.10 наведено розподіли швидкості  $v(x)$  для трьох конфігурацій апарата.

Порівняння швидкостей показує, що встановлення конусної вставки не призводить до суттєвої зміни швидкості в горловині у порівнянні з базовою конфігурацією. Але відновлення швидкості за горловиною у модифікованих геометріях відбувається повільніше, ніж у базовій, що зумовлює подовження ділянки підвищених швидкостей у початковій частині дифузора. Найбільш виражений такий ефект спостерігається для конфігурації зі шнековою вставкою.

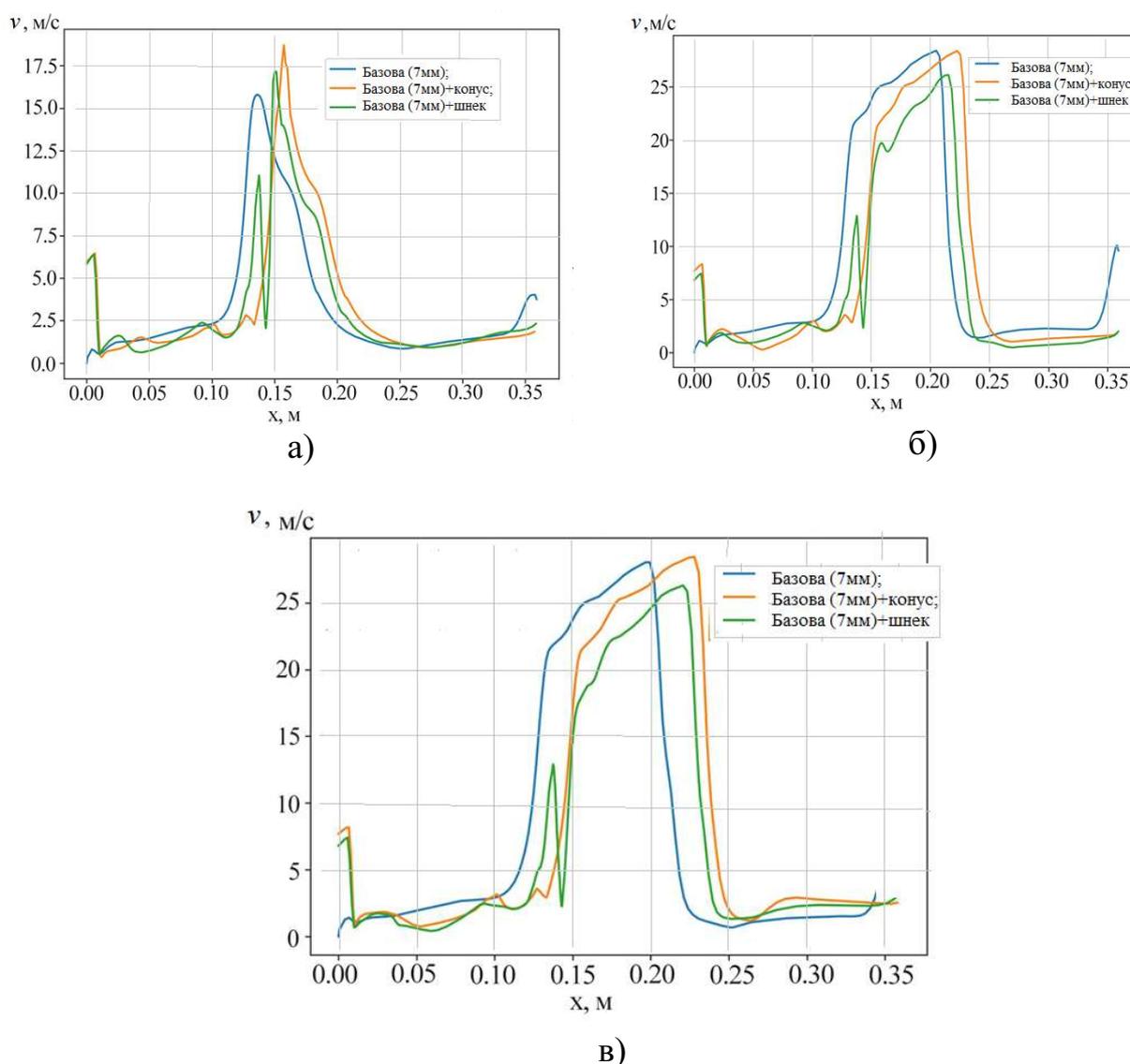


Рисунок 3.3.10 - Розподіл швидкості потоку  $v(x)$  вздовж апарата з  $d_f = 7$  мм:

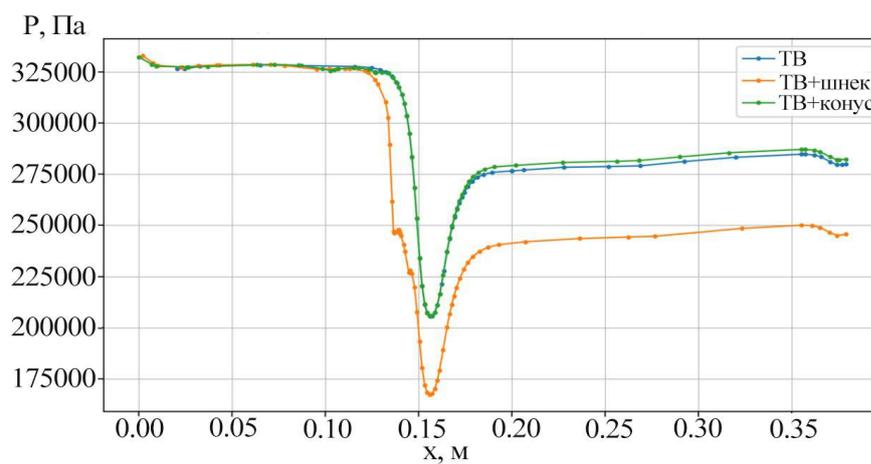
а) -  $Q_{1.CFD} = 2.59 \text{ м}^3/\text{ГОД}$ ; б) -  $Q_{2.CFD} = 2,94 \text{ м}^3/\text{ГОД}$ ; в) -  $Q_{3.CFD} = 3,25 \text{ м}^3/\text{ГОД}$

Результати чисельного моделювання розподілу статичного тиску вздовж осі апарата наведено рис. 3.3.11.

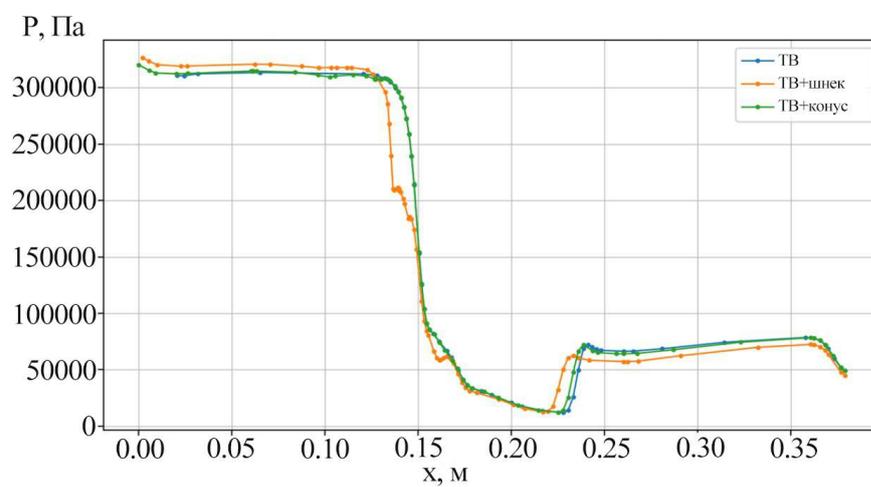
Узагальнений аналіз значень мінімального тиску, локалізацію ділянок з низьким тиском, а також перепад тиску між входом і виходом апарата для всіх конфігурацій наведено в табл. 3.3.4.

Таблиця 3.3.4 - Вплив витрати на параметри розподілу тиску в апараті з  $d_r=7\text{мм}$

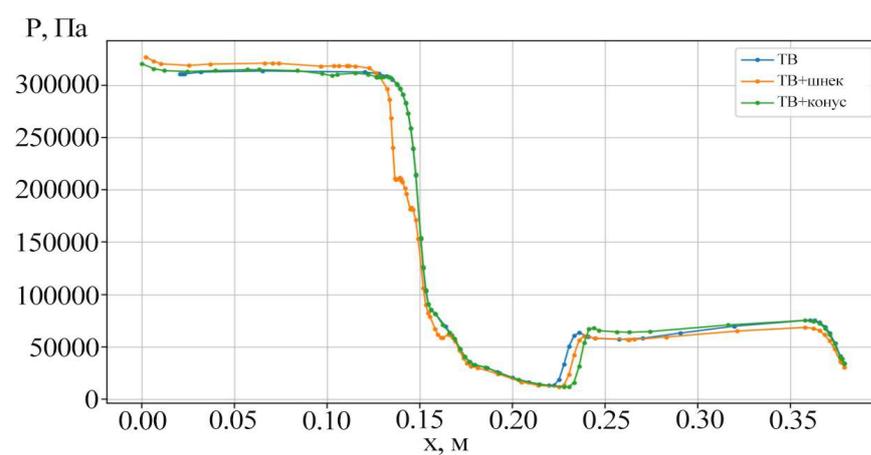
$Q_{\text{CFD}}$ , м <sup>3</sup> /ГОД	Конфігурація	$p_{\text{min.CFD}}$ , Па	$x_{p\text{min}}$ , м	$p_{\text{вих.CFD}}$ , Па	$\Delta p_{\text{вх-вих.(CFD)}}$ , Па
2.59	Базова (ТВ)	205677	0.136	279909	46606
	Базова (ТВ)+конусна вставка	205976	0.156	282357	49810
	Базова (ТВ)+шнекова вставка	167345	0.154	245632	87240
2.94	Базова (ТВ)	11930	0.207	48995	261816
	Базова(ТВ)+конусна вставка	12255	0.225	48989	271177
	Базова (ТВ)+шнекова вставка	12611	0.215	44882	281756
3.25	Базова (ТВ)	13093	0.199	34202	276466
	Базова (ТВ)+конусна вставка	11712	0.228	33765	286538
	Базова (ТВ)+шнекова вставка	11757	0.223	30245	296480



а)



б)



в)

Рисунок 3.3.11 - Розподіл статичного тиску вздовж осі апарата:

а) -  $Q_{1.CFD}=2.59 \text{ м}^3/\text{ГОД}$  ; б) -  $Q_{2.CFD}=2.94 \text{ м}^3/\text{ГОД}$ ;

в) -  $Q_{3.CFD}=3.25 \text{ м}^3/\text{ГОД}$

Дані наведені в табл. 3.3.4 показують, що для всіх досліджуваних конфігурацій, зі зростанням витрати, значення мінімального тиску зменшуються. З наведених графічних залежностей спостерігається, що базова конфігурація апарату характеризується найменшими гідравлічними втратами, тоді як використання вставок призводить до їх зростання. Конусна вставка забезпечує дещо більше порівняно до шнекової вставки локальне зниження мінімального тиску та формування довшої ділянки зниженого тиску.

Порівняння Вентурі-конфігурацій за просторовими розподілами параметрів потоку в проточній частині наводять у роботі [6]. Автори розраховали інтегральний індекс  $I_\sigma$ , який пов'язує мінімальні значення чисел кавітації і їх локалізацію:

$$I_\sigma = \frac{1}{L_c} \int_{x_1}^{x_2} \max(0, \sigma_{кр} - \sigma(x)) dx \quad (3.2.8)$$

де:  $L_c = x_2 - x_1$  - довжина критичної ділянки апарата,  $\sigma_{кр}$  - порогове значення числа кавітації. У табл. 3.3.5 наведено значення  $\sigma_{min}$  та інтегрального індексу  $I_\sigma$  в діапазоні досліджуваних режимів

За умови  $Q_{CFD} = 2.59 \text{ м}^3/\text{год}$  значення  $\sigma_{min.in}$  у всіх конфігураціях перевищують порогове  $\sigma_{in} = 1$ , і інтегральний індекс  $I_\sigma$  дорівнює нулю, що підтверджує відсутність умов для формування кавітації, навіть локально. Зі збільшенням витрати до  $Q_{CFD} = 2.94 \text{ м}^3/\text{с}$  та  $Q_{CFD} = 3.25 \text{ м}^3/\text{с}$  локальні значення  $\sigma_{min.in}$  зменшуються. Водночас інтегральний показник  $I_\sigma$  зростає, що свідчить про наявність ділянок, де починає формуватись кавітаційний режим. Порівняння конфігурацій показує, що встановлення конусної та шнекової вставок призводить до формування довших ділянок, у межах яких створюються кавітаційні умови, порівняно з базовою моделлю. Так, за витрати  $Q_{CFD} = 2.94 \text{ м}^3/\text{год}$  конусна вставка забезпечує найбільше значення інтегрального індексу  $I_\sigma$ , тобто найбільш протяжну ділянку де може формуватись кавітація. Це може бути пов'язано з формуванням швидкісних потоків біля стінок (рис. 3.3.12., б) та ділянок з нижчим тиском де формується парогозова фаза незважаючи на те, що середні гідродинамічні параметри відрізняються незначно.

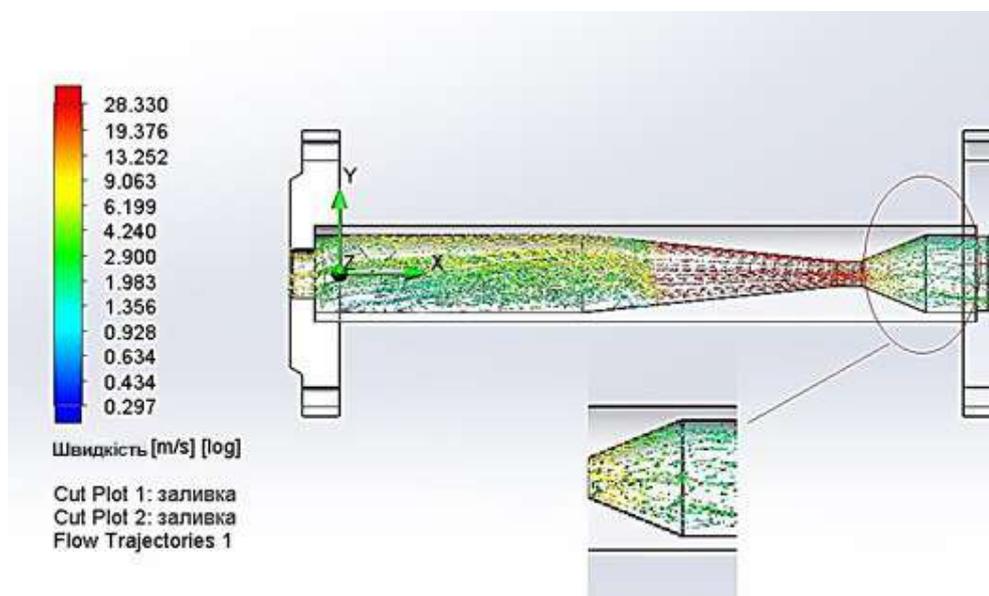
Таблиця 3.3.5 - Інтегральні характеристики числа кавітації,  $P_{\text{вх}} = 0.35$  МПа

$Q_{\text{CFD}}$ , м <sup>3</sup> /год	Конфігурація	$\sigma_{\text{min.in}}$	$I\sigma$
2.59	Базова (ТВ)	1.633	0.000
	Модифікована (ТВ+конус)	1.166	0.000
	Модифікована (ТВ+шнек)	1.156	0.000
2.94	Базова (ТВ)	0.025	0.712
	Модифікована (ТВ+конус)	0.025	0.681
	Модифікована (ТВ+шнек)	0.030	0.608
3.25	Базова (ТВ)	0.027	0.641
	Модифікована (ТВ+конус)	0.023	0.693
	Модифікована (ТВ+шнек)	0.028	0.640

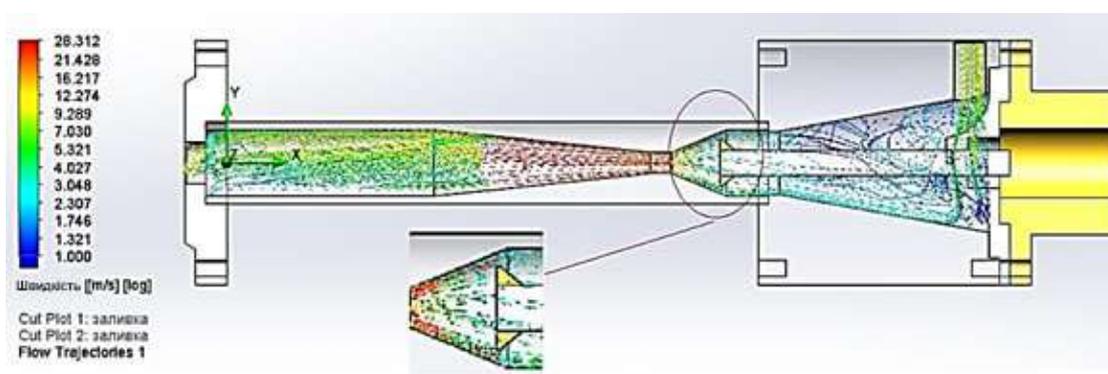
Оскільки одним із завдань удосконалення конструкції було регулювання інтенсивності кавітації, на наступному етапі виконано дослідження впливу зміни положення конусної перешкоди в конфузорі. Зміщення перешкоди змінює зазор між її поверхнею та стінками апарата. Відповідно, це призводить до зміни гідродинамічних параметрів потоку та кавітаційних характеристик. У межах цього етапу розглядали конфігурацію апарата з конусною перешкодою. Моделювання проводили за  $Q_{\text{CFD}}=2.59$  м<sup>3</sup>/год. За результатами попередніх розрахунків такі вхідні параметри забезпечують турбулентно-кавітаційний режим (пороговий режим).

Результати розрахунків наведено на рис. 3.3.13. Аналіз розподілів тиску ( $P_{\text{вх}}=0.35$  МПа за результатами моделювання) показує, що для найменшого зазору (рис. 3.3.13, в) досліджується найнижче значення статичного тиску. На рис. 3.3.13.

наведено результати візуальних спостережень, підтверджують отримані дані з чисельних розрахунків.



а)



б)

Рисунок 3.3.12 - Особливості розподілу швидкості потоку у досліджуваних конфігурація апарату ( $d_f=7\text{мм}$ ):

а) базова конструкція;

б) конструкція з конусною вставкою

За найбільшого зазору (рис. 3.3.13, а) спостерігається дрібна дисперсна фаза у вигляді окремих порожнин, які розпадаються на дрібні. Парогазові включення локалізуються в центральній частині потоку. Для варіанта (рис. 3.3.13, в) з

найменшим зазором спостерігаються дрібні включення, рівномірно розподілені по об'єму апарата.

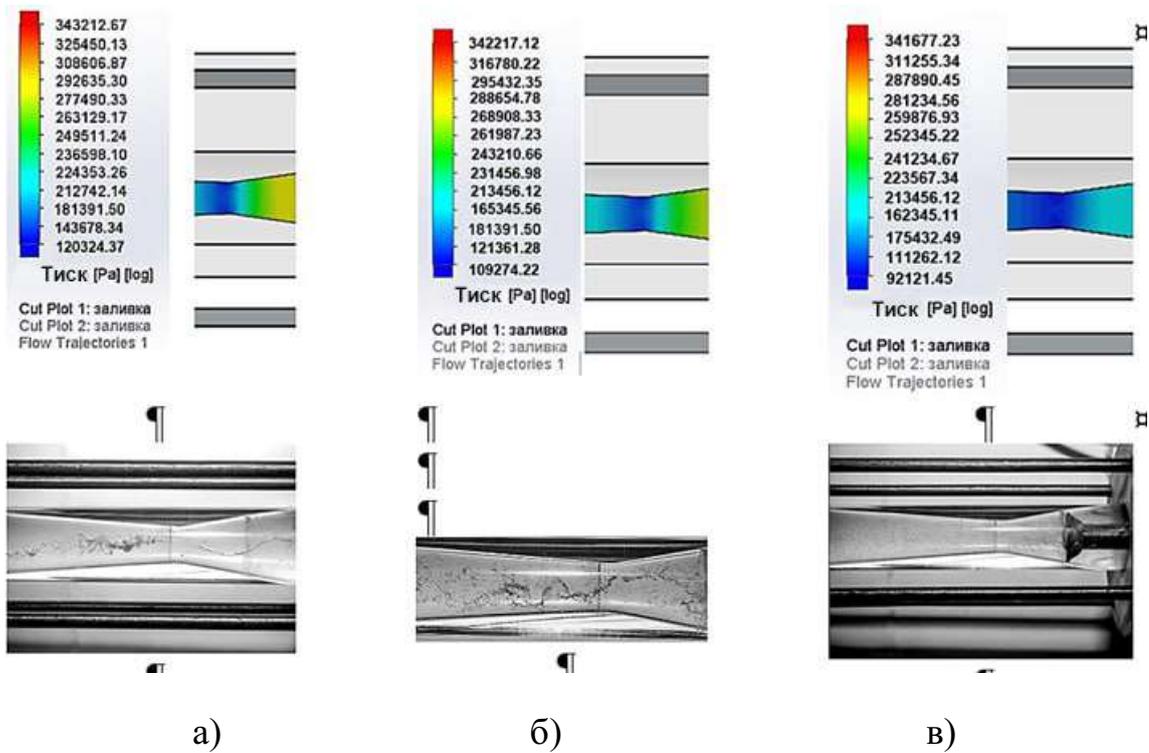


Рисунок 3.3.13 - Співставлення результатів розрахунку та візуальної картини для модифікації апарату з  $d_g=7\text{мм}$ :

- а) - зазор 3 мм;
- б) - зазор 2мм;
- в) - зазор 1 мм.

Слід зазначити, що за таких гідродинамічних умов на фото ми бачимо газову фазу. Не спостерігається шум внаслідок сплескування бульбашок. Для аналізу кавітаційної картини також було розраховано числа кавітації (табл.3.3.6.). Найменше число кавітації спостерігається для зазору в 1 мм.

Таблиця 3.3.6 -Узагальнені результати розрахунків

Зазор, мм	$v_{г.CFD}$ , м/с	$\sigma_{in}$
3	16,1	1,85
2	17,6	1,52
1	18,72	1,166

Значення  $\sigma_{in} > 1$  підтверджують відсутність кавітації та початку так званої дегазації, що відбувається при пониженні тиску (передкавітаційний режим). Далі розраховували об'єм парової фази. Розрахунки виконано для продуктивності яка забезпечує кавітаційний режим для базової геометрії ( $Q_{CFD} = 2.94$  м<sup>3</sup>/год). За результатами моделювання вхідний тиск становить  $P_{вх.CFD} = 0.35$  МПа. Також визначали коефіцієнт локалізації парової фази  $k_{лок} = V_{max.CFD}/V_{ср.CFD}$  [86]. Цей коефіцієнт кількісно відображає нерівномірність розподілу парогазової фази вздовж розглянутої ділянки. Зі зростанням  $k_{лок}$  парова фаза формується на обмеженій ділянці. За змістом цей показник аналогічний до наведеного в роботі [86], який визначає відношення максимального значення локального об'єму до середнього. Доцільність аналізу полягає у встановленні локалізації парової фази в кавітаційних течіях. Подібні дослідження наведено в роботі [25], де досліджували просторово-часову локалізація пари. Узагальнені результати розрахунку цих параметрів для модифікацій удосконаленої конструкції (рис.3.3.9) наведено в таблиці 3.3.7.

Аналіз просторового розподілу елементарних об'ємів парової фази  $V_i(L)$  (рис. 3.3.14) показує, що зміна геометрії вхідного каналу призводить до зміни співвідношення між довжиною ділянки на якій формується парова фаза і її концентрацією вздовж апарата. Для базової конфігурації (ТВ) характерні найменші значення  $V_i$  у порівнянні з модифікованими варіантами (табл. 3.3.7).

Таблиця 3.3.7 - Узагальнені показники за паровою фазою

Конфігурація	$\Sigma V, \text{ м}^3$	$V_{i.\text{max.CFD}}, \text{ м}^3$	$L_{\text{max.CFD}}, \text{ м}$	$V_{\text{cp.CFD}}, \text{ м}^3$	$k_{\text{лок}}$
Базова конфігурація (ТВ)	$2.93 \cdot 10^{-6}$	$2.950 \cdot 10^{-7}$	0.174	$8.64 \cdot 10^{-8}$	3.42
Конфігурація з конусною вставкою	$5.39 \cdot 10^{-6}$	$4.459 \cdot 10^{-7}$	0.189	$1.65 \cdot 10^{-7}$	2.70
Конфігурація зі шнековою вставкою	$4.92 \cdot 10^{-6}$	$7.491 \cdot 10^{-7}$	0.173	$1.21 \cdot 10^{-7}$	6.21

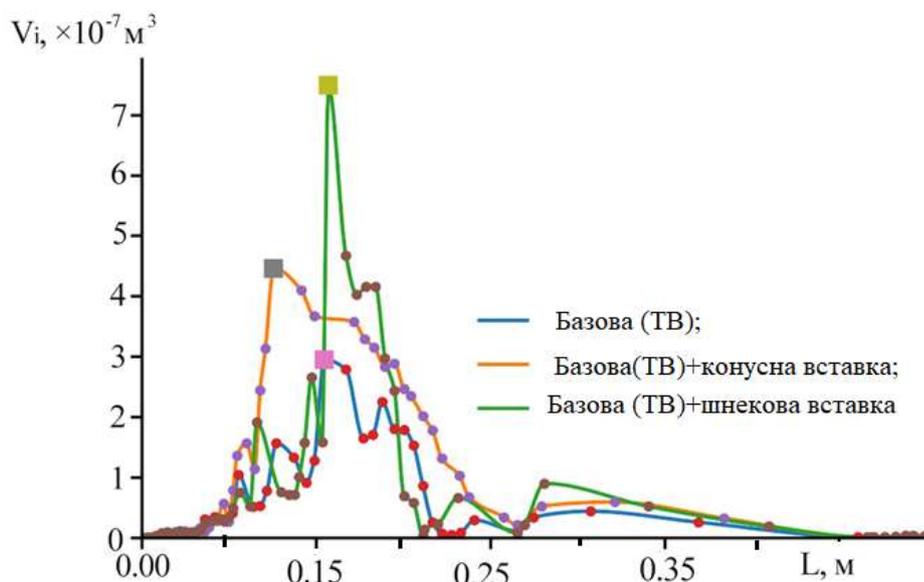


Рисунок 3.3.14 - Розподіл парової фази вздовж апарата

Застосування конусної вставки (ТВ+конус) змінює характер кривої  $V_i$ . Спостерігається формування парової фази вздовж горловини і дифузора (рис. 3.3.14). Причому сумарний об'єм парової фази є найбільшим у порівнянні з іншими конфігураціями (табл. 3.3.7; рис. 3.3.15). Це є важливим, оскільки інтегральний показник визначається не стільки кавітаційним параметром у одній точці, скільки сумарним ефектом уздовж ділянки інтегрування. Тобто інтегральний показник

зростає тому, що ділянка зниженого тиску є довшою. Отже, умови для формування парогазової фази підтримуються на більшій довжині.

Для конфігурації зі шнековою вставкою спостерігається інший характер розподілу парової фази вздовж апарата. Спостерігається (рис. 3.3.15) формування ділянки підвищеної концентрації парової фази на коротшій ділянці але значення максимальних концентрацій для цієї конфігурації найвищі (табл. 3.3.6; рис. 3.3.16).

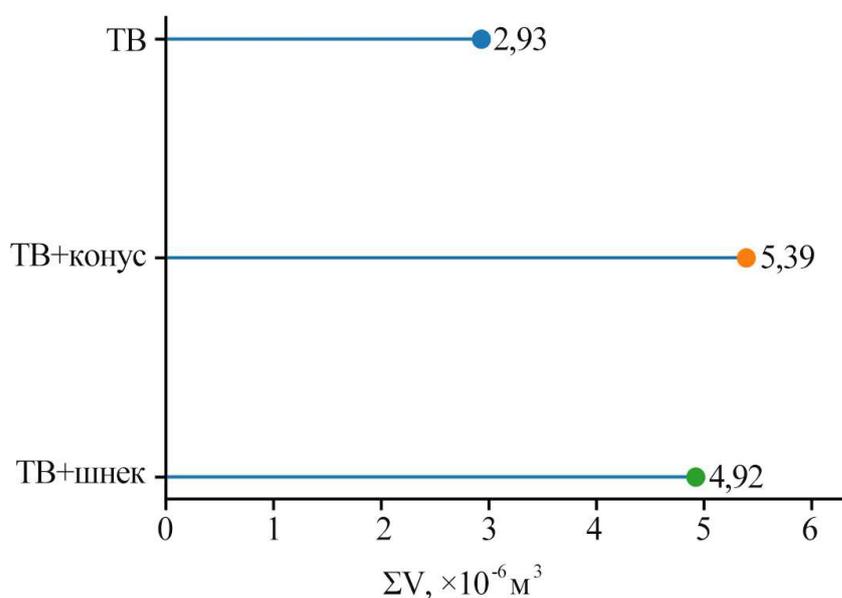


Рисунок 3.3.15 - Сумарний об'єм парогазової фази  $\Sigma V_{CFD}$

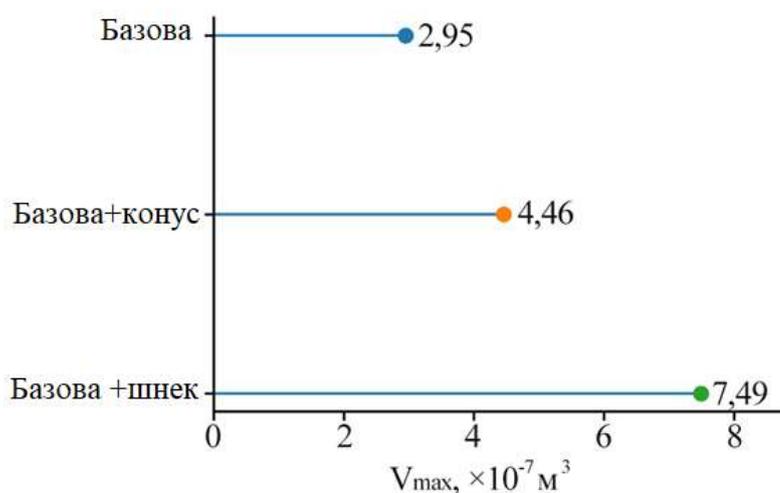


Рисунок 3.3.16 - Максимальний елементарний об'єм парогазової фази

$$V_{\max.CFD}$$

З наведених даних видно, що коефіцієнт локалізації (рис. 3.3.17), який кількісно характеризує співвідношення між максимальною концентрацією пари та її усередненим значенням на досліджуваній ділянці, для цього варіанта є вищим.

Це означає, що значна частка сумарного об'єму пари формується локально, в обмеженій ділянці, тоді як протяжність двофазної ділянки є меншою порівняно з двома іншими модифікаціями.

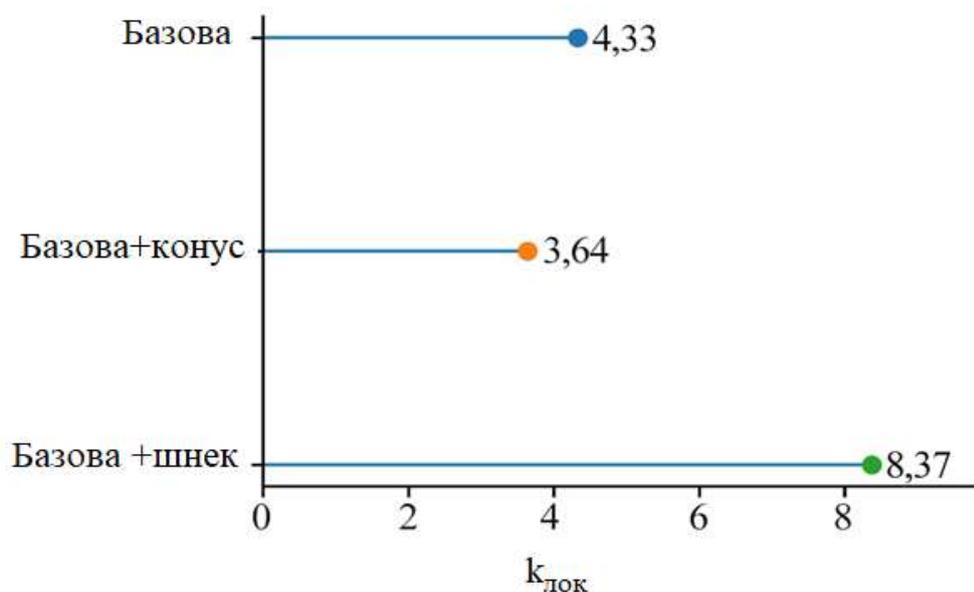


Рисунок 3.3.17 - Коефіцієнт локалізованості  $k_{\text{лок}} = V_{\text{max.CFD}}/V_{\text{cp.CFD}}$ .

З гідродинамічної точки зору це можна пояснити тим, що шнекова вставка закручує течію та формує вторинні потоки. Зростає частота і коливання локальних швидкостей й тисків. У результаті в окремій ділянці каналу виникають умови для зниження локального статичного тиску, що сприяє зародженню та розвитку кавітації. Отже, якщо критерієм ефективності вважати сумарний об'єм, то найбільш результативною є модифікація з конусною вставкою (рис. 3.3.15), оскільки вона забезпечує найбільший сумарний об'єм парової фази в апараті та більшу протяжність кавітаційної ділянки (рис. 3.3.14). Якщо ж пріоритетом є локальна інтенсивність кавітаційного впливу, то доцільніше застосовувати

шнекову вставку, оскільки для цього варіанта максимальний об'єм пари і коефіцієнт локалізованості є найбільшими (рис. 3.3.16-3.3.17). Базова конфігурація має найменші значення як інтегрального, так і максимального показників (табл. 3.3.6).

### **3.4 Валідація результатів чисельного моделювання**

Перевірка відтворюваності моделі гідродинаміці потоку у кавітаційному апараті була проведена з фокусом на два аспекти. По-перше, вимірювали вхідний  $p_{вх}$  і вихідний тиски  $p_{вих}$ . Ці величини характеризують енергетичні витрати на обробку і є основою для подальшого аналізу енергоефективності досліджуваних конструкцій. По-друге, проводили візуальні дослідження двофазності, які фіксували фотозйомкою. Візуальні спостереження дозволили оцінити локалізацію, протяжність та інтенсивність прояву двофазної області.

Порівняння фотографій з результатами моделювання дало можливість перевірити, чи коректно модель відтворює ділянки зниженого тиску, в яких виникає кавітація, та чи достатньо точно вона визначає гідродинаміку течії. Зіставлення тисків виконували у двох контрольних перерізах, що відповідають місцям встановлення манометрів на експериментальному стенді (перед апаратом ( $p_{вх}$ ) та одразу після апарата ( $p_{вих}$ )). Для валідаційних розрахунків вихідний контрольний переріз у моделі приймали таким, що відповідає точці вимірювання  $p_{вих}$ , що забезпечує коректне порівняння розрахункових і експериментальних значень.

#### **3.4.1 Параметри експерименту та умови коректного порівняння з результатами моделювання**

Методика проведення експериментів та конструкція експериментального стенду детально описані в Розділі 2. Експериментальна установка дозволяє вимірювати вхідний тиск  $p_{вх}$ , вихідний тиск  $p_{вих}$  та витрату  $Q$ , а також здійснювати візуальне спостереження та фотофіксацію картини течії через прозору ділянку апарата.

Для кількісної оцінки узгодженості результатів моделювання та експерименту обчислено відносні похибки для перепаду тиску:

$$\varepsilon_{\Delta p} = \frac{|\Delta p_{\text{експ}} - \Delta p_{\text{CFD}}|}{\Delta p_{\text{експ}}} \cdot 100\%, \quad \varepsilon_{p_{\text{вих}}} = \frac{|p_{\text{вих,експ}} - p_{\text{вих,CFD}}|}{p_{\text{вих,експ}}} \cdot 100\%. \quad (3.4.1.)$$

де  $\varepsilon_{\Delta p}$  - відносна похибка визначення перепаду тиску на апараті, %;  $\varepsilon_{p_{\text{вих}}}$  - відносна похибка визначення вихідного тиску, %;  $\Delta p_{\text{експ}} = p_{\text{вх,експ}} - p_{\text{вих,експ}}$  - перепад тиску на апараті за експериментальними даними, Па;  $\Delta p_{\text{CFD}} = p_{\text{вх,CFD}} - p_{\text{вих,CFD}}$  - перепад тиску на апараті за результатами моделювання, Па;  $p_{\text{вх,експ}}$  - тиск у контрольному перерізі перед апаратом за показами манометра, Па;  $p_{\text{вих,експ}}$  - тиск у контрольному перерізі одразу після апарата за показами манометра, Па;  $p_{\text{вх,CFD}}$  - тиски у відповідних контрольних перерізах, визначені за даними моделювання як середні по площі перерізу.

### 3.4.2 Порівняння результатів моделювання та експерименту в різних режимах

Для апарата з діаметром горловини  $d_g = 5 \text{ мм}$  було експериментально досліджено три режими з різними вхідними тисками  $p_{\text{вх}1} = 0.3 \text{ МПа}$ ,  $p_{\text{вх}2} = 0.4 \text{ МПа}$  та  $p_{\text{вх}3} = 0.55 \text{ МПа}$ . Ці режими характеризуються різною інтенсивністю кавітації (від помірної при нижчому тиску до більш розвиненої при вищих тисках). Результати чисельного моделювання для цих режимів представлені на рис. 3.2.3 у розділі 3, де наведено розподіл статичного тиску вздовж осі апарата.

Експериментальні значення гідродинамічних параметрів для першої серії експериментів становили: вхідний тиск  $p_{\text{вх}} = 0.3 \text{ МПа}$ , вихідний -  $p_{\text{вих}} = 0.19 \text{ МПа}$ , витрата  $Q = 0.41 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  (перепад тиску становить  $\Delta p_{\text{експ}} = 0.11 \text{ МПа}$ ). За результатами чисельного моделювання при такій витраті отримано вихідний тиск  $p_{\text{вих,CFD}} = 0.186 \text{ МПа}$ ,  $p_{\text{вх,CFD}} = 0.27 \text{ МПа}$  (як видно з рисунку 3.2.3), перепад тиску  $\Delta p_{\text{CFD}} = 0.084 \text{ МПа}$ . Отже для цього режиму спостерігається певна розбіжність між експериментальними та чисельними даними. Другий режим ( $p_{\text{вх}} = 0.4 \text{ МПа}$ ,  $p_{\text{вих}} = 0.30 \text{ МПа}$ ,  $Q = 0.53 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ) характеризується більш інтенсивною течією та

розвиненішою кавітацією. Перепад тиску за експериментальними даними для цього режиму становить  $\Delta p_{\text{експ}}=0.10$  МПа. Третій режим ( $p_{\text{вх}}=0.55$  МПа,  $p_{\text{вих}}=0.39$  МПа,  $Q=0.62 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ) є найбільш інтенсивним з досліджених для базової конфігурації трубки Вентурі з горловиною 5 мм. Експериментальні значення перепаду тиску становить  $\Delta p_{\text{експ}}=0.16$  МПа. Цей режим характеризується найбільш розвиненою кавітацією, що підтверджується як експериментальними фотографіями (рис. 3.4.1), так і результатами моделювання об'ємної концентрації парової фази та протяжністю ділянки пониженого тиску.

Для апарата з більшим діаметром горловини ( $d_g=7$  мм) також проведено випробування в трьох режимах (1-  $p_{\text{вх}}=0.3$  МПа,  $p_{\text{вих}}=0.22$  МПа,  $Q=0.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ; 2 -  $p_{\text{вх}}=0.39$  МПа,  $p_{\text{вих}}=0.3$  МПа,  $Q=0.8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  та 3-  $p_{\text{вх}}=0.4$  МПа,  $p_{\text{вих}}=0.3$  МПа,  $Q=0.9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ). Експериментальні дані показують, що перепади тиску для цих режимів становлять:  $\Delta p_{\text{експ.1}}=0.08$  МПа,  $\Delta p_{\text{експ.2}}=0.09$  МПа та  $\Delta p_{\text{експ.3}}=0.1$  МПа. Як і очікувалося, апарат з більшим діаметром горловини демонструє менші втрати тиску при аналогічних вхідних параметрах. Результати чисельного моделювання підтверджує цю закономірність (див. додатки). На основі спільного аналізу експериментальних фотографій двофазної ділянки та результатів чисельного моделювання гідродинамічних та кавітаційних параметрів потоку виконано оцінку впливу діаметра горловини та вставок на умови ініціації та розвиток кавітації. В розділі 3.2.1, було зазначено, що мінімальне число кавітації для апарата базової конфігурації з  $d_g=7$  мм при типових режимах роботи залишається більшим або близьким до одиниці, що не забезпечує розвитку стійкої кавітації. Це підтверджується експериментальними фотографіями (рисунок 3.4.2), де двофазна ділянка практично відсутня або виражена дуже слабо порівняно з апаратом який має горловину діаметром 5 мм (рис.3.4.1).

### 3.4.3 Порівняння CFD та експерименту для модифікованих конфігурацій

Дослідження для модифікованих конструкцій проводили для режиму з вхідним тиском  $p_{\text{вх}}=0.35-0.37$  МПа та витратою  $Q=1.98$  м<sup>3</sup>/год ( $d_{\text{г}}=5$ мм). Для модифікації з  $d_{\text{г}}=7$ мм  $Q=2.94$ м<sup>3</sup>/год (співмірне число Рейнольдса). Розглянемо спочатку результати для апарата з діаметром горловини  $d=5$  мм, з найбільш інтенсивним режимом з точки зору розвитку кавітації через високі швидкості течії в горловині. Для апарата з конусною вставкою експериментально виміряний вихідний тиск становив  $p_{\text{вих.}}=0.01$  МПа. Враховуючи вхідний тиск  $p_{\text{вх}}=0.36$  МПа, експериментальний перепад тиску складає  $\Delta p_{\text{експ}}=0.36-0.01=0.35$ МПа. За результатами чисельного моделювання для тих самих граничних умов (задана витрата  $Q=1.98$  м<sup>3</sup>/год) отримано вхідний тиск  $p_{\text{вх.CFD}}=0.3479$  МПа та вихідний тиск  $p_{\text{вих.CFD}}=0.015$  МПа, що дає теоретичний перепад тиску  $\Delta p_{\text{CFD}}=0.333$  МПа. Відносна розбіжність між експериментальним і чисельним значеннями перепаду тиску становить:

$$\varepsilon_{\Delta p} = \frac{|0.35-0.333|}{0.35} 100\% = 5.7\%. \quad (3.4.2)$$

Похибка знаходиться в межах допустимих значень та вказує на те, що модель коректно враховує всі основні механізми втрат енергії, зокрема, тертя об стінки, вихроутворення за вставкою, зміну поперечного перерізу.

Для апарата зі шнековою вставкою, яка характеризується більшою складністю геометрії та інтенсивнішим вихроутворенням, експериментально виміряні тиски становили  $p_{\text{вх.експ}}=0.35$ МПа та  $p_{\text{вих.експ}}=0.05$ МПа. Отже, експериментальний перепад тиску становить  $\Delta p_{\text{експ}}=0.31$  МПа. За результатами моделювання отримано  $p_{\text{вх.CFD}}=0.348$  МПа при заданому  $p_{\text{вих.CFD}}=0.009$ МПа та розраховано  $\Delta p_{\text{CFD}}=0.339$  МПа. Відносна розбіжність становить:

$$\varepsilon_{\Delta p} = \frac{|0.3-0.339|}{0.3} 100\% = 13\%. \quad (3.4.3)$$

Для апарата з  $d_{\text{г}}=7$  мм, з конусною вставкою  $p_{\text{вх.експ}}=0.35$ МПа і  $p_{\text{вих.експ}}=0.05$ МПа, а за результатами чисельного моделювання отримано  $p_{\text{вх.експ}}=0.32017$  МПа і  $p_{\text{вих.CFD}}=0.04899$ МПа. Розрахуємо похибку:

$$\varepsilon_{p_{\text{вих}}} = \frac{|0.32-0.27|}{0.32} \cdot 100\% = 15,6\%. \quad (3.4.4)$$

Для шнекової вставки експериментальне значення вихідного тиску становило  $p_{\text{вих.експ}}=0,05$  МПа, а вхідного  $p_{\text{вх.експ}}=0.35$  МПа за результатами чисельного моделювання  $p_{\text{вих.CFD}}=0,044882$  МПа. Відносна розбіжність:

$$\varepsilon_{p_{\text{вих}}} = \frac{|0.3-0.28|}{0.3} \cdot 100\% = 6.6\%. \quad (3.4.5)$$

Отже модель адекватно описує загальну гідродинаміку апарата навіть у конфігурації зі складною шнековою геометрією. Загалом результати валідації моделі для модифікованих конфігурацій показують, що з похибка не перевищує 25%. Це засвідчує про вірний вибір моделі, рівень розрахункової сітки та коректну постановку граничних умов.

#### 3.4.4 Візуальні спостереження двофазної ділянки

Для аналізу фізичної картини потоку в апараті, виконану для різних конфігурацій і режимів роботи через прозору ділянку апарату виконували фотографуванні і відеозйомку. Досліджували локалізацію видимої двофазної ділянки відносно горловини та дифузора, її протяжність, інтенсивність прояву двофазності (оптична щільність, концентрація бульбашок). Це дозволило оцінити, наскільки коректно модель передбачає вплив геометричних та режимних параметрів на характер двофазної течії. На рис. 3.4.1 представлено фото картини течії для базової конструкції апарата з  $d_r=5$  мм у трьох різних режимах.

З фотографій видно, що для всіх трьох режимів двофазна ділянка (видима як молочно-біла ділянка з бульбашками пари) локалізується переважно в зоні горловини та на початку дифузора. Це повністю узгоджується з результатами чисельного моделювання, які показують (рисунок 3.2.3), що саме в цих ділянках формується мінімальний статичний тиск, який при певних режимах опускається нижче тиску насиченої пари, спричиняючи кавітацію. Таким чином, модель правильно передбачає локалізацію ділянки, де виникають умови для утворення парової фази. Зі зростанням вхідного тиску та витрати спостерігається збільшення інтенсивності та протяжності двофазної ділянки. У разі найменшої витрати (режим

1) кавітаційна ділянка має обмежену протяжність. В умовах другого режиму двофазна ділянка більше виражена та подовжена. За найбільшої витрати (режим 3) спостерігається найбільш інтенсивна кавітація, що проявляється у збільшенні оптичної щільності та протяжності ділянки вздовж осі апарата.



а)



б)



в)

Рисунок 3.4.1. Фото двофазної ділянки в апараті без вставок з горловиною  $d=5$  мм:

- а) - режим 1 -  $p_{вх}=0.3$  МПа,  $p_{вих}=0.19$  МПа,  $Q=0.41 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с;
- б) - режим 2-  $p_{вх}=0.4$  МПа,  $p_{вих}=0.30$  МПа,  $Q=0.53 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с;
- в) - режим 3-  $p_{вх}=0.55$  МПа,  $p_{вих}=0.39$  МПа,  $Q=0.62 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с.

Ця закономірність повністю узгоджується з результатами моделювання, наведеними в п. 3.2.2 (рисунки 3.2.7, 3.2.9), які показують, що зі збільшенням витрати мінімум тиску в горловині стає глибшим, а ділянка зниженого тиску помітно подовжується у напрямку дифузора приблизно на 30%. Для апарата з

горловиною  $d=7$  мм базова конфігурація виявляє суттєво слабший прояв двофазності. На рисунку 3.4.2 наведено фото для цього апарата в трьох режимах роботи.

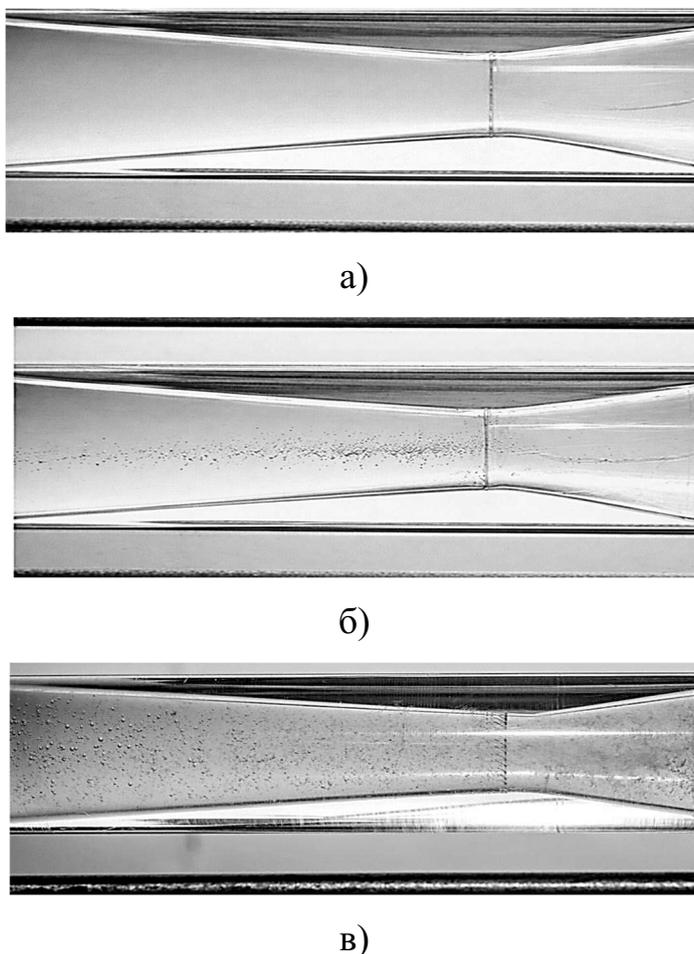


Рисунок 3.4.2. Фото картини течії в апараті без вставок з горловиною  $d = 7$

мм: а) - режим 1 -  $p_{\text{вх}}=0.3$  МПа,  $p_{\text{вих}}=0.22$  МПа,  $Q=0.7 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с;

б) - режим 2 -  $p_{\text{вх}}=0.39$  МПа,  $p_{\text{вих}}=0.3$  МПа,  $Q=0.8 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с;

в) - режим 3 -  $p_{\text{вх}}=0.4$  МПа,  $p_{\text{вих}}=0.3$  МПа,  $Q=0.9 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с

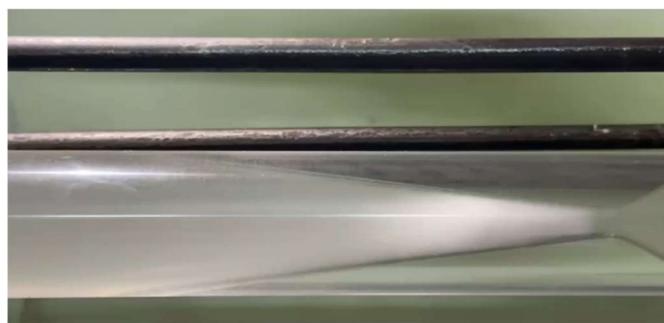
У всіх трьох режимах двофазна ділянка практично відсутня або спостерігається лише окремі парові включення, що свідчить про докавітаційний або початковий кавітаційний характер течії. Це узгоджується з CFD-результатами, які показують, що мінімальний тиск у горловині ( $d_{\text{г}}=7$  мм) не опускається нижче тиску насиченої пари, а локальне число кавітації залишається більшим або близьким до одиниці. Таким чином, візуальні спостереження підтверджують

висновок моделювання про те, що така базова конструкція не забезпечує розвитку стійкої кавітації.

Особливо інформативним є порівняння фотографій для модифікованих конструкцій з конусною та шнековою вставками при режимі  $p_{вх}=0.35$  МПа,  $Q=2.94$  м<sup>3</sup>/год. На рис. 3.4.3 представлені фото для всіх досліджуваних конфігурацій.

Для апарата з горловиною  $d_r=5$  мм фотографії демонструють відмінності між конфігураціями з конусною та шнековою вставками. У випадку застосування конусної вставки (рис. 3.4.3а) спостерігається інтенсивна двофазна ділянка, яка має певну протяжність вздовж осі апарата. Парова фаза характеризується високою оптичною щільністю (яскраве білувате помутніння) та чіткою локалізацією в горловині з поширенням на дифузор. За використання шнекової вставки (рис. 3.4.3б), двофазна ділянка довша. Парова фаза спостерігається у горловині, дифузори та вихідній ділянці труби, має більшу оптичну щільність, що вказує на високу концентрацію бульбашок пари. Це узгоджується з CFD-висновками про те, що шнекова вставка забезпечує нижчі локальні значення тиску та більш протяжну ділянку зниженого тиску, завдяки інтенсивнішому вихроутворенню та локальним звуженням у гвинтових канавках. Таким чином, візуальні спостереження підтверджують, що шнекова вставка підсилює та пролонгує кавітаційний процес у порівнянні з конусною вставкою ( $d_r=5$  мм).

Для апарата з горловиною  $d_r=7$  мм вплив вставок також проявляється у формуванні довшої двофазної ділянки, хоча загальна інтенсивність кавітації є нижчою, порівняно до апарату з горловиною 5 мм. Застосування шнекової вставки (рис. 3.4.3, в) забезпечує помірну двофазну ділянку, яка локалізується в горловині та частині дифузора. Для апарата з конусною вставкою (рис. 3.4.3г) двофазність є більш вираженою (помутніння інтенсивніше) і протяжність ділянки дещо довша.



а)



б)



в)

г)

Рисунок 3.4.3. Порівняння картин течії для різних конфігурацій апарата при  $p_{\text{вих}}=0.5$  МПа:

- а) - апарат з конусною вставкою,  $d=5$  мм ( $p_{\text{вих}}=0.01$  МПа);
- б) - апарат з шнековою вставкою,  $d=5$  мм ( $p_{\text{вих}}=0.05$  МПа);
- в) - апарат з конусною вставкою,  $d=7$  мм ( $p_{\text{вих}}=0.05$  МПа);
- г) - апарат з шнековою вставкою,  $d=7$  мм ( $p_{\text{вих}}=0.05$  МПа).

Це узгоджується з CFD-результатами, які засвідчують, що для апарата з горловиною 7 мм вставки створюють додаткові локальні втрати та ділянки

зниженого тиску, що дозволяє ініціювати кавітацію навіть у апараті, який у базовій конфігурації працює без кавітації.

### 3.4.5 Висновки до розділу 3.

Розроблено тривимірні геометричні моделі розроблених модифікацій кавітаційного апарата в середовищі SolidWorks, що відтворюють реальну геометрію внутрішнього каналу, та реалізовано чисельну постановку задачі внутрішньої течії у SolidWorks Flow Simulation з урахуванням моделі турбулентності (k-ε) однорідної рівноважної моделі (НЕМ). Досліджуваний діапазон витрат становив  $Q_{CFD} = 1.2-4.2 \text{ м}^3/\text{год}$ .

Встановлено залежність порогової витрати  $Q_{пор}$ , за якої ініціюється кавітаційний режим, від діаметра горловини для досліджуваних модифікацій апарата. Досліджено закономірності зміни статичного тиску, швидкості та чисел кавітації вздовж апарата для базових і модифікованих конфігурацій.

За результатами CFD моделювання було проаналізовано особливості розподілу об'ємної частки парової фази в апараті та розраховані об'єми  $V_{п}$ . Було встановлено, що для базової геометрії з  $d_r = 5 \text{ мм}$  об'єм парової фази найбільший, а для геометрії з  $d_r = 8 \text{ мм}$  парова фаза відсутня. Отже зі збільшенням діаметра горловини інтенсивність кавітації зменшується від розвиненої (апарати з  $d_r=5-6 \text{ мм}$ ) до зародкової ( $d_r=7 \text{ мм}$ ).

Встановлено, що внутрішні вставки у апаратах суттєво збільшують протяжність ділянок пониженого статичного тиску вздовж осі апарата, що створює сприятливі умови для формування двофазної кавітаційної течії. Зокрема, для конфігурацій з  $d_r=5 \text{ мм}$  довжина ділянки з помірним розрідженням ( $p < 30 \text{ кПа}$ ) зростає з  $L=0,005 \text{ м}$  до  $L=0,206 \text{ м}$  за встановлення конусної або шнекової вставки. Протяжність ділянки з тисками  $p < 10 \text{ кПа}$  збільшується з  $L=0,003 \text{ м}$  (базова геометрія) до  $L=0,062 \text{ м}$  за встановлення конусної вставки і до  $L=0,066 \text{ м}$  за

встановлення шнекової вставки. Аналогічні результати отримано для конфігурації апарата з  $d_r = 7$  мм. Різниця була лише в тому що для такої геометрії протяжність ділянки з низьким тиском була довшою для моделі з конусною вставкою.

Порівняння результатів експерименту та чисельного моделювання розподілу гідродинамічних параметрів ( $P(x)$  і  $v(x)$ ) для розроблених модифікацій кавітаційного апарата показало що відносні похибки становили не більше 5.7% для геометрії з конусною вставкою та не більше 13% для моделі з шнековою вставкою ( $d_r = 5$  мм). Для конфігурацій з  $d_r = 7$  мм похибка не перевищувала 7-15.6%. Це підтверджує коректний вибір моделі, постановку чисельної задачі та коректність моделі відтворювати основні механізми гідравлічних втрат.

На основі проведених візуальних досліджень щодо впливу геометрії апарата (діаметр горловини, тип вставки) та гідродинамічних параметрів на інтенсивність кавітації, було встановлено, що для конфігурацій з  $d_r = 5$  мм двофазна ділянка стабільно локалізується в зоні горловини та у дифузорі, що прямо відповідає CFD-картині (мінімум статичного тиску в цих зонах). Фотозйомка також підтвердила, що зі зростанням витрати течії відбувається подовження ділянки зниженого тиску в напрямку дифузора і становить 30%. Було показано, що базова конфігурація з  $d_r = 7$  мм демонструє початково-кавітаційний характер течії. Двофазність майже відсутня, а мінімальний тиск у горловині не опускається нижче тиску насиченої пари (за результатами CFD локальне число кавітації залишається більшим за 1), тобто кавітація не формується. Для такої геометрії застосування вставок забезпечує створення ділянок зниженого тиску, що дає змогу ініціювати кавітацію навіть у випадку, коли базова конструкція працює без неї. Встановлено, що для конфігурації з  $d_r = 5$  мм шнекова вставка візуально пролонгує двофазну ділянку та підсилює кавітацію більше ніж це спостерігається за умови використання конусної вставки. Ці закономірності узгоджуються з CFD-результатами.

Основні наукові результати опубліковані у працях [82, 83, 108, 109, 110, 111, 112 ]

## РОЗДІЛ 4

### АНАЛІЗ-ПОРІВНЯННЯ УДОСКОНАЛЕНИХ КОНФІГУРАЦІЙ КАВІТАЦІЙНИХ АПАРАТІВ ЗА ЕНЕРГЕТИЧНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИМ ВПЛИВОМ НА РОБОЧІ СЕРЕДОВИЩА

#### 4.1. Порівняльна оцінка конструкцій за енергетичними та кавітаційними характеристиками

У розділі 3 наведено результати чисельного моделювання гідродинаміки кавітаційних апаратів різних конфігурацій та встановлено закономірності розподілу статичного тиску, швидкості й числа кавітації, а також протяжність ділянки формування двофазної структури. Однак для практичного вибору конфігурації чи адекватного порівняння цих характеристик недостатньо, оскільки вони не відображають енергетичні витрати на кавітаційні ефекти. Порівняння досліджуваних конфігурацій доцільно проводити за питомими енерговитратами [126]:

$$e = \frac{N_r}{Q} = \Delta p, \quad (4.1.1)$$

де  $N_r$  - потужність необхідна на подолання перепаду тиску в апараті;  $Q$  - витрата.

тобто питомі енерговитрати чисельно дорівнюють перепаду тиску.

Також розраховували середню об'ємну частку пари в активній ділянці [62]:

$$\bar{\alpha} = \left( \frac{1}{V_{\text{роб}}} \right) \int_{V_{\text{роб}}} \alpha(x) dV \quad (4.1.2)$$

Для порівняння конструкцій введено коефіцієнт питомої кавітаційної ефективності, що враховує і двофазність, і енерговитрати [107]:

$$\eta^* = \frac{\bar{\alpha}}{e} = \frac{V_{\text{пр}}}{\Delta p V_{\text{роб}}}. \quad (4.1.3)$$

Показник  $\eta^*$  характеризує енергоефективність формування двофазної структури. За сталих режимних умов більші значення  $\eta^*$  означають більшу середню частку парової фази  $\bar{\alpha}$  за однакового перепаду тиску. У таблиці 4.1.1 наведено розраховані коефіцієнти  $\eta^*$  для досліджуваних модифікацій апарата з  $d_r=5\text{мм}$ .

Таблиця 4.1.1 - Кавітаційні та енергетичні характеристики кавітаційних апаратів

Базова конфігурація апарата	$V_{п.CFD}, \text{м}^3$	$\Delta p_{CFD}, \text{Па}$	$\bar{\alpha},$	$\eta^*, \text{м}^3/\text{Дж}$
	$1.376 \cdot 10^{-5}$	106700	0.3396	$3.18 \cdot 10^{-6}$
Конфігурація з конусною вставкою	$2.402 \cdot 10^{-5}$	333400	0,5929	$1.78 \cdot 10^{-6}$
Конфігурація зі шнековою вставкою	$3.424 \cdot 10^{-5}$	338000	0.8454	$2.5 \cdot 10^{-6}$

За даними таблиці 4.1.1 конусна вставка забезпечує збільшення об'єму парової фази з 13.76мл до 24.02 мл (у 1.75 рази). Водночас перепад тиску зростає з 106.7кПа до 333.4 кПа (у 3.12 рази). Тобто приріст двофазності супроводжується збільшенням енергетичних витрат. Порівняно з базовою конфігурацією  $\eta^*$  є нижчим. Він становить лише 56% від значення для базової конструкції.

Важливо зазначити, що показник енергоефективності  $\eta^*$ , який характеризує співвідношення між генерованим об'ємом парової фази та витраченою енергією, не враховує тривалість роботи. Наприклад, для досягнення однакового ступеня гомогенізації, диспергування чи активації хімічної реакції у різних конфігураціях апарата необхідний різний час обробки. Тому, конструкція, що генерує у 2,5 рази більший об'єм парової фази, може забезпечити той самий технологічний результат у 2-3 рази швидше, що означає пропорційне скорочення часу роботи обладнання. У такому контексті сумарне споживання енергії на повний цикл обробки може

виявитися нижчим для конфігурацій з вищим перепадом тиску, але й значно вищою інтенсивністю кавітації. Це принципово змінює критерії вибору оптимальної конфігурації. Для повноцінного порівняння ефективності різних конфігурацій необхідні експериментальні дослідження, що стосуються технологічного кавітаційного ефекту. Це може бути швидкість диспергування, ступінь емульгування тощо. Тільки тоді можна об'єктивно оцінити переваги та недоліки кожної конструкції.

Розглянемо конфігурацію зі шнековою вставкою у конфузори. За даними табл. 4.1.1 вона забезпечує найбільший об'єм парової фази (34.24 мл), що у 2.49 рази перевищує значення для базової геометрії. Водночас перепад тиску зростає до 338.0 кПа (у 3.17 рази відносно базової конфігурації) і є наближеним до значення для конфігурації з конусною вставкою. Енергоефективність шнекової конфігурації становить 78% від базової, а конусної 56%. Отже, конфігурація зі шнековою вставкою має вище значення показника енергоефективності і є доцільнішою для подальшого застосування серед розглянутих модифікацій.

Базова конфігурація без будь-яких додаткових вставок демонструє високу питому енергоефективність з показником  $\eta^* = 3.18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{Дж}$ . Це означає, що з точки зору співвідношення між досягнутою інтенсивністю кавітації та енергетичними витратами, базова геометрія апарата виявляється найбільш ефективною. Менший гідравлічний опір пояснюється відсутністю додаткових елементів у потоці за виключенням втрат, пов'язаних зі звуженням у горловині та наступним дифузорним розширенням.

Збільшення діаметра горловини до 7 мм змінює гідродинамічну картину течії. За тієї ж об'ємної витрати швидкість у горловині знижується пропорційно квадрату відношення діаметрів

$$v_7/v_5 = (d_5/d_7)^2 = 0,51. \quad (4.1.4)$$

Це призводить до зростання мінімального тиску в горловині, зменшення градієнтів швидкості та турбулентності, а також послаблення умов для ініціації кавітації (таблиця 4.1.2.). Для аналізу впливу вставок для конфігурації з  $d_r=7$ мм обрано режим з  $Q = 2.94$  м<sup>3</sup>/год ( $P_{вх.CFD} = 0.35$  МПа). Цей режим забезпечує стабільність течії без значних пульсацій та достатній перепад тиску для розвитку кавітації.

Таблиця 4.1.2 - Енергоефективність конфігурації апарата з  $d_r = 7$  мм

Конфігурація	$\Delta p_{CFD}$ , Па	$V_{п.CFD}$ , м <sup>3</sup>	$\bar{\alpha}$	$V_{п}/V_{п}(базова)$	$\eta^*$ , м <sup>3</sup> /Дж
Базова	261816	$2.85 \cdot 10^{-6}$	3,42	1.00	$2.5 \cdot 10^{-7}$
З конусною вставкою	271177	$5.28 \cdot 10^{-6}$	2,70	1.85	$4.48 \cdot 10^{-7}$
Зі шнековою вставкою	281756	$4.82 \cdot 10^{-6}$	6,21	1.69	$3.94 \cdot 10^{-7}$

Для апарата з горловиною 5 мм встановлення вставок зменшує показник  $\eta^*$ , тобто знижує кількість парової фази на одиницю енергетичних витрат. Натомість для горловини 7 мм обидві модифікації підвищують цей показник. Для конфігурації з конусною вставкою  $\eta^*$  зростає у 1.79 рази, а для конфігурації зі шнековою вставкою у 1.57 рази відносно базової геометрії. Це вказує на те, що базова конфігурація з  $d_r=7$  мм для цієї геометрії вставки виконують роль ініціаторів і стабілізаторів кавітаційного режиму.

Конусна конфігурація забезпечує найбільший об'єм парової фази серед досліджених варіантів. Порівняно з базовою геометрією об'єм парової фази зростає майже вдвічі, а показник енергоефективності також помітно підвищується. Важливо, що такий ефект досягається без суттєвого збільшення перепаду тиску, який змінюється лише незначно. Шнекова конфігурація порівняно з базовою забезпечує інтенсивніше формування парової фази та помітне підвищення

енергоефективності кавітаційного впливу. Водночас перепад тиску зростає на 7.6% що є у 2.1 рази більшим, ніж для конфігурації з конусною вставкою. Конфігурація зі шнековою вставкою має найбільший серед досліджених коефіцієнт локалізації парової фази ( $\bar{\alpha}=6.21$ ). Це може підвищувати ефективність обробки, але одночасно збільшує ризик ерозійного зносу в зонах максимального кавітаційного навантаження. Також слід зазначити, що інтенсивне перемішування, яке забезпечує шнекова геометрія, може бути ефективним для масообмінних процесів. Базова конфігурація з  $d_r=7$  мм характеризується мінімальним об'ємом парової фази та найнижчою енергоефективністю, що відповідає пороговому, початковому режиму кавітації. Тому без модифікацій її застосування є обмеженим.

Для базових конфігурацій апарат з горловиною 5 мм має майже на порядок вищу енергоефективність  $\eta^*$ , ніж апарат з горловиною 7 мм. Після встановлення вставок різниця між серіями зменшується приблизно до п'яти разів. Це означає, що раціонально підібрані модифікації здатні частково компенсувати обмеження базової геометрії з більшим діаметром горловини

Слід зазначити, що виконана оцінка енергоефективності конструкцій базуються тільки на інтегральних показниках двофазної області та енерговитратах у проточній частині. Тому ці результати потребують додаткової експериментальної перевірки.

#### **4.2. Порівняльний аналіз ефективності конструкцій кавітаційних апаратів на прикладі гомогенізації молока**

Процес гомогенізації молока як метод оцінки ефективності досліджуваних конфігурацій був обраний на основі аналізу особливостей фізико-хімічної дії кавітації на технологічні середовища. Відомо, що кавітаційні ефекти в більшій мірі базуються на динаміці кавітаційних бульбашок ( парової фази) які циклічно утворюються і колапсують. На етапі колапсу формуються мікроструминки високої енергії , ударні хвилі, градієнти тисків. Отже ефективність подрібнення жирової

фази молока у досліджуваних конфігураціях апарату є адекватним показником інтенсивності впливу кавітаційних ефектів на робоче середовище. Для оцінки і порівняння удосконалених конфігурацій було проведено серію досліджень по обробці молока у кавітаційному апараті. Методологія досліджень, методики аналізу, обладнання та програмне забезпечення наведено в розділі 2.

На рис.4.2.1. зображено фото зразка необробленого молока. На мікрофотографії (100×) візуалізується дисперсна структура молока у вигляді світлих округлих включень (жирові глобули). Поряд із фракцією дрібних частинок присутні поодинокі глобули більших розмірів. Морфологічно більшість об'єктів має близьку до сферичної форму, що узгоджується з емульсійною природою жирової фази.

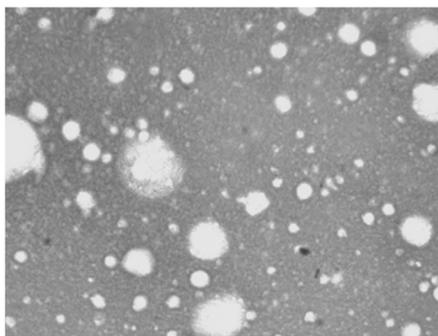


Рисунок 4.2.1 - Нульова проба, негомогенізоване молоко.

Мікрофотографія (100×)

На мікрофотографії (100×) візуалізується дисперсна структура молока у вигляді світлих округлих включень (жирові глобули). Поряд із фракцією дрібних частинок присутні поодинокі глобули більших розмірів. Морфологічно більшість об'єктів має близьку до сферичної форму, що узгоджується з емульсійною природою жирової фази. Наявність крупних глобул при певному вмісті дрібної фракції є типовою ознакою негомогенізованого молока. Кількісний розподіл жирової фази (рис. 4.2.2) свідчить про наявність поодиноких глобул, що перевищують 7 мкм, із максимальним значенням діаметра близько 12.76 мкм, що характерно для негомогенізованого молока [55, 59].

Аналіз сумарних (накопичувальних) кривих розподілу жирових глобул (рис. 4.2.3) показує суттєву різницю між оцінкою за кількістю та за об'ємом. За кількістю переважають дрібні глобули, тоді як у сумарному об'ємі жирової фази домінують крупні фракції. Такий характер розподілу є типовим для негомогенізованого молока. Слід зазначити, що еквівалентний діаметр жирових глобул нульового зразка змінюється в межах 0.391-6.741 мкм, при цьому середній діаметр становить  $\bar{d}=1.529$  мкм, а медіана -  $d_{50}=1.082$  мкм.

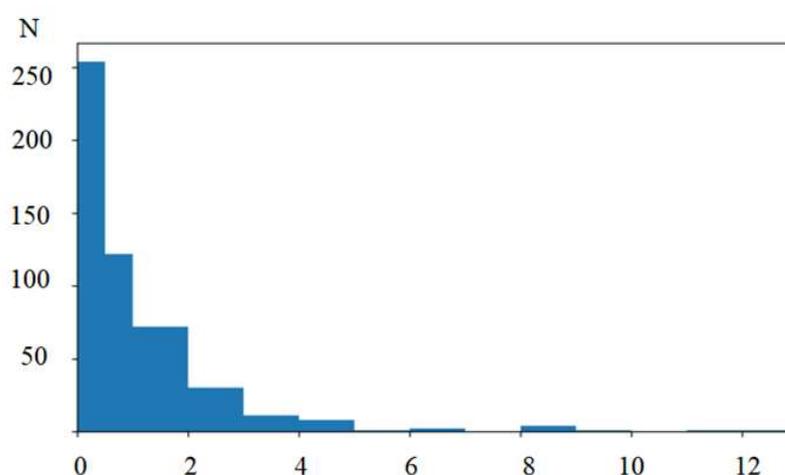


Рисунок 4.2.2 - Кількісний розподіл зразка негомогенізованого молока за еквівалентним діаметром  $d_{eq}$

За результатами розрахунку об'ємної частки встановлено, що найбільший внесок у сумарний об'єм забезпечують глобули розміром 4-5 мкм (27.42%). Значною є частка фракцій 3-4 мкм (24.12%) та 5-6 мкм (18.26%). Для дрібних фракцій об'ємна частка є відносно малою. Глобули з розмірами 0-1 мкм складають 1.19%, 1-2 мкм - 7.29%, 2-3 мкм - 13.84%. Частка фракції 6-7 мкм становить 7.88%.

На відміну від нульової проби, що характеризує жирову фазу негомогенізованого молока, зразок №1, характеризує молоко після обробки у апараті з горловиною  $d_g=7$  мм (без вставок), (рис.4.2.4.). Візуально спостерігаються часткові структурні зміни жирових глобул, зумовлені гідродинамічним впливом

За результатами цифрового аналізу мікрофотографії ідентифіковано  $N=391$  жирову глобулу (об'єкти, що торкаються меж кадру, не враховували).

Еквівалентний діаметр змінюється в межах  $d_{\min}=0.324$  мкм -  $d_{\max}=14.757$  мкм. При цьому середнє значення діаметра глобул становить  $\bar{d}=1.125$  мкм, а медіана  $d_{50}=0.657$  мкм. У розподілі (рис.4.2.5) переважають середні глобули, однак все ще присутні поодинокі укрупнені об'єкти

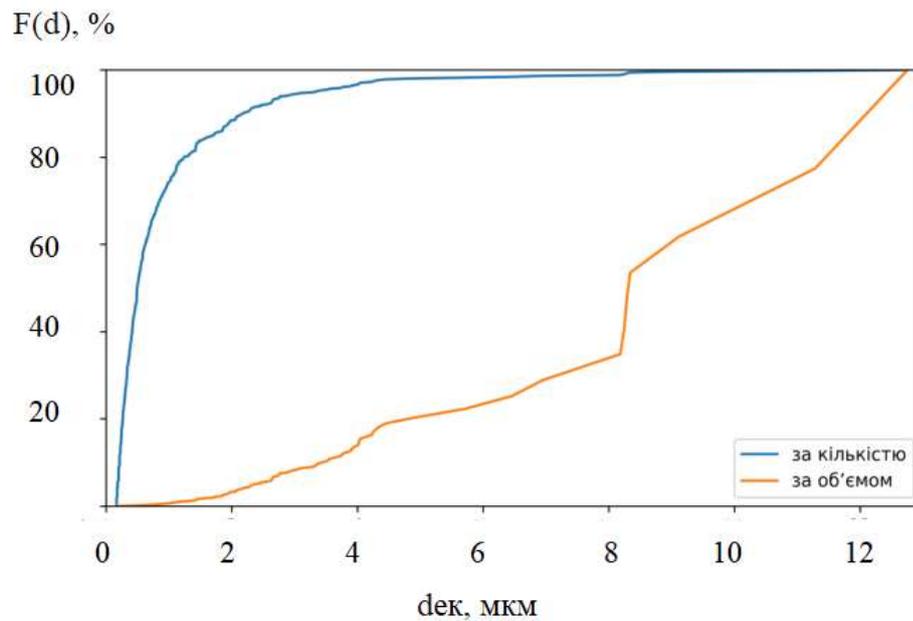


Рисунок 4.2.3- Сумарні криві часток  $F(d)$ , % негомогенізованого молока (нульовий зразок) за кількістю глобул та їх об'ємом

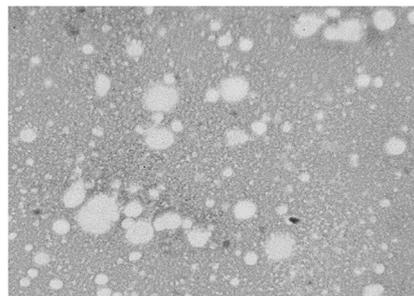


Рисунок 4.2.4 - Мікрофотографія зразка №1 (100 $\times$ ) після цифрової обробки (молоко після обробки у кавітаційному апараті з  $d_r=7$  мм без вставок, час обробки 12хв; вхідний тиск  $P_{вх}=0.5$ МПа )

Зменшення характерних розмірів основної маси глобул порівняно з нульовою пробою засвідчує часткове подрібнення жирової фази під дією кавітаційних ефектів. Водночас присутність глобул великого розміру (до 14.757 мкм) свідчить про недостатній час обробки або часткову агрегацію жиру. Аналіз сумарного розподілу (рис. 4.2.6) показав суттєву різницю між розподілом за кількістю та за об'ємом. За кількістю переважають дрібні глобули. Понад 80% частинок мають розмір менше 2 мкм, а медіанний діаметр становить близько 1 мкм. Проте за об'ємом все ще домінують великі глобули. Понад 70% загального об'єму жиру зосереджено у фракції 4-10 мкм, медіанний діаметр за об'ємом - близько 6 мкм.

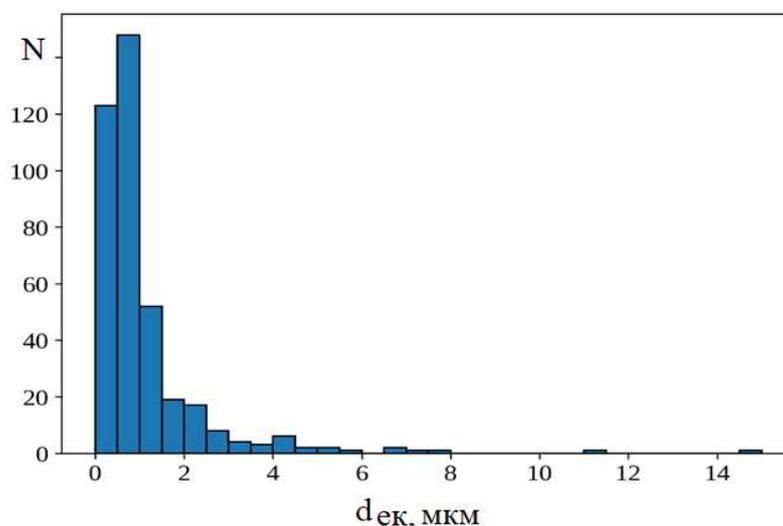


Рисунок 4.2.5 - Кількісний розподіл жирових глобул зразка №1 за еквівалентним діаметром  $d_{ек}$

Така різниця пояснюється тим, що об'єм глобули пропорційний кубу її діаметра, тому навіть невелика кількість великих глобул, які добре помітні на мікрофотографії, вносять основний внесок у загальну жирову масу. Тобто їх сумарний об'єм є більшим. На рис.4.2.7 зображено мікрофотографія зразка №2, що характеризує молоко після обробки у апараті з горловиною 5мм без вставок. За даними рис. 4.2.7 еквівалентний діаметр жирових глобул становить 0.387-14.757 мкм при  $\bar{d}=0.909$  мкм і  $d_{50}=0.850$  мкм ( $N = 785$ ).

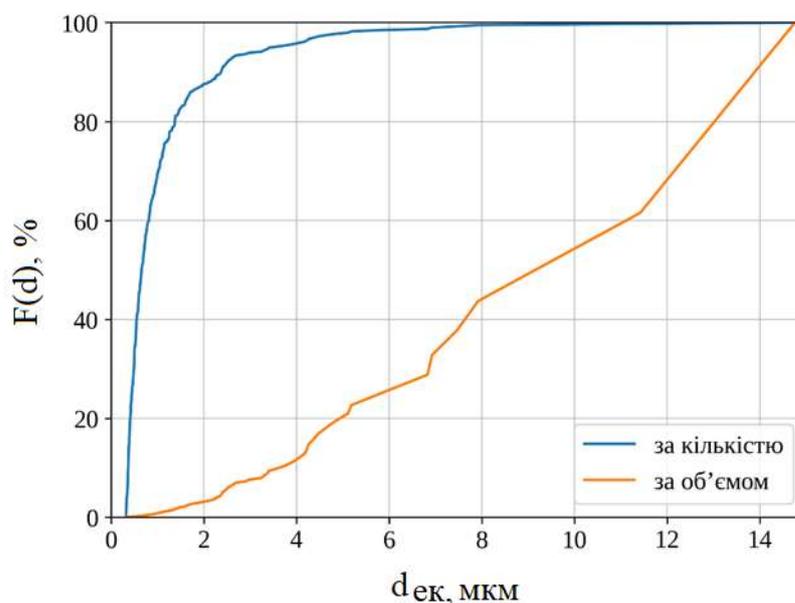


Рисунок 4.2.6 - Зразок №1. Сумарні криві  $F(d)$  за кількістю та за об'ємом (час обробки 7 хв).

На мікрофотографії зразка обробленого молока (зразок №2, рис. 4.2.7) уже видно характерну дрібнодисперсну структуру з дрібними глобулами, що рівномірно розподілені у полі зору. Поряд з ними присутні поодинокі більші глобули, кількість яких значно менша, що є типовим для частково гомогенізованого молока з неповною деструкцією великих глобул або вторинною агрегацією.

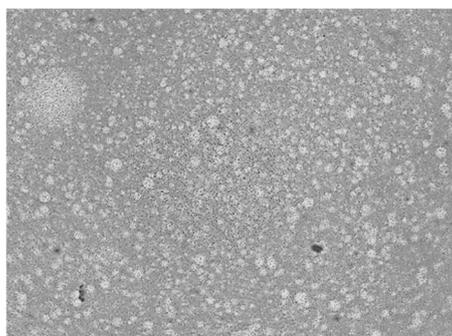


Рисунок 4.2.7 - Мікрофотографія зразка №2 (100×) після цифрової обробки (молоко після обробки у кавітаційному апараті з горловиною 5 мм без вставок, час обробки 7хв; вхідний тиск  $P_{вх}=0.5\text{МПа}$  )

На гістограмі розподілу (рис. 4.2.8) видно, що найбільша кількість жирових глобул зосереджена у діапазоні 0.5-1.5 мкм, де спостерігається максимум. Кількість глобул з розмірами 2-6 мкм менша та наявні поодинокі глобули розміром понад 6 мкм.

Аналіз сумарних кривих розподілу для зразка №2 (рис. 4.2.9) також підтверджує часткову гомогенізацію. Крива розподілу за кількістю (синя лінія) характеризується різким зростанням у діапазоні діаметрів глобул 0-2 мкм, та досягає 80-85% для діаметрів близько 2 мкм. Це свідчить про переважання дрібних глобул. Медіанний діаметр за кількістю становить близько 0.8-1.0 мкм, тобто половина всіх глобул має діаметр менший за цю величину.

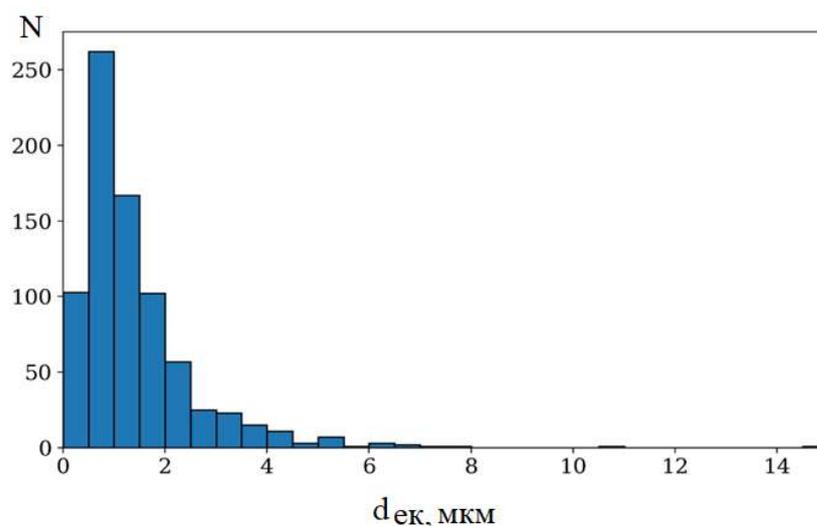


Рисунок 4.2.8 - Зразок №2. Кількісний розподіл за еквівалентним діаметром

Слід зазначити, що крива розподілу за об'ємом (помаранчева лінія) демонструє істотно повільніше зростання, що вказує на більш рівномірний вплив різних фракцій у загальному об'ємі жирової фази. Для діаметра 2 мкм сумарна об'ємна частка становить лише близько 10%, тоді як 50% об'єму відповідає діаметрам 4.5-5 мкм (медіанний діаметр за об'ємом).

Це означає, що хоча дрібні глобули (менше 2 мкм) становлять переважну більшість за кількістю, їхній внесок у загальний об'єм жиру є незначним. Основна маса жиру зосереджена у глобулах розміром 3-8 мкм, які є результатом неповної гомогенізації або вторинної агрегації дрібних глобул. Такий характер розподілу є типовим для частково гомогенізованого молока і узгоджується з даними літератури [55]. Порівняння зразків №1 та №2 виконували з позиції ступеню гомогенізації з врахуванням однорідності структури. Тобто потрібно не тільки подрібнити більшість жирових глобул, а й мінімізувати крупні залишкові частинки. Для зразка №1 фіксували наявність поодиноких глобул дуже великого розміру (до  $d_{\max}=14.757$  мкм), що вказувало на нерівномірність гомогенізації та присутність технологічно небажаних укрупнених об'єктів.

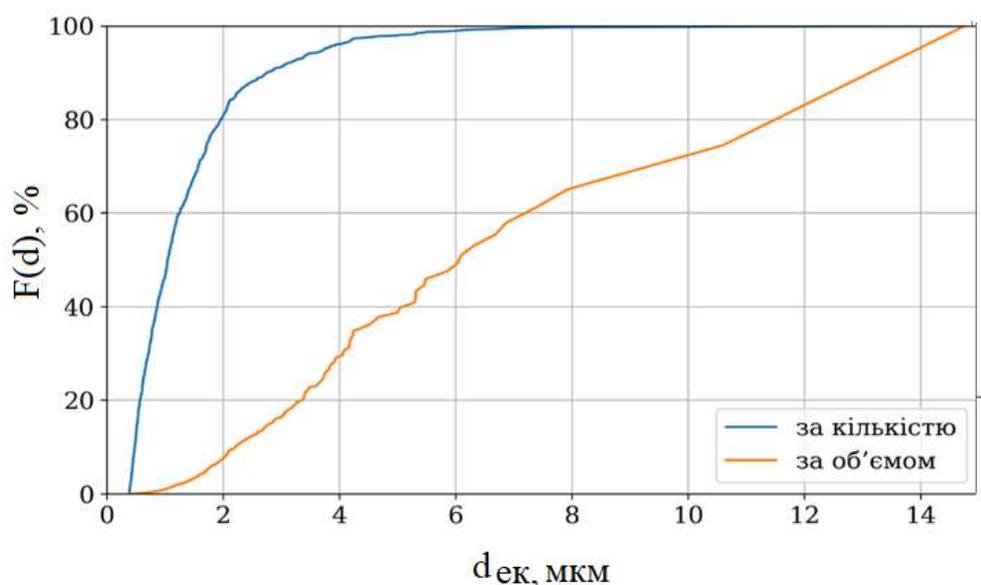


Рисунок 4.2.9 - Зразок №2. Сумарний розподіл за еквівалентним діаметром за кількістю та за об'ємом

Зразок №2 за візуальною картиною та узагальненими статистичними характеристиками демонструє рівномірніший розподіл розмірів і менш виражену присутність крупних глобул. Отже, зразок №2 можна вважати краще гомогенізованим.

На рис.4.2.10 зображено мікрофотографію зразка №3, що характеризує молоко після обробки у апараті з горловиною 7мм з конусною вставкою.

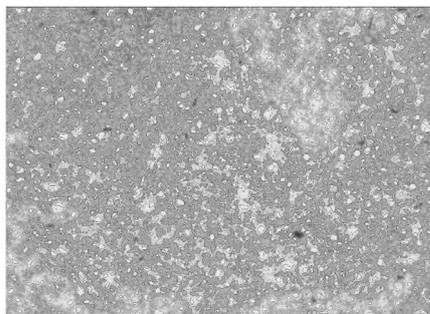


Рис.4.2.10. - Зразок №3. Мікрофотографія (100×) після цифрової обробки (молоко після обробки у кавітаційному апараті з горловиною 7 мм з конусною вставкою, час обробки 12 хв; вхідний тиск  $P_{вх}=0.5\text{МПа}$  )

Мікроскопічний аналіз зразка №3 ілюструє значно більш однорідну структуру жирової фази порівняно із взірцем №1. На мікрофотографії чітко простежується переважання дрібних глобул, які рівномірно заповнюють поле зору, тоді як поодинокі великі включення трапляються лише епізодично.

Цифровий аналіз дозволив ідентифікувати 684 жирові глобули. Розподіл за розмірами (рис.4.2.11) виявився досить широким. Еквівалентний діаметр глобул варіювався від мінімального значення 0,324 мкм до максимального 12,456 мкм. При цьому середній діаметр становив 1,102 мкм, а медіанне значення ( $d_{50}$ ) - 0,753 мкм. Це означає, що половина всіх глобул за кількістю мають розмір менший за цей показник. Важливим параметром є також  $d_{90}$  - діаметр, який не перевищують 90% глобул. Для зразка №3 цей показник становить 2,130 мкм.

Аналіз сумарних кривих розподілу часток  $F(d)$  як за кількістю, так і за об'ємом (рис.4.2.12) показує типову для емульсійних систем закономірність. Хоча за кількістю домінують дрібні глобули, їхня частка у загальному об'ємі жирової фази є недостатньою для гомогенізації. Водночас, слід зазначити присутність

глобул середнього та більшого розміру. Такий характер розподілу свідчить про те, що процес механічного подрібнення жирової фази відбувся частково.

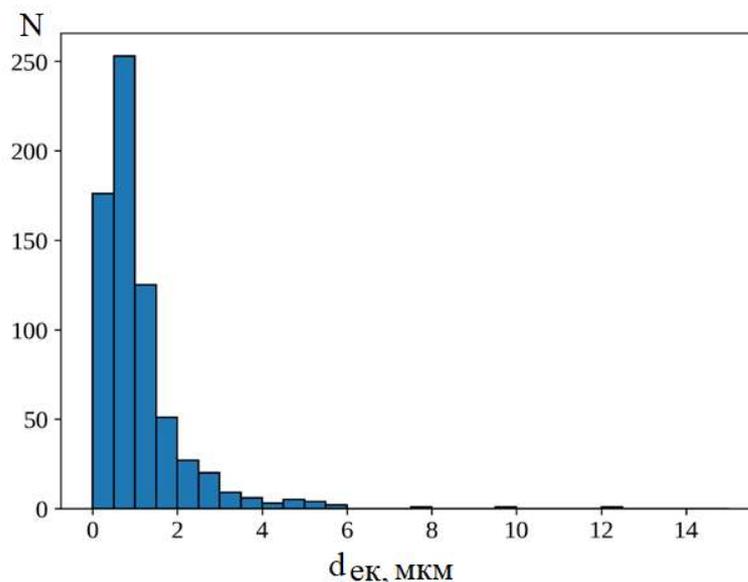


Рисунок 4.2.11-Зразок №3. Кількісний розподіл за еквівалентним діаметром

Для коректного зіставлення обидва зразка аналізували з використанням ідентичного алгоритму обробки зображень та єдиного калібрування оптичної системи. Порівняльний аналіз зразків №1 та №3 виявив кілька принципових відмінностей. По-перше, у зразку №3 виявлено більшу кількість дрібних глобул у полі зору (684 порівняно з 391), що за однакових умов сегментації свідчить про вищий ступінь диспергування жиру. По-друге, значення показника  $d_{90}$  у зразку №3 виявилось нижчим (2,130 мкм порівняно з 2,374 мкм), що вказує на зменшення частки крупнішої фракції. Водночас середні діаметри жирових глобул обох зразків виявилися близькими (1,102 мкм у зразку №3 та 1,125 мкм у зразку №1). Така схожість вказує на співставний загальний рівень подрібнення, однак у зразку №3 частка найбільших глобул є значно меншою.

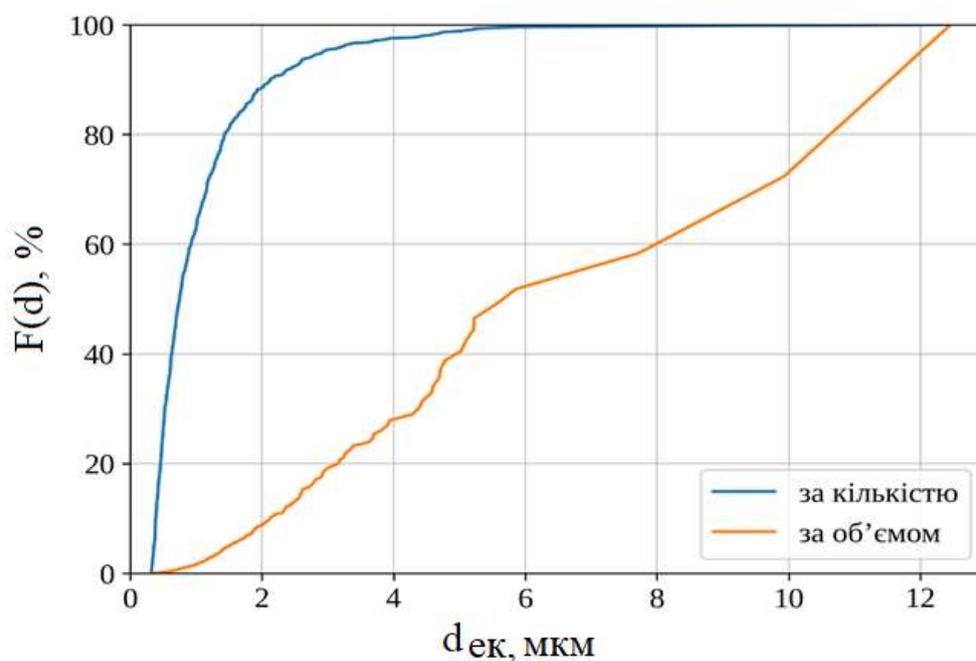


Рис.4.2.12. - Зразок №3. Частка фракцій за еквівалентним діаметром за кількістю та за об'ємом

По-третє, максимальний діаметр глобул у зразку №3 також був меншим (12.456 мкм проти 14.757 мкм у зразку №1), що свідчить про нижчу ймовірність утворення великих жирових глобул або їх агломератів.

Слід зазначити, що медіанний діаметр зразка №3 дещо перевищував аналогічний показник зразка №1 (0.753 мкм проти 0.657 мкм). Це означає, що у зразку №1 половина глобул має розмір менший за 0.657 мкм, тобто присутня більша кількість дуже дрібних частинок. Натомість у зразку №3 медіанне значення діаметра становить 0.753 мкм. Це свідчить про розподіл, зміщений до дещо більших діаметрів глобул. Незважаючи на цю відмінність, ключовою перевагою зразка №3 залишається краща рівномірність за розмірами крупної фракції, що підтверджується нижчими значеннями як показника  $d_{90}$ , так і максимального діаметра глобул.

Результати мікроскопічного аналізу свідчать, що застосування кавітаційного апарату з горловиною 7 мм та конусною вставкою (зразок №3) забезпечує більш

рівномірний дисперсний склад жирової фази молока порівняно з апаратом з горловиною 7 мм без вставок (зразок №1).

Основною перевагою є ефективне зменшення великих жирових глобул, що підтверджується нижчими значеннями показника  $d_{90}$  (2.130 мкм проти 2.374 мкм) та максимального діаметра (12.456 мкм проти 14.757 мкм). Таким чином, конфігурація з конусною вставкою демонструє вищий ступінь гомогенізації. Ймовірно, конусна вставка створює додаткові зони інтенсивної кавітації та турбулентності, які сприяють ефективнішому подрібненню жирових глобул.

Водночас слід зазначити, що жоден з досліджених режимів обробки не забезпечив повної гомогенізації жирової фази. В обох зразках зберігаються поодинокі укрупнені жирові глобули, які можуть бути потенційними центрами коалесценції і дестабілізації емульсії.

На рис 4.2.13. зображено мікрофотографію зразка №4, що характеризує молоко після обробки у апараті з горловиною 5мм з конусною вставкою.

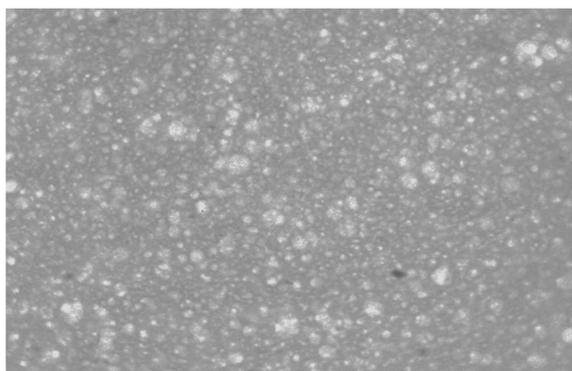


Рисунок. 4.2.13. - Зразок №4. Мікрофотографія (100×) після цифрової обробки (молоко після обробки у кавітаційному апараті з горловиною 5 мм з конусною вставкою, час обробки 7хв; вхідний тиск  $P_{вх}=0.5\text{МПа}$  )

На мікрофотографії зразка молока спостерігається дисперсна система типу емульсія “жир у воді”, у якій жирові глобули представлені у вигляді світлих, переважно округлих частинок, рівномірно розподілених у суцільній фазі.

Більшість жирових глобул має майже сферичну форму з чітко окресленими межами, що свідчить про відсутність значної деформації частинок під час обробки. У полі зору переважають дрібні глобули, тоді як жирові кульки більшого розміру трапляються поодинокі і не формують кластерів.

Візуально фіксується висока щільність дисперсної фази при відсутності виражених агломератів або коалесцентних структур. Ознак злипання жирових глобул, утворення ланцюжків чи флокуляційних агрегатів не виявлено, що свідчить про стабільний емульсійний стан системи. Розподіл глобул у межах кадру є просторово однорідним. Локальних зон із підвищеною концентрацією великих частинок або “порожніх” ділянок без дисперсної фази не видно.

Зразок №4 (Рис.4.2.14.), демонструє одноріднішу структуру жирової фази. Аналіз 780 жирових глобул показав, що їх еквівалентний діаметр варіюється у вузькому діапазоні від 0.387 до 1.818 мкм. Середній діаметр становить 0.880 мкм, а медіанне значення 0.797 мкм вказує на те, що переважна більшість глобул зосереджена у нижній половині діапазону. Особливо показовим є стандартне відхилення 0.376 мкм, що свідчить про високу ступінь однорідності дисперсної системи. Аналіз підтверджує, що дев'яносто відсотків глобул мають діаметр менший за 1.494 мкм, а максимальний не перевищує 1.781 мкм.

Фракційний аналіз за кількістю виявляє, що понад половину всіх глобул (52.05%) становить фракція  $d_{\text{екв}}=0.5-1,0$  мкм. Дрібніші глобули (менше 0.5 мкм) складають 15.9%. Більші фракції представлені меншою мірою. Так, фракція 1,0-1.5 мкм становить 22.05%, а найбільша фракція (1.5-1.82 мкм) - лише 10%. Отже, за кількісним критерієм структура жирової фази характеризується переважанням дрібних і середніх глобул з обмеженим вмістом великих частинок.

Аналіз за об'ємом показує іншу картину. Незважаючи на те, що дрібні глобули домінують за кількістю, їхній внесок у загальний об'єм жирової фази є порівняно невеликим. Найдрібніша фракція (менше 0.5 мкм) формує лише 1.26% об'єму, а фракція 0.5-1.0 мкм становить 20.48%.

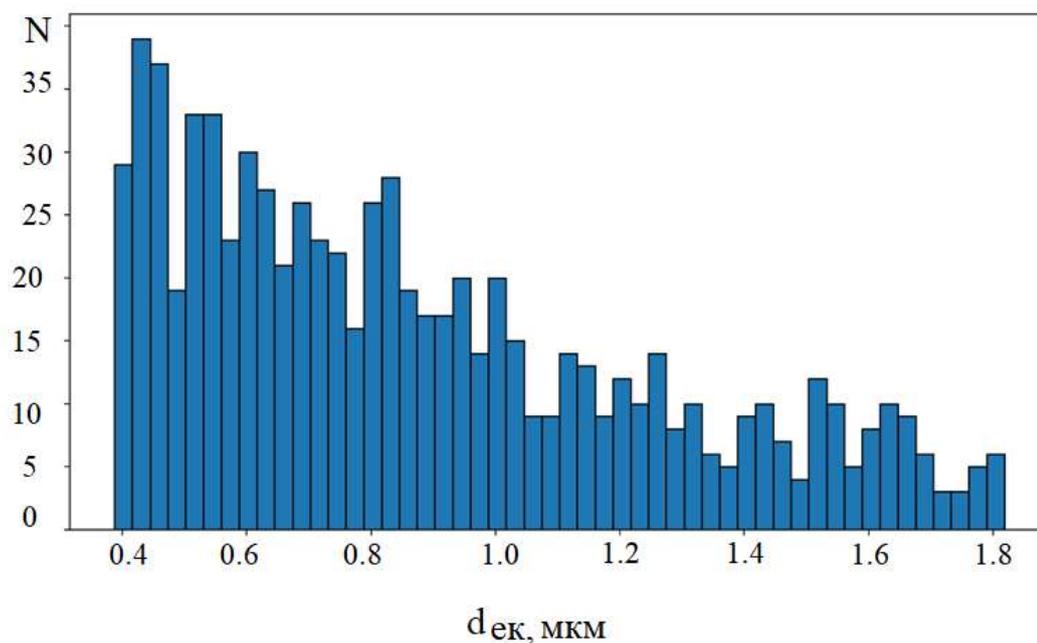


Рисунок 4.2.14-Зразок №4. Кількісний розподіл за еквівалентним діаметром

Основний об'єм жирової фази зосереджений у фракціях 1.0-1,5 мкм (37.94%) та 1,5-1,82 мкм (40.33%). Важливо відзначити, що всі ці фракції знаходяться у діапазоні діаметрів до 1.82 мкм, тобто не перевищують критичного розміру важливого для стабільності емульсії.

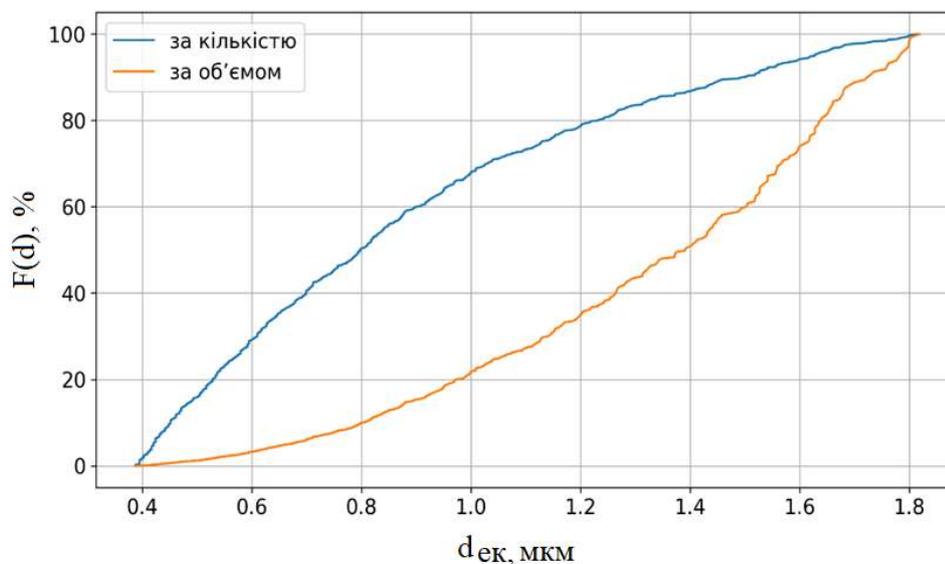


Рисунок 4.2.15. - Зразок 4. Сумарний розподіл за еквівалентним діаметром за кількістю та за об'ємом

Порівняємо розподіл зразка №4 з розподілом зразка №2. Молоко, оброблене у апараті без конусної вставки, характеризується ширшим діапазоном розмірів (від 0.387 до 14.757 мкм), що майже у вісім разів перевищує максимальний розмір у попередньому зразку. Це вказує на присутність великих частинок, які недостатньо подрібнилися. Середній діаметр становить 1.414 мкм. Це майже на шістьдесят відсотків більше, ніж у зразку №4 обробленому у апараті з конусною вставкою. Медіанне значення діаметра глобул (1.042 мкм) також помітно вище, що свідчить про загальне зміщення розподілу у бік більших розмірів. Проте найбільш показовим параметром є стандартне відхилення, яке становить 1.236 мкм, що у три з половиною рази перевищує відповідний показник зразка №2. Таке відхилення засвідчує неоднорідність дисперсної системи та присутність глобул з широким спектром розмірів. Також слід зазначити, що якщо дев'яносто відсотків глобул мають діаметр менший за 2.756 мкм, це означає, що десять відсотків перевищують цей розмір, а це майже вдвічі більше, ніж відповідний показник у зразку №2. Навіть найбільші глобули зразка №4 порівняно невеликі, тоді як у зразку №2 є великі жирові глобули.

Фракційний склад зразка №2 за кількістю демонструє схожу картину. Найдрібніша фракція (менше 0.5 мкм) налічує 15.46% глобул, що практично ідентично показнику зразка №4 (15.90%). Домінуюча фракція  $d_{\text{екв}}=0.5-1.0$  мкм становить 50.64%, що також дуже близько до відповідного показника зразка №4 (52.05%). Фракція  $d_{\text{екв}}=1.0-2.0$  мкм налічує 32.05% глобул, що помітно більше, ніж сумарна частка фракцій  $d_{\text{екв}}=1.0-1.5$  мкм та  $d_{\text{екв}}=1.5-1.82$  мкм зразку №4 (разом 32.05%). Ключова відмінність полягає у присутності крупніших фракцій у зразку №2, зокрема  $d_{\text{екв}}=2.0-30$  мкм ( 1,43% ) та більше  $d_{\text{екв}}=3,0$  мкм - 0,41%. Хоча таких фракцій небагато (лише 1.84%), вони практично відсутні у зразку №4.

Зіставлення отриманих результатів дозволяє оцінити роль конусної вставки у процесі кавітаційної обробки молока. На перший погляд, відмінності між зразками здаються незначними. Середні діаметри практично ідентичні ( $\bar{d} = 0.880$  проти

$\bar{d} = 0.904$  мкм, різниця лише 2,7%), медіанні значення також близькі ( $d_{50} = 0.797$  проти  $d_{50} = 0.849$  мкм), а показник  $d_{90}$  у зразку №2 навіть нижчий ( $d_{90} = 1.362$  проти  $d_{90} = 1.494$  мкм). Водночас детальний аналіз виявляє важливі якісні відмінності, які не очевидні при розгляді лише середніх характеристик.

Головна відмінність є у розмірі найбільших частинок. Так для зразка №4 максимальний діаметр становить  $d_{\max} = 1.818$  мкм, а для зразка №2 -  $d_{\max} = 6.281$  мкм. Це втричі більше. При чому, 99% частинок мають розмір не більше 1.781 мкм в одному зразку та 2.253 мкм в іншому. Різниця становить лише 26%. Проте глобули, що досягають 3-6 мкм, мають велике технологічне значення. Саме ці глобули, незважаючи на їхню малу кількість (всього 8 частинок, або 0,41% від загальної кількості у зразку №2.), впливають на середні характеристики.

Стандартне відхилення, яке характеризує ступінь однорідності дисперсної системи, становить 0.376 мкм у зразку №4 порівняно з 0.452 мкм у зразку №2. Різниця становить 20%. Хоча ця різниця не значна, але вона відображає важливу особливість. Зокрема те, що конусна вставка забезпечує досягнення вужчого за розмірами розподілу (ближче до середнього значення). З технологічної точки зору саме однорідність дисперсного складу є ключовим критерієм якості гомогенізації, оскільки вона визначає стабільність емульсії та її функціональні властивості.

Аналіз також показує поведінку як найдрібніших, так і найбільших частинок. Найдрібніші 10% глобул однакові в обох зразках (в межах 0.45-0.48 мкм). Отже конусна вставка не впливає суттєво на їх подрібнення. Натомість ситуація з великими глобулами відрізняються, оскільки 90% частинок мають розмір 1.49 мкм (зразок №4) і 2.76 мкм (зразок №2). Це вдвічі більше. Якщо порівняти найбільші частинки, то 1% з розміром 1.78 мкм (зразок №4) і 6.04 мкм (зразок №2.), що утричі більше. Аналіз фракційного складу підтверджує схожість обох зразків за основною масою глобул. У зразку №4 домінуюча фракція 0.5-1.0 мкм становить 52.05%, а у зразку №2 - 50.64%, тобто практично ідентично. Найдрібніша фракція (менше 0.5 мкм) також представлена порівняно (15.90% проти 15.46%). Помітна різниця проявляється у розподілі більших фракцій. У зразку №4 фракція  $d_{\text{ек}} = 1.0-1.5$  мкм

становить 22,05%, а  $d_{ек}=1.5-1.82$  мкм - 10,0% (разом 32,05%). Тоді як у зразку №2 фракція  $d_{ек}=1.0-2.0$  мкм становить 32,05%. Відмінністю також є присутність крупних фракцій у зразку №2, оскільки спостерігаються глобули розміром  $d_{ек}=2.0-3.0$  мкм (1.43%) та більше 3.0 мкм (0.41%), які практично відсутні у зразку №4. Хоча таких фракцій мало (разом лише 1.84%), їхня об'ємна частка є значною. Відмінними є розподіли різних фракцій по об'єму. У зразку №4 об'ємний розподіл є збалансованим. Так фракції  $d_{ек}=1.5-1.82$  мкм і 1.0-1.5 мкм формують відповідно 40.33% та 37.94% об'єму при 10.0% і 22.05% за кількістю. У зразку №2 спостерігається значна диспропорція, оскільки фракція  $>3,0$  мкм, що становить лише 0.41% за кількістю (8 глобул із 1953), формує 31.11% загального об'єму. Разом із фракцією 2.0-3.0 мкм ці крупні фракції, незважаючи на 1.84% чисельної частки, формують 42.39% об'єму жирової фази.

Таким чином, у зразку №2 майже половина об'єму зосереджена в невеликій кількості крупних глобул, тоді як у зразку №4 об'ємні характеристики визначаються значно більшою кількістю глобул помірного розміру. Різниця між зразками пояснюється особливостями кавітаційних процесів в апараті. Конусна вставка створює додаткові ділянки локального зниження тиску, що інтенсифікує утворення кавітаційних бульбашок. На ділянках звуження тиск падає нижче тиску насичених парів, що спричиняє додатковому пароутворенню. При розширенні потоку тиск зростає, кавітаційні бульбашки колапсують, генеруючи локальні ударні хвилі, мікропотоки та високі температури. Саме збільшення об'єму парової фази є ключовим фактором підвищення ефективності гомогенізації. Більша кількість кавітаційних бульбашок означає більшу сумарну площу поверхонь розділу фаз, більшу кількість центрів механічного впливу та більш інтенсивне загальне кавітаційне поле у робочій ділянці апарату. Це забезпечує ефективніше руйнування міжфазної плівки на поверхні глобул та їх подальше подрібнення. Крім того, інтенсивна кавітація створює ділянки турбулентності та високих зсувних напружень, які також сприяють диспергуванню жирової фази.

Без конусної вставки потік є більш однорідним, ділянки критичного зниження тиску є менш вираженими та локалізованими. Це призводить до того, що

інтенсивність кавітаційних явищ виявляється недостатньою для ефективного руйнування всіх жирових глобул. Частина глобул може проходити через робочу ділянку апарату без достатнього механічного впливу, зберігаючи великі розміри. Таким чином, конусна вставка виконує функцію інтенсифікатора кавітаційного процесу та забезпечує більш рівномірний та ефективний вплив на всю масу оброблюваного молока. Отже результати мікроскопічного аналізу однозначно демонструють позитивну роль конусної вставки у процесі кавітаційної обробки молока. На рисунку 4.2.16 представлено порівняльні мікрофотографії зразків молока №4 і №6. Зразок №4 - це результати обробки у конфігурації апарату з горловиною 5 мм з конусною вставкою, а зразок №6 - це результати обробки у конфігурації з горловиною 5 мм і шнековою вставкою. Вхідний тиск однаковий ( $P_{вх}=0.5\text{МПа}$ ).

Мікрофотографії жирової фази (рисунок 4.2.16) та аналіз дисперсного складу (рисунок 4.2.17) показують, що зразок №6 характеризується кращою гомогенізацією порівняно з взірцем №4. Розподіл  $d_{ек}$  у зразку №6 ілюструє більшу кількість дрібних глобул та меншу полідисперсність. Частка укрупнених глобул (понад 2-2.5 мкм) виявилася меншою, а верхня межа розподілу менш вираженою.

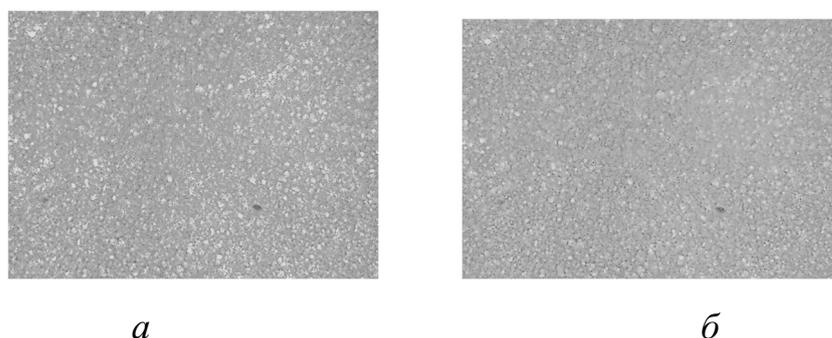


Рисунок 4.2.16.- Мікрофотографії жирової фази (100×): а - зразок №4 (молоко оброблене у апараті з горловиною 5мм з конусною вставкою); б - зразок №6 (молоко оброблене у апараті з горловиною 5мм з шнековою вставкою)

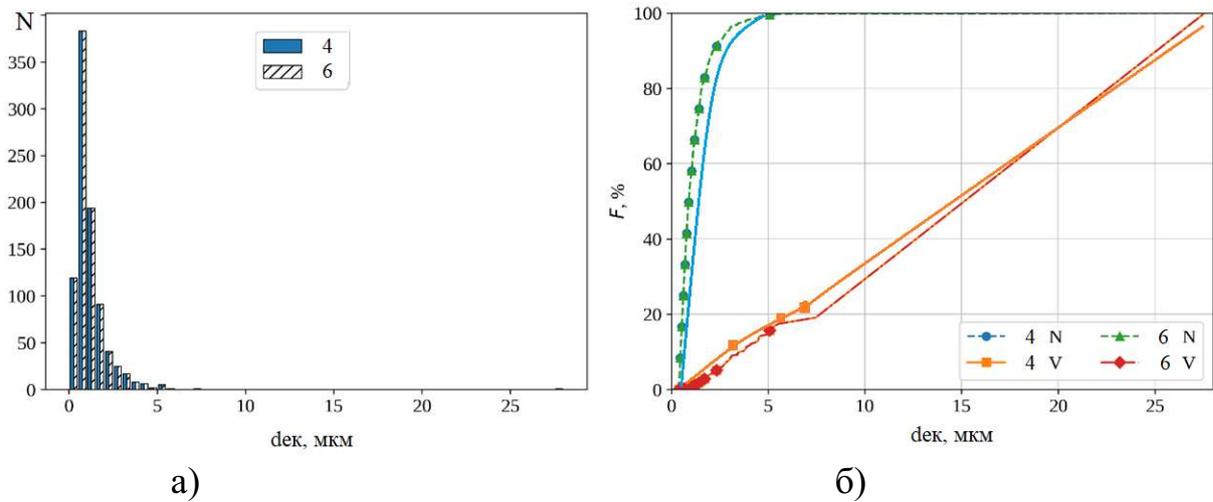


Рисунок 4.2.17 - Порівняння дисперсного складу жирової фази: а - гістограма розподілу за еквівалентним діаметром  $d_{eq}$  (кількість,  $N$ ); б -  $F(d)$  за кількістю та за об'ємом ( $V \sim d_{eq}^3$ ).

Аналіз розподілу за об'ємом показав, що у зразку №6 переважна більшість об'єму жирової фази зосереджена в діапазоні дрібних глобул, тоді як у зразку №4 об'ємні характеристики визначаються глобулами середнього та великого розміру. Фізично це означає, що у зразку №6 глобули подрібнювалися рівномірніше, а їх злипання не відбувалось. Таким чином, для апарата з горловиною 5 мм шнекова вставка забезпечила кращий технологічний ефект гомогенізації порівняно з конусною. На рисунку 4.2.18 представлено порівняння мікрофотографії жирової фази молока зразків №5 і №3

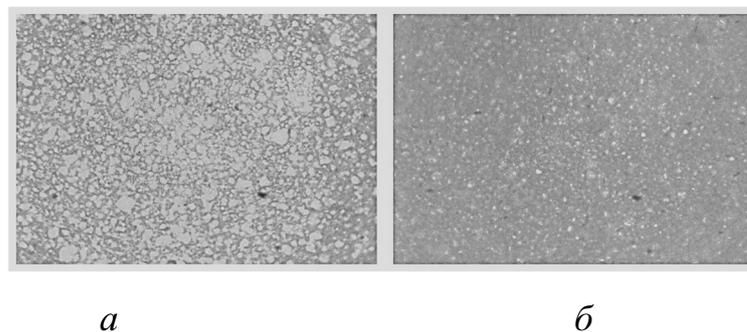


Рисунок 4.2.18 - Мікрофотографії жирової фази (100 $\times$ ): а - зразок №5 (молоко оброблене у апараті з горловиною 7мм з шнековою вставкою); б - зразок №3 (молоко оброблене у апараті з горловиною 7мм з конусною вставкою)

Мікрофотографії жирової фази (рис. 4.2.18) та порівняльний аналіз дисперсного складу (рисунок 4.2.19) свідчать, що зразок №5 характеризується гіршою гомогенізацією порівняно з взірцем №3.

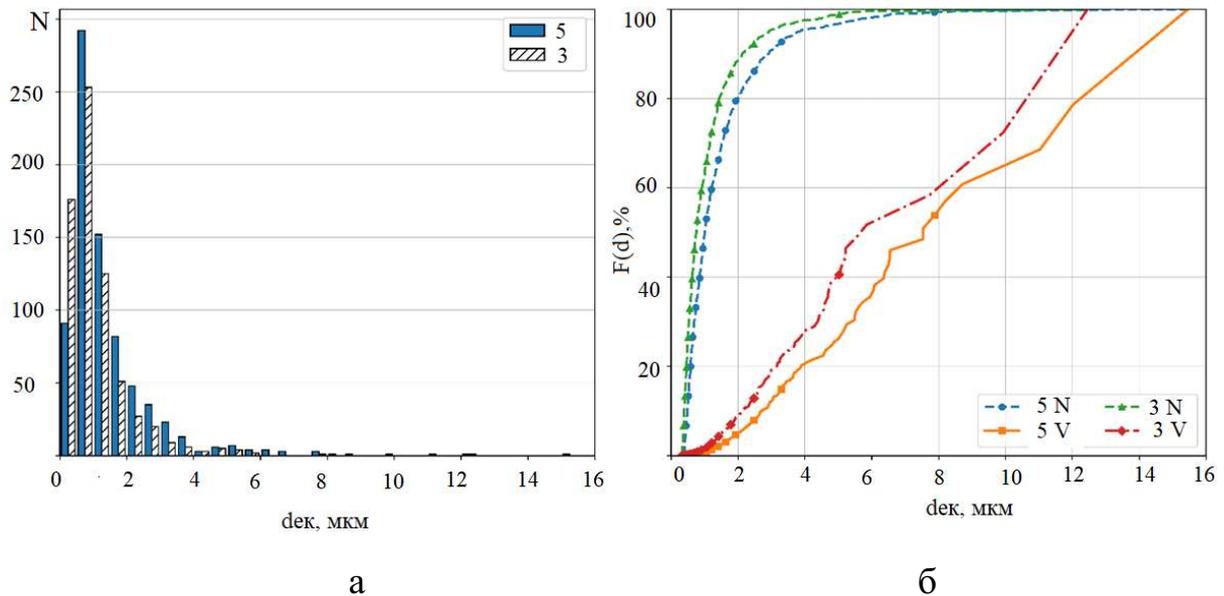


Рисунок 4.2.19. - Порівняння дисперсного складу жирової фази: а - гістограма розподілу за еквівалентним діаметром  $d_{eq}$  (кількість, N); б -  $F(d)$  за кількістю та за об'ємом ( $V \sim d_{eq}^3$ ). Зразок №3- молоко оброблене у апараті з горловиною 7мм з конусною вставкою; зразок №5- молоко оброблене у апараті з горловиною 7мм з шнековою вставкою

Розподіл  $d_{eq}$  у зразку №5 характеризувався більшою полідисперсністю та вираженішою верхньою межею на ділянці укрупнених глобул. Поряд зі значною кількістю дрібних частинок зберігалася помітна частка більших глобул (понад 2-3  $\mu\text{m}$ ), які істотно впливали на об'ємну оцінку.

Сумарні криві часток за об'ємом показали, що у зразку №5 значна частка сумарного об'єму жирової фази формувалася глобулами середнього та великого розміру, тоді як у зразку №3 накопичення об'ємної частки відбувалося переважно на ділянці дрібних фракцій. Фізично це означає, що у зразок №5 ілюструє, що процес подрібнення був менш інтенсивним або супроводжувався злипанням глобул. Отже, це порівняння показало різну ефективність вставок залежно від діаметра горловини. Для апарата з горловиною 5 мм (рис.4.2.17) шнекова вставка

виявилася ефективнішою (зразок №6 ілюструє більшу рівномірність розподілу і дрібнішу жирову фракцію ніж зразок №4). Для апарата з горловиною 7 мм, навпаки, конусна вставка забезпечила кращу гомогенізацію (результати Зразка №3 засвідчують дрібнішу фракцію порівняно з взірцем №5).

Порівнюємо конструкції кавітаційних апаратів на основі кінцевого дисперсного складу з нормуванням по кількості циклів обробки (повне проходження всього об'єму емульсії через робочу ділянку апарату).

Кількість циклів визначали за формулою:

$$n = \frac{Qt}{V} \quad (4.2.1)$$

де Q - об'ємна витрата, t - час обробки, V - об'єм партії.

Для кількісного порівняння ефективності за один цикл використовували нормований показник інтенсивності гомогенізації за медіаною:

$$k_{50} = \frac{1}{N} \ln \left( \frac{d_{50,0}}{d_{50}} \right) \quad (4.2.2)$$

де  $d_{50,0}$  - медіана вихідної суспензії ( $d_{50,0}=1.082$  мкм),  $d_{50}$  - медіана після обробки.

Врахуємо умови експерименту. Об'єм партії молока  $V=20$ л; Вхідний тиск  $P_{вх}=0,5$ МПа, час обробки  $t_5=7$ хв= $420$ с;  $t_7=12$  хв= $720$  с. Час обробки встановлювали експериментально до досягнення візуально однакових результатів на цифрових фото.

Кількість циклів обробки для серії з використанням апарата з діаметром горловини 5 мм:

$$N_5 = \frac{0.413 \times 420}{20} = 8.67 \text{ циклів} \quad (4.2.3)$$

Для серії з використанням апарата з діаметром горловини 7 мм:

$$N_7 = \frac{0.810 \times 720}{20} = 29.16 \text{ циклів} \quad (4.2.4)$$

Співвідношення кількості проходів молока через контур:

$$\frac{N_7}{N_5} = \frac{29.16}{8.67} = 3.36 \quad (4.2.4)$$

Таким чином, апарат з діаметром горловини 7 мм забезпечує в 3.36 рази більшу кількість циклів порівняно з апаратом 5 мм за рахунок вищої продуктивності та необхідного більшого часу обробки для досягнення аналогічного результату гомогенізації. Розрахунок проводили для базових конфігурацій. Конфігурація №1- діаметр горловини апарата 7 мм, базова геометрія. Конфігурація №2 - діаметр горловини апарата 5 мм, без вставок.

Експериментальні дані дисперсного складу:

Вихідна суспензія -  $d_{50,0}=1.082$  мкм.

Конфігурація №1 -  $d_{50,0}=0.657$  мкм.

Конфігурація №2 -  $d_{50,0}=0.850$  мкм.

Відносне зменшення медіани розраховували за рівнянням:

$$H = \frac{d_{50,0}-d_{50}}{d_{50,0}} \quad (4.2.5)$$

Конфігурація №1:

$$H_7 = \frac{1.082-0.657}{1.082} = 0.393 \quad (4.2.6)$$

Конфігурація №2:

$$H_5 = \frac{1.082 - 0.850}{1.082} = 0.214$$

Слід зазначити, що незважаючи на те, що конфігурація №1 демонструє кращий абсолютний результат за медіаною, це досягається при суттєво більшій кількості циклів обробки. На наступному етапі розраховували показник  $k_{50}$ :

Конфігурація №2:

$$k_{50,5} = \frac{1}{8.67} \ln \left( \frac{1.082}{0.850} \right) = 0.0283 \text{ цикл}^{-1}$$

Конфігурація №1:

$$k_{50,7} = \frac{1}{29.16} \ln \left( \frac{1.082}{0.657} \right) = 0.0171 \text{ цикл}^{-1}$$

Співвідношення результатів гомогенізації:

$$\frac{k_{50,5}}{k_{50,7}} = 1.65$$

Отже, питома інтенсивність гомогенізації на один цикл для апарату з горловиною 5 мм на 65% вища порівняно з апаратом 7 мм.

Це узгоджується з особливостями гідродинаміки та ефектами кавітаційних процесів (див розділ 3). Після переходу до нормованої оцінки, тобто аналізу ефекту в перерахунку на один цикл, показано, що питома інтенсивність гомогенізації є вищою для апарата з горловиною  $d_r = 5$  мм. За один прохід він забезпечує приблизно на 65% більший ефект. Для апарата з  $d_r = 5$  мм кращий результат гомогенізації забезпечує шнекова вставка, тоді як при модифікації з  $d_r = 7$  мм більш ефективною є конусна вставка.

#### **4.3. Порівняльна оцінка досліджуваних конструкцій апаратів за змінами рН та електропровідності води**

Фізико-хімічний ефект гідродинамічної кавітації в рідині проявляється не лише через вплив мікрострумів, зсувних напруг, мікро- і макро- пульсацій, дискретного розподілу енергії але й через ініціювання хімічних процесів. У цьому підрозділі виконано порівняння досліджуваних конструктивних модифікацій апарата. Як експериментальні індикатори обрано часові залежності рН(t) та електропровідності  $\chi(t)$ , оскільки ці параметри чутливі до зміни йонного складу, газової складової (насамперед  $\text{CO}_2$ ), а також до температурного фактора.

Для досліджень використовували дистильовану воду оскільки вона практично не має буферної ємності і її кислотність у реальних умовах визначається кількістю розчиненого  $\text{CO}_2$  що зумовлює зсув рН у бік слабких значень. Тому рН дистилату часто є нижчим за 7 навіть без будь-якої обробки. У такій системі вплив гідродинамічної кавітації змінює рН води в лужну сторону внаслідок дегазації (через зміну вмісту розчиненого  $\text{CO}_2$  тощо) та ініціювання хімічних процесів всередині бульбашок під час колапсу та у рідкій фазі після сплескування. В таблиці 4.3.1 наведено дані щодо зміни рН під час обробки у апараті з різними модифікаціями в інтервалі часу 0-300 с.

Таблиця 4.3.1 - Зміна рН дистильованої води під час її кавітаційного оброблення ( $P_{вх}=0,5\text{МПа}$ )

Зміна рН за початкової температури дистилляту 17°C ( апарат з діаметром горловини $d_r=5\text{мм}$ )			
$\tau$ , с	Базова конфігурація	Зі шнековою вставкою	З конусною вставкою
	$\sigma_{in}=0,5$	$\sigma_{in}=0,42$	$\sigma_{in}=0,45$
0	6.1	6.0	6.2
60	6.3	6.45	6.3
120	6.7	6.8	6.75
180	6.85	7.0	7.0
240	7.2	7.46	7.3
300	7.4	7.7	7.6
Зміна рН за початкової температури дистилляту 17°C ( апарат з діаметром горловини $d_r=7\text{мм}$ )			
$\tau$ , с	$\sigma_{in}=0.8$	$\sigma_{in}=0.75$	$\sigma_{in}=0.69$
0	6.22	6.2	6.24
60	6.55	6.44	6.64
120	6.72	6.74	6.8
180	6.8	6.83	6.92
240	6.86	6.94	7.07
300	6.98	7.02	7.13

Отримані залежності зміни рН з часом засвідчують зміщення кислотно-лужної рівноваги у бік слаболужних значень.

Порівняння модифікацій апарата виконали за зміною  $\Delta\text{pH}(300)=\text{pH}(300)-\text{pH}(0)$ . Для кожної серії враховано кавітаційний параметр режиму - число кавітації  $\sigma$ . Для апарата з діаметром горловини 5 мм упродовж 300 с у всіх конфігураціях спостерігалось зростання рН до слабколужної області. Найбільший зсув зафіксовано в апараті зі шнековою вставкою (рН змінювався від 6.0 до 7.7). В апараті з конусною вставкою отримано близький результат (від 6.2 до 7.6), тоді як у базовій конфігурації ефект був найменшим (від 6.1 до 7.4). У цій серії

експериментів зростання рН посилювалося зі зменшенням числа кавітації, що узгоджується з тим, що інтенсифікація кавітаційних умов зазвичай сприяє дегазації та супутнім фізико-хімічним змінам.

Для апарата з діаметром горловини 7 мм також спостерігалось зростання рН в усіх конфігураціях, однак співвідношення ефектів між модифікаціями змінилося. Найбільші зміни зафіксовано в апараті з конусною вставкою (від 6.24 до 7.13). В апараті зі шнековою вставкою зміни рН були меншими (від 6.2 до 7.02), а в базовій конфігурації - найменшим (від 6.22 до 6.98). Така особливість є аналогічною до результатів щодо гомогенізації жирової фази молока (див. п. 4.2). Різні діаметри горловини по-різному впливають на процес. Водночас встановлення причин, чому для горловини 5 мм більші зміни рН спостерігається у варіанті зі шнековою вставкою, а для 7 мм - у варіанті з конусною, потребує додаткового аналізу структури течії та просторового розподілу кавітаційних зон у відповідних геометріях.

Поряд зі зміною рН, у цій серії експериментів додатково проаналізовано зміну електропровідності як параметра фізико-хімічних перетворень у воді під дією кавітації. Якщо рН відображає переважно зміну кислотно-лужного стану (зокрема, через дегазацію), то електропровідність характеризує загальну іонну провідність середовища і дає змогу зрозуміти, як змінюється стан води в процесі оброблення в часі. У таблиці 4.3.2 наведено результати зміни електропровідності дистильованої води для тих самих конфігурацій апарата за тиску на вході 0.5МПа.

Електропровідність дистильованої води зростала впродовж 0-420 с обробки для всіх конфігурацій апарату. Найбільша зміна спостерігається у перші 120-180 с. Далі зміни практично не спостерігались (незначні).

Для апарату з  $d_r = 5$  мм початкові значення електропровідності становили близько  $5,0 - 5,1 \cdot 10^{-6} \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$ , а наприкінці експерименту  $\chi=9,1 - 9,2 \cdot 10^{-6} \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$ . Дещо вищі значення електропровідності зафіксовано у проміжку 300-360 с під час обробки в апараті зі шнековою вставкою ( $9,0 - 9,3 \cdot 10^{-6} \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$ .)

порівняно з базовою конфігурацією ( $8,8 - 9,1 \cdot 10^{-6} \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$ ) та варіантом апарата з конусною вставкою ( $8,8 - 9,2 \cdot 10^{-6} \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$ ). Різниця зміни електропровідності для апаратів з діаметром горловини  $d_r = 5 \text{ мм}$  є невеликою, але це узгоджується з тим, що за меншого  $\sigma_{in}$  вплив кавітації на середовище є більшим і, відповідно, електропровідність  $\chi$  зростає більше.

Таблиця 4.3.2 - Зміна електропровідності дистильованої води під час кавітаційного оброблення ( $P_{вх}=0.5\text{МПа}$ )

Апарат з діаметром горловини $d_r=5\text{мм}$ ( базова конструкція) $\sigma_{in}=0.5$								
Час, с	0	60	120	180	240	300	360	420
$\chi \cdot 10^{-6}, \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$	5	5.8	7.7	7.9	8.4	8.8	9.0	9.1
Апарат з діаметром горловини $d_r=5\text{мм}$ (зі шнековою вставкою), $\sigma_{in}=0.42$								
Час, с	0	60	120	180	240	300	360	420
$\chi \cdot 10^{-6}, \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$	5.1	6.0	8.0	8.4	8.5	9.0	9.3	9.2
Апарат з діаметром горловини $d_r=5\text{мм}$ (з конусною вставкою), $\sigma_{in}=0.45$								
Час, с	0	60	120	180	240	300	360	420
$\chi \cdot 10^{-6}, \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$	5.0	5.9	7.9	8.0	8.0	8.8	9.2	9.2
Апарат з діаметром горловини $d_r=7\text{мм}$ ( базова конструкція) $\sigma_{in}=0,8$								
Час, с	0	60	120	180	240	300	360	420
$\chi \cdot 10^{-6}, \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$	4.9	5.2	7.0	7.4	7.6	7.8	8.0	8.1
Апарат з діаметром горловини $d_r=7\text{мм}$ (зі шнековою вставкою), $\sigma_{in}=0,75$								
Час, с	0	60	120	180	240	300	360	420
$\chi \cdot 10^{-6}, \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$	5.0	5.6	6.9	7.6	8.0	8.1	8.3	8.4
Апарат з діаметром горловини $d_r=7\text{мм}$ (з конусною вставкою), $\sigma_{in}=0.69$								
Час, с	0	60	120	180	240	300	360	420
$\chi \cdot 10^{-6}, \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$	5.1	5.7	7.1	8.0	8.4	8.8	8.8	8.9

Для апарата з  $d_r = 7$  мм також спостерігається зростання електропровідності. Слід зазначити, що більші значення  $\chi$  спостерігалися в апараті з конусною вставкою від  $5.1 \cdot 10^{-6} \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$  (0 с) до  $8.9 \cdot 10^{-6} \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$  (при 420 с). Для шнекової вставки зміна електропровідності становила від  $5.0 \cdot 10^{-6} \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$  до  $8.4 \cdot 10^{-6} \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$  а для базової конфігурації від  $4.9 \cdot 10^{-6} \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$  до  $8.1 \cdot 10^{-6} \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{см}^{-1}$ . Тут також простежується зв'язок із числом кавітації. Під час обробки води у апараті з конусною вставкою  $\sigma_{in} = 0.69$  і саме за таких умов спостерігається найбільше зростання  $\chi$ .

Таким чином, за кавітаційного оброблення дистильованої води в усіх конфігураціях спостерігалось зростання рН до слабколужної області та одночасне підвищення електропровідності, причому величина змін загалом збільшувалася зі зменшенням числа кавітації. Для конфігурації апарату з  $d_r = 5$  мм найбільші зміни фіксувалися у варіанті зі шнековою вставкою, тоді як для апарату з  $d_r = 7$  мм - у варіанті з конусною вставкою, що вказує на різний вплив геометрії горловини на ефективність модифікацій.

#### 4.4. Висновки до розділу 4

Встановлено, що для апарата з горловиною  $d_r = 5$  мм найбільший інтегральний об'єм парової фази забезпечує шнекова вставка.  $V_{п} = 3.424 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ , що у 2.49 рази перевищує показник у базовій конфігурації ( $V_{п} = 1.376 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ ). При цьому середня об'ємна частка пари зростає до  $\bar{\alpha} = 0.8454$ . Це свідчить про те, що для апарата з діаметром горловини  $d_r = 5$  мм доцільно використовувати шнекову вставку, щоб забезпечити формування стабільної і протяжної двофазної ділянки.

Обчислено критерій питомої кавітаційної ефективності  $\eta^*$ . Встановлено, що для апарата з діаметром горловини  $d_r = 5$  мм найвищі значення забезпечує базова конфігурація ( $\eta^* = 3.18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{Дж}$ ). Серед модифікованих рішень кращою є модель з шнековою вставкою ( $\eta^* = 2.5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{Дж}$ , що становить 78% від базової), тоді як конусна вставка у цій конфігурації забезпечує нижчу ефективність ( $\eta^* = 1.78 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{Дж}$ , що становить 56% від базової).

Обґрунтовано, що зниження  $\eta^*$  при застосуванні вставок у серії з моделями з  $d_r = 5$  мм зумовлене зростанням гідравлічних втрат. Перепад тиску зростає з  $\Delta p = 106.7$  кПа (базова конфігурація) до  $\Delta p = 333.4$  кПа (модель з конусною вставкою, у 3.12 рази) та  $\Delta p = 338.0$  кПа (модель з шнековою вставкою, у 3.17 рази). Додатковий кавітаційний ефект супроводжується збільшенням гідравлічного опору, причому для конусної вставки енергетичні витрати є більшими.

Показано, що для апарата з  $d_r = 7$  мм найвищу енергоефективність забезпечує конусна вставка ( $\eta^* = 4.48 \cdot 10^{-7}$  м<sup>3</sup>/Дж, що у 1,79 рази вище базової конфігурації). При цьому перепад тиску зростає лише на 3.6% (з  $\Delta p = 261.8$  кПа до  $\Delta p = 271.2$  кПа). Для конфігурації зі шнековою вставкою питомий показник кавітаційної ефективності становить  $\eta^* = 3.94 \cdot 10^{-7}$  м<sup>3</sup>/Дж (тобто у 1.57 рази більше), однак це супроводжується більшим перепадом тиску, який зростає на 7.6% і становить  $\Delta p = 281.8$  кПа.

Експериментально встановлено, що частково досягається ефект гомогенізації молока під час обробки у кавітаційному апараті. За однакових вхідних гідродинамічних параметрів конфігурації з різними діаметрами горловини працюють з різною продуктивністю, а отже за той самий час забезпечують різну кратність. Для об'єму 20 л у серії з  $d_r = 7$  мм було реалізовано 29.16 циклів необхідних для досягнення ефекту, тоді як у серії з  $d_r = 5$  мм лише 8.67 циклів, тобто різниця становить у 3.36 рази. Проведений аналіз-порівняння щодо ефективності конструкцій показав, що конфігурація з діаметром горловини 5 мм і конусною вставкою забезпечила найкращу ступінь гомогенізації. Це дозволило не тільки встановити ефективність запропонованої конструкції у процесах пов'язаних із механічним впливом кавітації але й обґрунтувати енергоефективність раціональної конфігурації апарата. Проведені дослідження щодо зміни рН і електропровідності води під час кавітаційної обробки показали аналогічний результат, оскільки найбільші зміни вище зазначених параметрів було зафіксовано для конфігурації апарата діаметром горловини 5 мм і конусною вставкою.

Основні наукові результати опубліковані у працях [82, 83, 107].

## РОЗДІЛ 5

### ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ УДОСКОНАЛЕНИХ КОНСТРУКЦІЙ КАВІТАЦІЙНИХ АПАРАТІВ

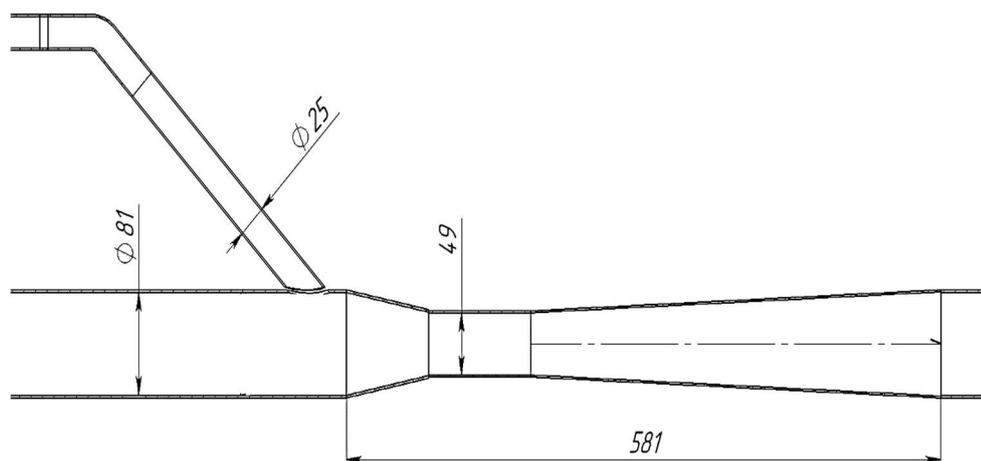
#### **5.1. Удосконалення конструкції карбонізатора на базі труби Вентурі. технічні рішення та обґрунтування їх доцільності**

##### **5.1.1. Аналіз базової конструкції карбонізатора напоїв**

Базова конструкція карбонізатора, що експлуатується на підприємстві броварня “Опілля” як карбонізатор, реалізує інжекцію CO<sub>2</sub> у потік солодкого напою за рахунок локального прискорення в горловині апарата та подальшого перемішування в дифузійній частині. Геометрія вузла за наданим кресленням відповідає класичній схемі труби Вентурі конфузоре-горловина-дифузоре. Підведення CO<sub>2</sub> забезпечується окремим патрубком (d=25 мм), який вводить газ у пригорловинну ділянку (рис. 5.1.1).

Карбонізатор встановлено у технологічній лінії (рис. 5.1.2). Насосне обладнання забезпечує транспортування рідкого продукту (солодкого напою) під робочим тиском, який визначає якість подальшого насичення продукту газом. Вузол регулювання та контролю CO<sub>2</sub> виконує функцію точного дозування діоксиду вуглецю відповідно до технологічних вимог. Цей елемент схеми забезпечує підтримання заданої концентрації газу та можливість коригування параметрів процесу залежно від характеристик продукту та вимог до готової продукції. У карбонізаторі відбувається взаємодія рідкої та газової фаз. Статичний змішувач, та пристрої керування забезпечують стабілізацію гідродинамічного режиму після карбонізатора (рис. 5.1). Слід зазначити, що водночас із забезпеченням основних технологічних функцій, базова конструкція карбонізатора має певні недоліки, що проявляються в умовах промислової експлуатації. Одним із ключових недоліків базової конструкції є недостатнє прискорення потоку рідини в горловині апарата (d= 49 мм), що призводить до недостатнього локального зниження статичного

тиску. Для оцінки цього недоліку виконано гідродинамічний розрахунок за продуктивності  $V_f=20$  м<sup>3</sup>/год (внутрішня документація Тернопільської пивоварні «Опілля»).



а)



б)

Рис. 5.1.1. - Карбонізатор (базова конструкція) [внутрішня документація Тернопільської пивоварні «Опілля»]: а-схема апарата; б-фото апарата

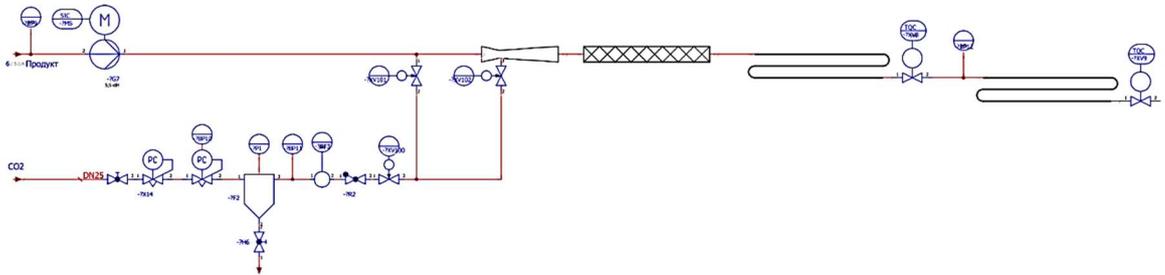


Рис. 5.1.2. - Технологічна схема з вузлом карбонізації [внутрішня документація Тернопільської пивоварні «Опілля»]

Для забезпечення цієї продуктивності необхідна об'ємна витрата становить [114, 118]:

$$Q = \frac{\dot{V}_L}{3600} = 5.56 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (5.1.1)$$

Розрахуємо площі робочих перерізів  $A_d$  і середні швидкості потоку: у трубі з  $d=81$  мм (рис.5.1.1)

$$A_{d=81} = \frac{\pi \cdot 0.081^2}{4} = 5.15 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2; \quad (5.1.2)$$

$$v_{d=81} = \frac{Q}{A_{d=81}} = 1.08, \text{ м/с}. \quad (5.1.3)$$

У горловині  $d=49$  мм:

$$A_{d=49} = \frac{\pi \cdot 0.049^2}{4} = 1.885 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2; \quad (5.1.4)$$

$$v_{d=49} = \frac{Q}{A_{d=49}} = 2.95, \text{ м/с}$$

Зниження статичного тиску, зумовлене виключно зростанням швидкості потоку без урахування місцевих втрат, може бути оцінене за рівнянням Бернуллі [114, 118]:

$$\Delta p_{\text{апар}} = \frac{\rho}{2} (v_{d=49}^2 - v_{d=81}^2). \quad (5.1.5)$$

Приймаючи для напою густину  $\rho=(995-1010)$  кг/м<sup>3</sup> і температуру  $T=13^{\circ}\text{C}$ , розрахуємо зниження тиску

$$\Delta p_{\text{апар}} = \frac{998}{2} (2.95^2 - 1.08^2) = 3.8 \text{кПа} = 0.004 \text{МПа} \quad (5.1.6)$$

Отриманий результат свідчить про те, що для забезпечення інтенсивної інжекції та первинного дроблення газової фази таке зниження тиску є недостатнім. Величина перепаду тиску є співмірною з гідравлічними втратами у підвідних елементах системи і може повністю компенсуватися навіть незначними змінами гідродинамічного режиму, такими як зміна витрати, зміна в'язкості продукту, забруднення штуцера або нестабільність тиску в мережі. Таким чином, горловина діаметром  $d=49$  мм у базовій конструкції не створює вираженої локальної зони зниженого тиску, яка є важливою для керованого насичення діоксидом вуглецю.

Оскільки в базовій геометрії мінімальний тиск у горловині відрізняється від вхідного тиску рідини незначно (як показано вище), то за таких умов навіть невеликі зміни витрати рідини або локальних втрат на вході газу можуть спричинити значні коливання витрати  $\text{CO}_2$ , що призводить до нестабільності процесу карбонізації продукту. Додатково зростає ризик виникнення пульсацій подачі газу, а також зворотного впливу двофазного потоку на газову лінію під час гідроударів або нестабільної роботи клапана протитиску. Це ускладнює забезпечення стабільних технологічних параметрів процесу карбонізації.

Іншим проблемним місцем є недостатня інтенсивність первинного диспергування діоксиду вуглецю, що обмежує ефективність масопередачі в процесі насичення напою, оскільки необхідною умовою в даному випадку є формування розвиненої міжфазної поверхні контакту (дрібнодисперсний газовий потік) та турбулентність потоку. У базовій конструкції швидкість потоку в горловині становить приблизно 3 м/с, що відповідає відносно невисоким значенням динамічного напору  $q \sim \rho v^2$ . Для порівняння, у варіантах конструкцій зі штучним звуженням ефективного перерізу за допомогою вставок або каналів швидкість у

мінімальному перерізі може зростати в кілька разів, а динамічний напір, відповідно, зростає пропорційно квадрату швидкості (див. Розділ 3).

У практичному аспекті це означає, що в базовій геометрії газовий струмінь подрібнюється менш інтенсивно, а ефективний час масообміну досягається переважно за рахунок статичного змішувача, а не безпосередньо в зоні насичення. Таким чином, технологічний результат у промисловій схемі (досягнення заданої концентрації  $\text{CO}_2$  на рівні 5 г/л за умов керування тиском і температурою) забезпечується комплексно всією системою, однак потенціал саме карбонізатора (рис.5.1.1) як первинного диспергатора в базовій конфігурації залишається обмеженим.

Іншим важливим аспектом на який слід звернути увагу є недостатній локальний перепад тиску в зоні введення діоксиду вуглецю. Це означає, що безпосередньо в місці карбонізації не виникає достатнього розрідження і не сприяє інтенсивному маособміну. Також залишається ризик виникнення небажаних двофазних режимів течії у дифузійній частині апарата за умов інтенсивної подачі діоксиду вуглецю. За відсутності достатнього диспергування газова фаза може розподілятися по перерізу нерівномірно та формувати локальні газонасичені об'єми. У дифузії, де швидкість потоку зменшується і відбувається відновлення тиску, такі включення здатні зберігатися вздовж ділянки і спричинити пульсації тиску та нестабільність насичення. У промисловій схемі такі ризики частково зменшуються завдяки подальшому змішуванню у стабілізаторі (рис. 5.1.2), однак першопричина залишається пов'язаною з обмеженою інтенсивністю процесів саме у карбонізаторі.

### **5.1.2. Проектні пропозиції та обґрунтування удосконаленого карбонізатора напоїв $\text{CO}_2$**

На основі виявлених недоліків базової конструкції карбонізатора було розроблено удосконалену конструкцію апарата, яка зберігає основні габаритні

розміри базового варіанту але передбачає додаткове встановлення конусної вставки з нарізаними канавками. Пропонується 10 поздовжніх тангенційних канавок прямокутного профілю, кожна з яких має ширину 3 мм та глибину 8 мм. Канавки рівномірно розподілені по периметру вставки та створюють систему паралельних каналів для проходження рідини. Така геометрія дозволяє зменшити сумарний живий переріз для потоку при збереженні загальної продуктивності апарата. Схему удосконаленої конструкції карбонізатора наведено на рис.5.3.

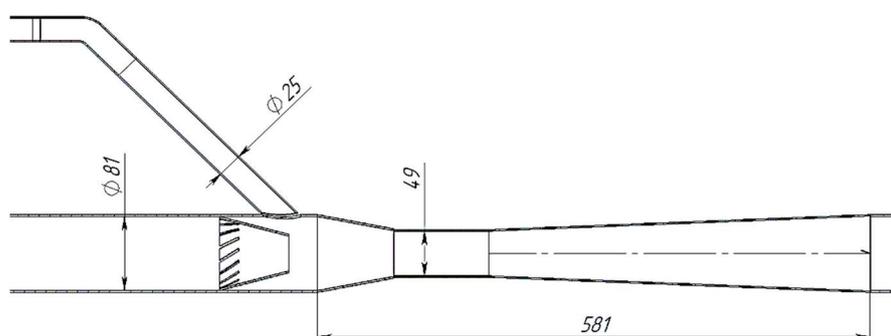


Рисунок. 5.3. - Схема удосконаленого карбонізатора

Проектний розрахунок удосконаленого карбонізатора виконано для номінального режиму роботи з витратою напою  $Q=20\text{м}^3/\text{год}$ , що відповідає об'ємній витраті  $Q_v=5.56 \cdot 10^{-3}\text{м}^3/\text{с}$ . Технологічний процес здійснюється при температурі  $T=13^\circ\text{C}$ , яка є оптимальною для карбонізації напоїв, оскільки розчинність  $\text{CO}_2$  у воді зростає зі зниженням температури. При цьому занадто низькі температури є технологічно недоцільними через підвищені енергетичні витрати на охолодження та ризик кристалізації цукру в солодких напоях.

Тиск на вході рідини становить  $p_{\text{вх}}=0.6\text{МПа}$  (внутрішня документація Тернопільської пивоварні “Опілля”). На виході, перед регулювальним клапаном, тиск знижується до  $p_{\text{вих}}=0.3\text{МПа}$  (за результатами чисельного моделювання) Таким чином, перепад тиску на вузлі становить:

$$\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вих}} = 0.6 - 0.3 = 0.3\text{МПа} \quad (5.1.7)$$

Цей перепад тиску є ключовим параметром конструкції, оскільки саме він забезпечує високу швидкість потоку в зоні звуження та створює умови для ефективного насичення напою CO<sub>2</sub>. Цільова концентрація насичення CO<sub>2</sub> у готовому продукті має становити 5г/л, що є типовим значенням для газованих безалкогольних напоїв. Виходячи з технологічних особливостей процесу та необхідності забезпечити запас продуктивності, була прийнята подача CO<sub>2</sub>  $\dot{m}_{CO_2, вх} = 400 \text{ кг/год}$ .

Як було зазначено вище відмінність удосконаленої конструкції полягає у додатковій вставці, що виконана у вигляді усіченого конусу і встановлена співвісно апарату на вході у конфузур апарата. За такого виконання кільцевий радіальний зазор між вставкою та корпусом у робочій зоні є практично сталим уздовж осі (за умови співвісності), що забезпечує повторюваність перерізу каналів. Для конфузора (відповідно до базової конфігурації) діаметр змінюється від D<sub>1</sub> до D<sub>Г</sub> на довжині L<sub>к</sub>. Напівкут конфузора [130]:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{D_1 - D_G}{2L_k}\right). \quad (5.1.8)$$

де  $\alpha$  - напівкут конфузора, рад (або градус); D<sub>1</sub> - внутрішній діаметр конфузора на вході, м; D<sub>Г</sub> - внутрішній діаметр на виході конфузора (перед горловиною), м; L<sub>к</sub> - довжина конфузора, м.

Прийнято, що вставка має той самий напівкут  $\alpha$ . Введемо осьову координату x вздовж потоку (x=0 на початку робочої ділянки вставки). Тоді внутрішній діаметр корпусу (конфузора) та зовнішній діаметр вставки змінюються за однаковим градієнтом [130]:

$$D_k(x) = D_{k,0} - 2x \cdot \tan\alpha, \quad D_{вст}(x) = D_{вст,0} - 2x \cdot \tan\alpha. \quad (5.1.9)$$

де D<sub>к</sub>(x) - внутрішній діаметр корпусу (конфузора) на координаті x, м; D<sub>к,0</sub> - внутрішній діаметр корпусу при x=0, м; D<sub>вст</sub>(x) - зовнішній діаметр вставки на координаті x, м; D<sub>вст,0</sub> - зовнішній діаметр вставки при x=0, м.

За умови однакової конусності різниця діаметрів (а отже і зазор) у робочій зоні є сталою:

$$\Delta D(x) = D_k(x) - D_{вст}(x) = \text{const}, \quad \delta_r = \Delta D / 2 = \text{const}. \quad (5.1.10)$$

де  $\Delta D(x)$  - різниця діаметрів між корпусом і вставкою на координаті  $x$ , м; де  $\delta_r$  - радіальний зазор між вставкою і корпусом, м;  $\Delta D$  - різниця діаметрів корпус-вставка, м.

Як було зазначено вище потік рідини проходить через канавки, виконані на зовнішній поверхні вставки. Вони формують мінімальний робочий переріз перед горловиною. Прийmemo кількість канавок  $n=10$ , переріз однієї канавки  $b \times h=3 \times 8$  мм. Тоді сумарний робочий переріз каналів:

$$A_{eff} = n \cdot b \cdot h = 10 \cdot 3 \cdot 8 = 240 \text{ мм}^2 = 2.40 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (5.1.11)$$

де  $n$  - кількість канавок, шт;  $b$  - ширина однієї канавки, мм;  $h$  - глибина однієї канавки, мм.

Оскільки режим витрати рідини прийнято таким самим, як у п. 5.1 ( $Q=20 \text{ м}^3/\text{год} = 5.56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ), локальну середню швидкість потоку в канавках розраховували за рівнянням [114, 118]:

$$v_{кан} = \frac{Q}{A_{eff}} = \frac{5.56 \cdot 10^{-3}}{2.40 \cdot 10^{-4}} = 23.15, \text{ м/с} \quad (5.1.12)$$

де  $v_{кан}$  - характерна швидкість потоку у канавках, м/с.

Це значення в рази перевищує швидкість у базовому каналі, розраховану в п. 5.1.1. Динамічний напір у канавках становить [130]:

$$q = \frac{\rho v_{кан}^2}{2} = \frac{998 \cdot (23.15)^2}{2} = 2.67 \cdot 10^5 \text{ Па} = 0.267 \text{ МПа}, \quad (5.1.13)$$

Отже, вставка з канавками формує вищі локальні швидкості та більше зниження статичного тиску безпосередньо в зоні введення  $\text{CO}_2$  (на відміну від базової геометрії, де  $\Delta p$  становив лише 0.004 МПа, п.5.1.1.). Для кількісної оцінки умов введення  $\text{CO}_2$  у потік визначимо мінімальний статичний тиск  $p_{min}$  у зоні мінімального перерізу, сформованого канавками вставки. Розрахунок виконуємо за рівнянням енергії для нестисливої рідини з урахуванням місцевих втрат на ділянці до мінімального перерізу [130]:

$$p_{min} = p_{вх,абс} - \frac{\rho}{2} (v_{вст}^2 - v_{D=81}^2) - \xi_{вст} \frac{\rho v_{вст}^2}{2}, \quad (5.1.14)$$

де  $p_{\min}$  - мінімальний статичний тиск у зоні інжекції, МПа;  $\rho$  - густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $v_{\text{вст}}$  - швидкість потоку в мінімальному перерізі (канавках), м/с;  $v_{D=81}$  - швидкість потоку у вхідному трубопроводі, м/с;  $\xi_{\text{вт}}$  - коефіцієнт місцевих втрат (вхід, конфузур, елементи вставки та вплив газового штуцера).

Абсолютний тиск на вході у карбонізатор:

$$p_{\text{вх,абс}} = p_{\text{вх}} + p_{\text{атм}} = 0.600 + 0.101 = 0.701 \text{ МПа(абс)} \quad (5.1.15)$$

де  $p_{\text{вх,абс}}$  - абсолютний тиск на вході, МПа;  $p_{\text{атм}}$  - атмосферний тиск, МПа.

Оскільки  $v_{D=81} \ll v_{\text{вст}}$ , то  $v_{D=81}^2$  у різниці  $v_{\text{вст}}^2 - v_{D=81}^2$  істотно на результат не впливає. Для оцінки втрат використаємо сумарний коефіцієнт опору [130]:

$$\xi_{\text{сум}} = \frac{\Delta p}{q} = \frac{0.300}{0.267} = 1.12. \quad (5.1.16)$$

Місцеві втрати на вхідній ділянці до мінімального перерізу приймаємо як частку від  $\xi_{\text{сум}}$  [148]:

$$\xi_{\text{втр}} = (0.3 - 0.5) \xi_{\text{сум}} = (0.3 - 0.5) \cdot 1.12 = 0.34 - 0.56. \quad (5.1.17)$$

Тоді мінімальний статичний тиск становить:

$$p_{\min} = 0.701 - 0.267 - (0.34 - 0.56) \cdot 0.267 = 0.344 - 0.284 \text{ МПа (абс)} \quad (5.1.18)$$

Таким чином, вставка з 10 канавками прямокутного профілю забезпечує формування гідродинамічного режиму в мінімальному перерізі зі швидкістю  $v_{\min} = 23$  м/с та зниження статичного тиску в зоні інжекції до значення  $p_{\min} = 0.284 - 0.344$  МПа(абс).

Після мінімального перерізу потік входить у дифузур, де зі зменшенням швидкості відбувається часткове відновлення статичного тиску. Дифузур карбонізатора виконує функцію відновлення статичного тиску за рахунок зменшення швидкості потоку після зони мінімального перерізу. Геометрія дифузора описана вище. Малий кут розкриття  $\theta = 1.6^\circ$  забезпечує відновлення тиску без відриву потоку [26,27,44,48].

Час перебування рідини в дифузурі оцінювали як відношення його об'єму до об'ємної витрати [131]:

$$t_{\text{д}} = \frac{V_{\text{д}}}{Q}, \quad (5.1.19)$$

де  $t_d$  - час перебування рідини в дифузорі, с;  $V_d$  - об'єм дифузорної частини, м<sup>3</sup>;  $Q$  - об'ємна витрата рідини, м<sup>3</sup>/с .

Об'єм дифузора наближено прийнято як об'єм усіченого конуса [131]:

$$V_d = \frac{\pi L_d}{12} (D_{\text{вих}}^2 + D_{\text{вих}} D_{\text{вх}} + D_{\text{вх}}^2) = \frac{\pi \cdot 0.581}{12} (0.081^2 + 0.081 \cdot 0.049 + 0.049^2) = 1.97 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (5.1.20)$$

За номінальної витрати  $Q=20\text{м}^3/\text{год}=5.56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  отримуємо:

$$t_d = \frac{1.97 \cdot 10^{-3}}{5.56 \cdot 10^{-3}} = 0.35 \text{ с}. \quad (5.1.21)$$

Час перебування рідини в дифузорі є малим. Отже, підвищення ступеня розчинення переважно забезпечується інтенсивним масообміном, а не довгим часом контакту. Гідродинамічний розрахунок удосконаленої конструкції дозволив визначити  $p_{\text{min}}$  у зоні підведення CO<sub>2</sub> та підтвердив можливість формування інтенсивного режиму змішування та диспергування. Однак для обґрунтування карбонізації необхідно пересвідчитись, що за наявного тиску в лінії забезпечується рівноважна (або близька до рівноважної) розчинність CO<sub>2</sub> 5 г/л при 13 °С, а також врахувати зниження розчинності у солодкій воді.

Для водних систем у першому наближенні рівноважну розчинність CO<sub>2</sub> оцінюють за законом Генрі [134]:

$$C = H^{cp}(T) p_{CO_2}, \quad (5.1.22)$$

де  $C$  - молярна концентрація (моль/м<sup>3</sup>),  $H^{cp}(T)$  - константа Генрі [60];  $p_{CO_2}$  - парціальний тиск CO<sub>2</sub>, Па

Цільова концентрація CO<sub>2</sub> у продукті становить  $C=5\text{г/л}$  (тобто 5000г/м<sup>3</sup>). Тобто:

$$C = \frac{5000}{44.01} = 113.6 \text{ моль/м}^3 \quad (5.1.23)$$

де  $M_{CO_2} = 44.01$  г/моль - молярна маса CO<sub>2</sub>.

Для температури  $T=13^\circ \text{ С}$  за даними [60] приймаємо:

$$H^{cp}(286\text{К})=4.7 \cdot 10^{-4}, \text{ моль}/(\text{м}^3 \cdot \text{Па}) \quad (5.1.24)$$

Звідси рівноважний парціальний тиск, необхідний для забезпечення 5 г/л CO<sub>2</sub> в напої [60, 134]:

$$p_{CO_2,req} = \frac{c}{H^{cp}} = \frac{113.6}{4.7 \times 10^{-4}} = 2.42 \times 10^5 \text{ Па} = 0.242 \text{ Мпа (абс)}. \quad (5.1.25)$$

Оскільки у реальному процесі карбонізації продукт є багатокомпонентним (солодка вода), розчинність CO<sub>2</sub> може зменшуватися порівняно з водою. Для врахування цього ефекту вводимо запас за тиском через коефіцієнт  $k_p=1.15$  [141, 147]. Перевірка умови забезпечення цільової концентрації у лінії виконується за критерієм [141, 147]:

$$p_{вих,абс} \geq k_p \cdot p_{CO_2,ном}. \quad (5.1.26)$$

Для верхньої межі запасу  $k_p=1.25$ :

$$k_p \cdot p_{CO_2,ном} = 1.25 \cdot 0.242 = 0.303 \text{ МПа(абс)} < 0.401 \text{ МПа(абс)} = p_{вих,абс}. \quad (5.1.27)$$

Визначимо масову кількість розчиненого CO<sub>2</sub>, номінального для забезпечення цільової концентрації [134,140]:

$$\dot{m}_{CO_2,роз} = C_{CO_2} Q = 5 \cdot 20 = 100, \text{ кг/год}. \quad (5.1.28)$$

Отже, з технологічної точки зору необхідно забезпечити розчинення порядку 100кг/год CO<sub>2</sub> у продукті при заданій продуктивності Q. Фактичну подачу газу на вхід вузла прийнято  $\dot{m}_{CO_2,вх} = 400 \text{ кг/год}$  ( дані з підприємства ), тобто із запасом відносно  $\dot{m}_{CO_2,роз}$ . Такий запас відповідає практиці роботи промислових карбонізаторів, оскільки в реальному апараті частина поданого CO<sub>2</sub> не встигає перейти в розчин у карбонізаторі та виноситься далі по лінії у вигляді дисперсної газової фази. Також частина газу може втрачатися при зміні температури, складу напою, тиску перед клапаном. Таким чином, параметром, який підлягає безпосередньому регулюванню, є не необхідна розчинена маса CO<sub>2</sub> в продукті (вона задається 5 г/л), а подача газу у вузол  $\dot{m}_{CO_2,вх}$  та умови контакту фаз (диспергування, масообмін) [134, 140], які визначають частку газу, що реально переходить у розчин за даного тиску в лінії. Удосконалення у вигляді конусної вставки з канавками спрямоване саме на збільшення інтенсивності диспергування та масообміну, щоб забезпечити потрібні 100кг/год розчиненого CO<sub>2</sub>.

Для стабілізації та керування подачею CO<sub>2</sub> у карбонізаторі необхідно передбачити багатострумний жиклер на вході, який формує локальний опір у лінії підведення газу й знижує чутливість витрати CO<sub>2</sub> до коливань робочих параметрів, зменшує ризик нерівномірності розподілу газової фази у потоці [140]. Жиклер здійснює розподіл газу на декілька струменів та їх первинне дроблення, що сприяє утворенню дрібнодисперсних бульбашок [134]. Ці фактори сприяють збільшенню міжфазної поверхні контакту “газ-рідина” і відповідно масообміну [134]. Геометричні параметри жиклера (кількість і діаметр отворів, тощо) слід уточнити з урахуванням заданої подачі  $\dot{m}_{CO_2, in}$ , тиску в газовій магістралі, розрахункового тиску в зоні інжекції  $p_{min}$  [140]. Енергетичні витрати на роботу карбонізатора оцінювали за перепадом тиску  $\Delta p$  [140]:

$$N_k = \Delta p \cdot Q = 0.300 \cdot 10^6 \cdot 5.56 \cdot 10^{-3} = 1.668 \cdot 10^3 \text{ Вт}, \quad (5.1.29)$$

де  $N_k$  - необхідна потужність, Вт.

Електрична потужність з урахуванням ККД [140]:

$$N_e = \frac{N_k}{\eta} = \frac{1.67}{0.65} = 2.57 \text{ кВт}, \quad (5.1.30)$$

де  $N_e$  — електрична потужність, кВт.

Проектні результати (див. дод. Д), були передані на Тернопільську броварню “Опілля” і використані для удосконалення вузла карбонізації.

## **Розділ 5.2. Практична пропозиція щодо застосування кавітаційного апарата як модуля гомогенізації для невеликих ферм**

### **5.2.1. Вихідні умови та постановка завдання**

Розглянемо невелике фермерське господарство з добовим об'ємом молока  $V_{доб} = 400$  л при дворазовому доїнні ( $m=2$ ). У цьому випадку об'єм молока після одного доїння становить:

$$V_{мол} = \frac{V_{доб}}{m} = \frac{400}{2} = 200 \text{ л} = 0.2 \text{ м}^3 \quad (5.2.1)$$

Для зменшення аерації та уповільнення окиснювальних змін продукту доцільним є застосування закритої ємності з підпором  $p_{танк} = 0.15$  МПа [135]. За

показами манометра на напірній лінії потрібно забезпечити тиск після насоса  $p_{\text{вих,нас}}=0.40$  МПа .

За результатами розділів 3 і 4 встановлено, що критерій гідродинамічного впливу полягає у забезпеченні швидкості у горловині діаметром  $d_f=5$  мм на рівні  $v_f \geq 20$  м/с, а необхідна кратність обробки (рециркуляції) має складати  $N=9$  циклів.

### **5.2.2. Розрахунок гідродинамічних параметрів з врахуванням пропускної здатності горловини апарата та забезпечення гідродинамічних параметрів обробки**

Для гідравлічної перевірки визначальним параметром є діаметр горловини  $d_f=5\text{мм}=0.005\text{м}$ . Площа перерізу горловини при цьому становить:

$$A_f = \frac{\pi d_f^2}{4} = \frac{\pi(0.005)^2}{4} = 1.9635 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2. \quad (5.2.2)$$

Оскільки вимірний тиск після насоса складає  $p_{\text{вих,нас}}=0.40$  МПа, а ємність має підпір  $p_{\text{танк}}=0.15$  МПа, то перепад тиску, який насос може реалізувати на циркуляційному контурі, визначається як [114, 118, 146]:

$$\Delta p_{\text{нас}} = p_{\text{вих,нас}} - p_{\text{танк}} = 0.40 - 0.15 = 0.25 \text{ МПа}. \quad (5.2.3)$$

Цей перепад розподіляється між втратами в кавітаційному апараті та втратами в колекторах і арматурі. Слід зазначити, що перепад тиску тільки на один кавітаційний-модуль, можна записати у вигляді  $\Delta p_{\text{модуль}} = \Delta p_{\text{нас}} - \Delta p_{\text{втр}}$ , де  $\Delta p_{\text{втр}}$  - це втрати в арматурі та з'єднаннях тощо.

Швидкість у горловині пов'язана з витратою співвідношенням  $v_f = Q/A_f$ . Звідси випливає, що мінімально необхідна витрата на один модуль при  $v_f=20\text{м/с}$  становить [114]:

$$Q_{i,\text{мін}} = v_f A_f = 20 \cdot 1.9635 \cdot 10^{-5} = 3.927 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 1.414 \text{ м}^3/\text{год}. \quad (5.2.4)$$

Для інженерної оцінки пропускної здатності горловини застосовується залежність для дроселювального перерізу [146]:

$$Q_i = C_v A_f \sqrt{\frac{2 \Delta p_{\text{модуль}}}{\rho}}, \quad (5.2.4)$$

де  $\rho$  — густина молока (прийнято  $\rho=1030$  кг/м<sup>3</sup>,  $C_v$  — коефіцієнт витрати (для кавітаційного апарата зі вставкою  $C_d=0.90$ ).

Перепад тиску, потрібний для забезпечення  $Q_{i,\text{мін}}=1.414$  м<sup>3</sup>/год, визначаємо з рівняння 5.2.4 [146]:

$$\Delta p_{\text{модуль}} = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q_{i,\text{мін}}}{C_v A_T} \right)^2 ; \Delta p_{\text{модуль}}=0.25 \text{ МПа.} \quad (5.2.5)$$

Оскільки  $\Delta p_{\text{модуль}}=0.25$  МПа, то для забезпечення надійного запасу доцільно забезпечити тиск на вході в модуль [126]:

$$p_{\text{вих,нас}} \geq p_{\text{танк}} + \Delta p_{\text{втр}} + \Delta p_{\text{модуль}}. \quad (5.2.6)$$

При  $\Delta p_{\text{втр}}=0.03$  МПа отримуємо:

$$P_{\text{вих,нас}} \geq 0.15 + 0.03 + 0.25 = 0.43 \text{ МПа.} \quad (5.2.7)$$

Отже, для забезпечення необхідної швидкості рекомендовано забезпечити тиск після насоса на рівні 0.43-0.45 МПа.

### 5.2.3. Пропозиції щодо режиму обробки та компоновки модуля

Для ферми з об'ємами переробки молока 400 л/добу пропонується паралельне включення  $n=4$  однакових апаратів підключених паралельно. У такій конфігурації сумарна витрата системи становить  $Q_{\Sigma}=n \cdot Q_i$ .

Для об'єму молока партії №1 ( $V_{\text{мол}}=0.2$  м<sup>3</sup>) і заданої кратності обробки ( $N=9$ , розділ 4) загальний циркуляційний об'єм становить:

$$V_3 = N \cdot V_{\text{мол}} = 9 \cdot 0.2 = 1.8 \text{ м}^3. \quad (5.2.8)$$

Час рециркуляції визначали з рівняння:

$$t = \frac{V_3}{Q_{\Sigma}} = \frac{N \cdot V_{\text{мол}}}{Q_{\Sigma}}. \quad (5.2.9)$$

Для системи з чотирма модулями сумарна витрата становить:

$$Q_{\Sigma} \geq 4 \cdot 1.414 = 5.656 \text{ м}^3/\text{год} \quad (5.2.10)$$

Відповідно час для виконання дев'яти циклів обробки становить:

$$t = \frac{1.8}{5.656} = 0.318 \text{ год} = 19.1 \text{ хв.} \quad (5.2.11)$$

Отже модульна система з чотирма паралельними апаратами забезпечує дев'ять циклів обробки 200 літрів молока за 19 хвилин.

Запропонована компоновка модуля гомогенізації (рис.5.2.1) передбачає 2 контура.

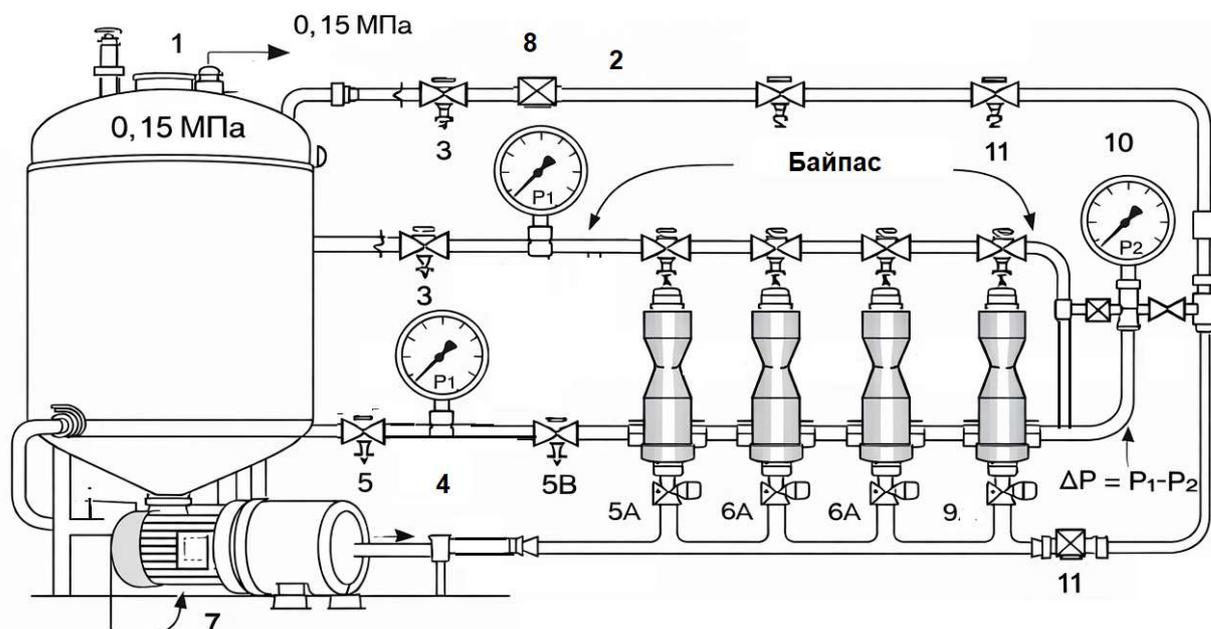


Рисунок 5.2.1 - Машино-апаратурна схема контуру гомогенізації молока: 1 - закрыта ємність для молока; 2 - підпірна лінія ємності з відсічною арматурою; 3 - вентиль; 4 - точка контролю тиску  $P_1$  (манометр); 5 - витратомір; 5А - запірний клапан на вході кавітаційного модуля; 5В - запірний клапан; 6А - запірний клапан; 7 - відцентровий насос з частотним керуванням; 8 - фільтр; 9 - вентиль; 10 - манометр вимірювання тиску  $P_2$  (після блоку модулів); 11 - байпасна лінія з запірною арматурою

. Гідравлічний контур гомогенізації включає закриту ємність з підпором  $p_{\text{танк}}=0.15$  МПа, насос з частотним керуванням, колектори, чотири паралельно встановлені апарата та повернення потоку в ємність. Тепловий контур реалізується

окремо через сорочку чи зміювик, що забезпечує стабілізацію температури без впливу на перепад тиску на модулях.

Контроль режиму раціонально здійснювати за допомогою датчиків тиску до та після блоку модулів  $P_1$  і  $P_2$ , а також контролю температури в ємності або після теплового контуру. Контур працює як замкнена циркуляційна система. Молоко з закритої ємності під надлишковим тиском подається насосом у вхідний колектор і далі розподіляється на чотири паралельні кавітаційні модулі. Після модулів потік збирається у вихідному колекторі та повертається в ємність. Тиск контролюють у точках  $P_1$  і  $P_2$ , а байпасна лінія використовується для пуску, налагодження. Запірна арматура дозволяє відсікати окремі модулі та балансувати витрату між ними. Узагальнені проектні параметри системи гомогенізації наведено в таблиці 5.2.1.

Таблиця 5.2.1. - Проектні параметри модуля гомогенізації для невеликих ферм

Параметр	Прийняте значення
Добовий об'єм молока для переробки	400 л/добу
Кількість доїнь на добу	2
Об'єм молока для переробки після одного доїння	200 л
Підпір у ємності	0.15 МПа
Тиск після насоса (фактичний)	0.40 МПа
Діаметр горловини	5 мм
Критерій гомогенізації	$v_r \geq 20$ м/с
Мін. витрата на 1 модуль	$Q_{(i, \text{мін})} = 1.414$ м <sup>3</sup> /год
Кількість модулів	4 (паралельно)
Мін. сумарна витрата	$Q_{\Sigma, \text{мін}} = 5.656$ м <sup>3</sup> /год
Час на 9 циклів (200 л) при $Q_{\Sigma, \text{мін}}$	19.1 хв
Рекомендований тиск після насоса для запасу по $v_r$	0.43-0.45 МПа

Проектну схему кавітаційного апарата наведено на рис. 5.2.2 [105].

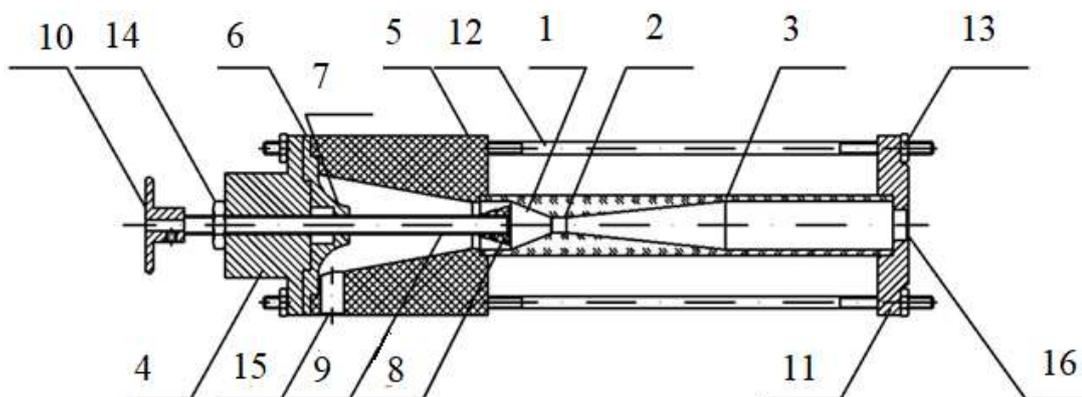


Рисунок 5.2.2.- Схема кавітаційного апарата для гомогенізації молока: 1 - конфузор; 2 - сопло; 3 - дифузор; 4 - передня запірна кришка; 5 - конусна камера; 6 - обтічник; 7 - конусоподібні увігнуті бокові поверхні; 8 - завихрювальний елемент; 9 - стрижень з різьбою; 10 - рукоятка; 11 - задня запірна кришка; 12- шпильки; 13 - гайки; 14 - гайки; 15 - вхідний патрубок; 16 - вихідний патрубок [105].

Молоко через вхідний патрубок 15 надходить у конусну камеру 5, де обтічник 6 з увігнутими поверхнями 7 вирівнює швидкісне поле та зменшує вхідні втрати. Далі у зазорі між конфузором 1 і завихрювальним елементом 8 зростають закручування і зсувні деформації та знижується статичний тиск. У соплі 2 досягається максимум швидкості й мінімум тиску, що спричиняє утворення кавітаційних порожнин; їх колапс у подальшій течії та в дифузорі 3 супроводжується пульсаціями і високими градієнтами швидкості, які інтенсифікують диспергування та гомогенізацію. Після часткового відновлення тиску в дифузорі 3 молоко відводиться через вихідний патрубок 16. Положення завихрювального елемента 8 регулюють стрижнем 9 і рукояткою 10, змінюючи прохідний переріз і, відповідно, перепад тиску та інтенсивність кавітаційного впливу. Альтернативою є апарат зі шнековою вставкою, у якому закручування і зсувні деформації створюються гвинтовими каналами; рівень впливу визначається геометрією шнека та його гідравлічним опором (рис.5.2.3) [104].

Кавітаційний змішувач виконано у спрощеній компоновці з циліндричною горловиною 2 ( $d = L$ ) та регульованим шнековим завихрювачем 7, який переміщують уздовж конфузора 1 стрижнем 8 для налаштування гідродинамічних умов.

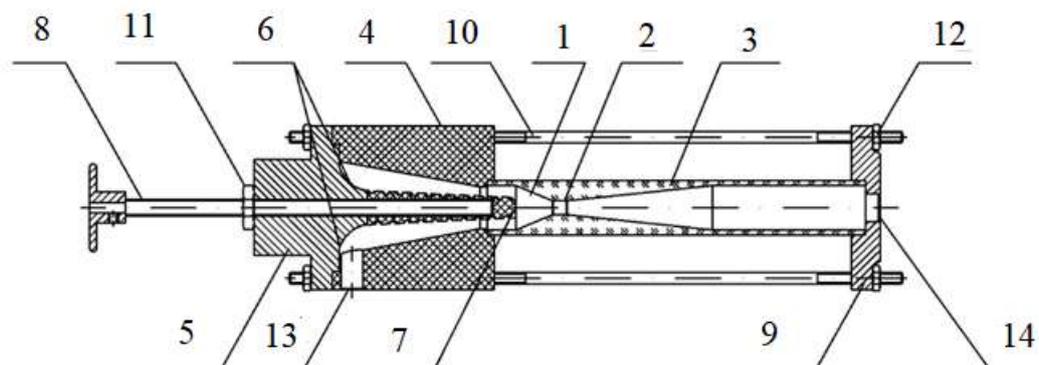


Рисунок.5.2.3. Апарат з шнековою вставкою для регулювання інтенсивності впливу на робоче середовище: 1 - конфузор; 2 - горловина (циліндрична,  $d = L$ ); 3 - дифузор; 4 - конусний перехідник з гладкими стінками; 5 - кришка-обтічник; 6 - півсферичні сегменти торця кришки-обтічника; 7 - завихрювач (шнек); 8 - стрижень з різьбою (механізм осевого переміщення завихрювача); 9 - запірна кришка (на виході дифузора); 10 - шпильки; 11 - гайки; 12 - гайки; 13 - вхідний патрубок; 14 - вихідний патрубок.

Рівномірний підвід забезпечують перехідник 4 і кришка-обтічник 5-6, а підвищення довговічності досягається гладкими проточними поверхнями та відсутністю ерозійно небезпечних каналів.

#### 5.2.4. Характеристики насосної групи та колекторів модуля гомогенізації

Виходячи з встановленої мінімальної сумарної витрати  $Q_{\Sigma, \min} = 5.656 \text{ м}^3/\text{год}$  для чотирьох паралельних модулів, необхідно врахувати можливі коливання в'язкості та температури продукту в реальних умовах експлуатації, а також ймовірні гідравлічні втрати. У зв'язку з цим доцільно прийняли робочий діапазон витрати  $Q_{\Sigma} = 5.7 - 6.5 \text{ м}^3/\text{год}$ , що відповідає витраті на один модуль  $Q_i = 1.4 - 1.6 \text{ м}^3/\text{год}$ .

Відповідно до встановленої в попередньому підрозділі рекомендації щодо робочого тиску на виході з насосу еквівалентний напір визначали як [114, 140]:

$$H = \frac{\Delta p_{pump}}{\rho g} = \frac{(0.28-0.30) \cdot 10^6}{1030 \cdot 9.81} = 27.7 - 29.7 \text{ м.} \quad (5.2.12)$$

Цей діапазон напору має забезпечуватись у робочій точці з урахуванням втрат. Гідравлічна потужність насоса визначається добутком перепаду тиску та об'ємної витрати [114, 118]:

$$N = \Delta p_{нас} \cdot Q_{\Sigma}. \quad (5.2.13)$$

За умови  $\Delta p_{нас} = 0.28$  МПа (див. п. 5.2.3 ) та  $Q_{\Sigma} = 5.7$  м<sup>3</sup>/год = 0.00158 м<sup>3</sup>/с отримуємо:

$$N = 0.28 \cdot 10^6 \cdot 0.00158 = 0.44 \text{ кВт.} \quad (5.2.14)$$

З урахуванням сумарного коефіцієнта корисної дії насоса та приводу, (0.45-0.60), рекомендована встановлена потужність електродвигуна становить [114, 118]:

$$N_e = \frac{N}{\eta} = 0.7 - 1.0 \text{ кВт.} \quad (5.2.15)$$

Враховуючи необхідність запасу на випадок забруднення поверхонь, додаткових місцевих втрат та можливість регулювання режиму, доцільно передбачити насос із встановленою потужністю 1.1-1.5 кВт, обладнаний частотним перетворювачем для забезпечення рекомендованої швидкості в горловині. Рівномірність розподілу потоку по чотирьох паралельних лініях досягається шляхом забезпечення однакової довжини та конфігурації трубопроводів, мінімізацією кількості відведень під прямим кутом з перевагою плавних колін, встановленням на кожній лінії відсічного клапана.

### 5.3. Висновки до 5 розділу

В результаті аналізу базової конструкції карбонізатора встановленого на Тернопільські броварні “Опілля”, було встановлено, що апарат має низку обмежень, зокрема локальне зниження статичного тиску у горловині апарата є недостатнім. Це впливає на стабільність процесу насичення та ускладнює керування подачі CO<sub>2</sub>. Також досліджується недостатня інтенсивність подрібнення газу та перемішування в апараті. Тому технологічний ефект досягається переважно завдяки додатковим елементам лінії після вузла (статичний змішувач, тощо). Встановлено, що формування достатнього перепаду тиску,

необхідного для інтенсифікації, у базовій геометрії є обмеженим для забезпечення інтенсивного перемішування і насичення напоїв. Тому необхідним є конструктивне удосконалення, спрямоване на підвищення швидкостей та пониження тиску у зоні масообміну без втрати продуктивності та з раціональними енергетичними витратами.

З метою усунення недоліків базової конструкції було розроблено проектну пропозицію модернізації карбонізатора шляхом встановлення конусної вставки з тангенційними канавками. Обґрунтовано, що таке конструктивне рішення формує керований режим течії з інтенсифікацією диспергування  $\text{CO}_2$  та масообміну в зоні інжекції, забезпечуючи збереження технологічної продуктивності та підвищення ефективності насичення напою діоксидом вуглецю

Обґрунтовано, що підвищення частки розчинення діоксиду вуглецю з 0.25 до 0.30 при продуктивності 20 м<sup>3</sup>/год забезпечує зменшення необхідної подачі діоксиду вуглецю з 400 до 333.3 кг/год. За тривалості роботи лінії 1550 год/рік це відповідає річній економії близько 100 тон діоксиду вуглецю, що еквівалентно 1500000 грн/рік за прийнятої вартості діоксиду вуглецю 15000 грн/т. Додаткові витрати на електричну енергію, пов'язані з роботою удосконаленої конструкції, становлять близько 167504 грн/рік і є суттєво меншими за економію на діоксиді вуглецю. Чистий річний економічний ефект становить 1 332 496 грн./рік, а строк окупності вставки вартістю 10000 грн. становить один день роботи лінії.

Запропоновано практичну компоновку модульної системи гомогенізації для невеликих ферм на основі чотирьох паралельних кавітаційних модулів з горловиною  $d_r=5$  мм, яка за умови забезпечення тиску на вході в апарат  $P=0,5$  МПа забезпечує швидкість у горловині не менше 20 м/с і реалізує дев'ять циклів рециркуляції партії 200 л за 19 хвилин при мінімальній сумарній витраті 5,66м<sup>3</sup>/год, що підтверджує технічну здійсненність і керованість процесу в умовах фермерського виробництва. Розглянуті конфігурації кавітаційного апарата захищені отриманими патентами на корисні моделі, що забезпечує правову

охорону запропонованих технічних рішень і можливість їх практичного впровадження.

Основні результати розділу опубліковано в працях [104,105]

## ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ ТА ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено науково-прикладну задачу удосконалення конструкції кавітаційного апарата статичного типу на базі труби Вентурі на основі результатів чисельного моделювання гідродинамічних параметрів потоку, встановлення кавітаційних параметрів та їх експериментальної перевірки. За результатами досліджень сформульовано такі загальні висновки:

1. Обґрунтовано інженерну доцільність удосконалення кавітаційного апарата по типу труби Вентурі на основі аналізу досліджень щодо застосування такого обладнання у промисловості. Обґрунтовано, що статичні кавітаційні апарати, як правило, забезпечують стабільнішу роботу і нижчі енерговитрати у порівнянні з іншими апаратами.

2. Обґрунтовано і задано базову геометрію основного конструктивного елемента, кавітаційного апарата, труби Вентурі ( кут конфузора  $45^\circ$ , кут дифузора  $12^\circ$ ,  $d_r=5-10$  мм,  $L_r/d_r=1$ ). У всіх досліджуваних конфігураціях залишаються сталими значення кута конфузора і дифузора, що забезпечило можливість порівняння досліджуваних конфігурацій за гідродинамічними й кавітаційними параметрами в різних серіях досліджень та з аналогічними конфігураціями за літературними даними.

3. Запропоновано конструктивне удосконалення апарата шляхом застосування змінних вставок (конусної з тангенційними канавками та шнекової), які дають змогу формувати кавітаційний режим за нижчих тисків і витрат течії та регулювати гідродинамічні параметри та подовжувати кавітаційні ділянки за умови незмінних гідродинамічних параметрів на вході в апарат.

4. Створено тривимірні (3D) моделі базової та модифікованих конфігурацій кавітаційного апарату, виконано чисельну постановку задачі внутрішньої течії у SolidWorks Flow Simulation із моделі турбулентності k-ε та однорідної рівноважної моделі суміші рідина-пара (НЕМ) для порівняльної оцінки

гідродинаміки й двофазності. Проведено серію чисельних розрахунків у діапазонах  $Q = 1.2-4.2 \text{ м}^3/\text{год}$  з отриманням розподілів  $p(x)$ ,  $v(x)$ , об'ємної частки пари  $\alpha$  та протяжності двофазних зон.

5. Встановлено вплив діаметра горловини на поріг та інтенсивність кавітаційного режиму. Встановлено, що зі збільшенням  $d_r$  від 5 до 10 мм необхідна витрата для переходу в кавітаційний режим зростає від  $Q_{\text{кав}} = 0,41 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  до  $Q_{\text{кав}} = 1,72 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  (приблизно у 4,2 рази). При цьому необхідний вхідний тиск, за результатами чисельного моделювання, що забезпечує досягнення кавітаційного режиму становить  $p_{\text{вх.CFD}} = 0,25-0,55 \text{ МПа}$  залежно від розміру горловини. За результатами НЕМ-моделювання встановлено вплив діаметру горловини апарату на об'єм парової фази, що формується в межах кавітаційної ділянки.

6. Встановлено, що застосування внутрішніх вставок забезпечує збільшення протяжності зон розрідження та посилення двофазності. Водночас це супроводжується додатковими гідравлічними втратами. Для варіанта апарату з  $d_r=5 \text{ мм}$  довжина ділянки з тиском  $p < 30 \text{ кПа}$  збільшується з  $L=0,005 \text{ м}$  (базова конфігурація) до  $L=0,206 \text{ м}$  (геометрія з конусною або шнековою вставкою), а ділянки з  $p < 10 \text{ кПа}$  з  $L=0,003 \text{ м}$  до  $L=0,062 \text{ м}$  (за умови застосування конусної вставки) та  $L=0,066 \text{ м}$  (за умови застосування шнекової). Для варіанта з  $d_r=7 \text{ мм}$  вставки також формують додаткові локальні зони пониженого тиску, що дає змогу ініціювати кавітацію у випадках, коли базова геометрія не забезпечує стійкої двофазності. При цьому відмінності енерговитрат між типами вставок є незначними, оскільки приріст сумарних втрат тиску для шнекової вставки відносно конусної становить 3-5 кПа (1,5% загального падіння тиску).

7. Експериментально підтверджено адекватність результатів розрахунку гідродинамічних параметрів за CFD моделлю. За умови експерименту  $p_{\text{вх}} = 0.35-0.37 \text{ МПа}$  і  $Q=2.94 \text{ м}^3/\text{год}$ , відносні розбіжності за перепадом тиску становили 5.7% (базова геометрія  $d_r=5 \text{ мм}$  з конусною вставкою), 13% (базова геометрія з  $d_r=5 \text{ мм}$  з шнековою вставкою) і 7-15% для конфігурацій з  $d_r=7 \text{ мм}$ ), тобто похибка  $\leq 8\%$ , що

підтверджує коректність граничних умов і придатність CFD-моделі для порівняльної оцінки конструкцій. Візуальні спостереження узгоджуються з CFD-локалізацією мінімумів тиску (для  $d_r=5$  мм двофазність стабільна в горловині і дифузори), а зі збільшенням витрати подовження ділянки зниженого тиску в напрямку дифузора становить близько 30%.

8. Для порівняльної оцінки конфігурацій кавітаційного апарата застосовано узагальнений енергетичний критерій  $\eta^*$ , що характеризує співвідношення ефект-енерговитрати (кількість сформованої парогазової фази на одиницю витраченої енергії) за фіксованого режиму та забезпечує коректне зіставлення геометрій у межах кожної серії. Установлено, що вплив вставок на  $\eta^*$  залежить від діаметра горловини. У конфігураціях із  $d_r=5$  мм вставки забезпечують збільшення об'єму парової фази, але через зростання гідравлічних втрат  $\eta^*$  знижується відносно базової геометрії (раціональніше співвідношення забезпечує шнекова вставка), тоді як у конфігураціях із  $d_r=7$  мм вставки підвищують  $\eta^*$ , причому максимальні значення відповідають конфігурації з конусною вставкою.

9. Експериментально підтверджено вплив геометрії апарата на технологічний ефект обробки середовищ. Досліджувані модифікації апарата порівнювали за ефективністю гомогенізації жирової фази у молоці. За допомогою цифрової мікроскопії зразків молока після обробки та подальшої обробки зображень у програмі ImageJ, що дало можливість отримати розподіл жирових глобул за розмірами, виконано оцінювання ефективності роботи досліджуваних конфігурацій. При порівнянні модифікацій апарата разом з оцінкою впливу кавітаційних ефектів на дисперсність жиру також враховували кратність обробки. Встановлено, що конфігурація з  $d_r=5$  мм (без вставок) забезпечує кращий ефект порівняно з геометрією  $d_r=7$  мм (без вставок) на 65%.

10. Фізико-хімічний вплив на робочі середовища та порівняння досліджуваних конфігурацій апарата в цьому контексті виконували шляхом експериментальної оцінки зміни рН та електропровідності  $\chi$  дистильованої води під

час обробки у циркуляційному контурі з кавітаційним апаратом. Більші зміни спостерігали для конфігурацій з  $d_r=5$  мм зі шнековою вставкою, а для геометрії з  $d_r=7$  мм з конусною вставкою. Електропровідність води зростала для всіх конфігурацій. Найбільші зміни були зафіксовані для конфігурації з  $d_r=7$  мм з конусною вставкою.

Розроблено проектні пропозиції щодо модернізації вузла карбонізації для Тернопільської пивоварні “Опілля”. Обґрунтовано, що розроблені конструктивні зміни дозволять зекономити близько 100 т/рік  $\text{CO}_2$ . Річний економічний ефект становитиме близько 1.675 млн грн/рік. Результати передано до Тернопільської пивоварні “Опілля”, виготовлено взірець, встановлено в технологічну лінію та проведено дослідження в умовах підприємства. Розроблено технічне рішення компоновки системи гомогенізації для невеликих ферм що включає чотири паралельних кавітаційних лінії. Запропоновані конструктивні рішення кавітаційних апаратів захищені патентами на корисні моделі, що підтверджує можливість їх практичного впровадження.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Abràmoff M. D., Magalhães P. J., Ram S. J. Image processing with ImageJ. *Biophotonics international*. 2004. Vol. 11, No 7. P. 36-42.
2. Apsley D. Topic T2: Flow in Pipes and Channels. *Hydraulics 2*. Autumn 2025. URL: <https://personalpages.manchester.ac.uk/staff/david.d.apsley/lectures/hydraulics2/t2.pdf> (дата звернення: 20.01.2023).
3. Apte D., Ge M., Coutier-Delgosha O. Numerical Investigation of Three-dimensional Effects of Cavitating Flow in a Venturi-type Hydrodynamic Cavitation Reactor. *ArXiv*. 2024. URL: <https://arxiv.org/abs/2405.00831> (дата звернення: 28.01.2023).
4. Arya S. S., et al. Non-thermal, energy efficient hydrodynamic cavitation for food processing, process intensification and extraction of natural bioactives: *A review*. *Ultrasonics Sonochemistry*. 2023. Vol. 98. 106504.
5. Avdeeva L., Makarenko A., Zhukotsky E. Investigation of the influence of fluid hydrodynamic flow in venturi nozzle on intensity of cavitation. *Scientific Works of NUFT*. 2019. Vol. 25, Issue 3. P. 145-152. DOI: 10.24263/2225-2924-2019-25-3-18. URL: [https://irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/opac/search.exe?C21COM=2&I21DBN=UJRN&IMAGE\\_FILE\\_DOWNLOAD=1&Image\\_file\\_name=PDF%2FNpukht\\_2019\\_25\\_3\\_18.pdf&P21DBN=UJRN](https://irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/opac/search.exe?C21COM=2&I21DBN=UJRN&IMAGE_FILE_DOWNLOAD=1&Image_file_name=PDF%2FNpukht_2019_25_3_18.pdf&P21DBN=UJRN) (дата звернення: 06.02.2023).
6. Avdieieva L. Yu, Makarenko A. A., Dekusha H. V. Computer Simulation of Fluid Flow Through a Venturi Nozzle of Different Configurations. *Simulation*. 2022. 10. P. 13-19.
7. Balin R., Jansen K. E. Direct numerical simulation of a turbulent boundary layer over a bump with strong pressure gradients. *Journal of Fluid Mechanics*. 2021. 918. A14.

8. Bimestre T. A., et al. Theoretical modeling and experimental validation of hydrodynamic cavitation reactor with a Venturi tube for sugarcane bagasse pretreatment. *Bioresource technology*. 2020. 311. 123540.
9. Boldman D. R., Neumann H. E. Experimental and analytical study of a conically diffused flow with a nearly separated boundary layer. 1973. 67 p. No. E-7423.
10. Brennen C. E. Cavitation bubble dynamics and noise production. 1993.
11. Brennen C. E. Cavitation and bubble dynamics. Cambridge university press, 2014. 249 p.
12. Bustos K. A. G., et al. Hydrodynamic cavitation as a promising technology for fresh produce-based beverages processing. *Innovative Food Science & Emerging Technologies*. 2024. Vol. 96. 103784.
13. Cauduro V. H., et al. A review on scale-up approaches for ultrasound-assisted extraction of natural products. *Current Opinion in Chemical Engineering*. 2025. Vol. 48. 101120. 15 p.
14. Chen Y., Yin C., Song Y. Application of hydrodynamic cavitation in the field of water treatment. *Chemical Papers*. 2023. Vol. 77, No. 7. P. 3521-3546.
15. Colebrook C. F., et al. Correspondence. Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws. *Journal of the Institution of Civil Engineers*. 1939. Vol. 12, No. 8. P. 393-422.
16. Collins T. J. ImageJ for microscopy. *Biotechniques*. 2007. Vol. 43, sup. 1. P. S25 - S30.
17. Danlos A., et al. Study of the cavitating instability on a grooved Venturi profile. *Journal of Fluids Engineering*. 2014. Vol. 136, No. 10. 101302.
18. De Chant L. J. The venerable 1/7th power law turbulent velocity profile: a classical nonlinear boundary value problem solution and its relationship to stochastic processes. *Applied Mathematics and Computation*. 2005. Vol. 161, No. 2. P. 463-474.
19. Denysiuk A., Atamanyuk V., Hnativ Z. Hydrodynamics of crushed oregano filtration drying. *Chemistry and Chemical Technology*. 2025. Vol. 19, No. 3. P. 511-519.

DOI: 10.23939/chcht19.03.511. URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-105019493596> (дата звернення: 06.02.2023).

20. Dubovkina I., Davydenko B., Rikhter V. Modelling of the hydrodynamic conditions throughout liquid system treatment by alternating impulses of pressure. *Ukrainian Food Journal*. 2019. Vol. 8, Issue 2. P. 343-354.

21. Franc J.-P., Michel J.-M. Fundamentals of cavitation. Dordrecht: Springer Netherlands, 2005. 310 p.

22. Gilmore F. R. The growth or collapse of a spherical bubble in a viscous compressible liquid. Pasadena, CA: California Institute of Technology, 1952. 40 p.

23. Gnanaskandan A., Mahesh K. Large eddy simulation of the transition from sheet to cloud cavitation over a wedge. *International Journal of Multiphase Flow*. 2016. Vol. 83. P. 86-102.

24. Han W., et al. Study on the dynamic characteristics of single cavitation bubble motion near the wall based on the Keller-Miksis model. *Processes*. 2024. Vol. 12, No. 4. 826.

25. Hassan W., et al. Dynamic localization of vapor fraction in turbo pump inducers by X-ray tomography. *IEEE Transactions on Nuclear Science*. 2008. Vol. 55, No. 1. P. 656-661.

26. Hemalatha A., Mahalakshmi N. V. Experimental investigations of flow through wide angle conical diffusers with uniform flow and swirl type velocity distortions at inlet. *Thermal Science*. 2018. Vol. 22, No. 6, Part A. P. 2571-2581.

27. Hoffmann J. A. Effects of Free-Stream Turbulence on Diffuser Performance. *Journal of Fluids Engineering*. 1981. Vol. 103, No. 3. P. 385-390.

28. Horvath C., Vargas-Hernández Y., Cordero M. L. Minnaert resonance in an array of two-dimensional bubbles. *Physical Review Applied*. 2023. Vol. 20, No. 4. 044007.

29. Huang J., et al. Wall vortex induced by the collapse of a near-wall cavitation bubble: Influence of the water surface. *Physical Review Fluids*. 2024. Vol. 9, No. 5. 053602.
30. Hutli E., Nedeljkovic M., Bonyár A. Dynamic behaviour of cavitation clouds: Visualization and statistical analysis. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2019. Vol. 41, No. 7. 281.
31. Igathinathane C., et al. Shape identification and particles size distribution from basic shape parameters using ImageJ. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2008. Vol. 63, No. 2. P. 168-182.
32. ISO 5167-4:2022(en). Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full - Part 4: Venturi tubes. Geneva: ISO, 2022. URL: <https://www.iso.org/obp/ui/en/#iso:std:iso:5167:-4:ed-2:v1:en> (дата звернення: 06.09.2023).
33. Ivashchuk O., Chyzhovych R., Atamanyuk V. Simulation of the thermal agent movement hydrodynamics through the stationary layer of the alcohol distillery stillage. *Case Studies in Chemical and Environmental Engineering*. 2024. Vol. 10. 100741.
34. Khiadani M., et al. Enhanced degradation of triclosan using aerated hydrodynamic cavitation: turbulence-based modelling and economic evaluation. *npj Clean Water*. 2025. Vol. 8, No. 1. 89.
35. Knapp R. T., Daily J. W., Hammitt F. G. Cavitation. New York: McGraw Hill, 1970. 578 p.
36. Kojima R., Saito Y., Okabayashi K. Reconstruction of Three-Dimensional Structures From Two-Dimensional Sectional Flow Fields of Cavitating Turbulent Flows Using Machine-Learning-Based Super-Resolution. *Journal of Fluids Engineering*. 2026. Vol. 148, No. 2. 021209.

37. Koukouvini P., et al. Quantitative predictions of cavitation presence and erosion-prone locations in a high-pressure cavitation test rig. *Journal of Fluid Mechanics*. 2017. Vol. 819. P. 21-57.
38. Koval I. Synergistic Effect of Ultrasound Cavitation and Gas in the Water Disinfection. *Chemistry & Chemical Technology*. 2021. Vol. 15. P. 575-582.
39. Kunz R. F., et al. Multi-phase CFD analysis of natural and ventilated cavitation about submerged bodies. *Proceedings of the 3rd ASME-JSME Joint Fluids Engineering Conference*. 1999. Vol. 99. P. 1-8.
40. Lauterborn W., Kurz T. Physics of bubble oscillations. *Reports on Progress in Physics*. 2010. Vol. 73, No. 10. 106501.
41. Li M., et al. Study of Venturi tube geometry on the hydrodynamic cavitation for the generation of microbubbles. *Minerals Engineering*. 2019. Vol. 132. P. 268-274.
42. Limpert E., Stahel W. A., Abbt M. Log-normal distributions across the sciences: keys and clues. *BioScience*. 2001. Vol. 51, No. 5. P. 341-352.
43. Liu Y., et al. Experimental investigation of the dynamic cavitation behavior and wall static pressure characteristics through convergence-divergence venturis with various divergence angles. *Scientific Reports*. 2020. Vol. 10, No. 1. 14172.
44. Lo K. P. Flow separation control for robust conical diffuser design: PhD diss. Stanford: Stanford University, 2012. 204 p. URL: [https://stacks.stanford.edu/file/druid:ys140tr3478/Kin\\_dissertation\\_rev04-augmented.pdf](https://stacks.stanford.edu/file/druid:ys140tr3478/Kin_dissertation_rev04-augmented.pdf) (дата звернення: 06.02.2023).
45. Long X., et al. Experimental investigation of the global cavitation dynamic behavior in a venturi tube with special emphasis on the cavity length variation. *International Journal of Multiphase Flow*. 2017. Vol. 89. P. 290-298.
46. Mancuso G., Langone M., Andreottola G. A critical review of the current technologies in wastewater treatment plants by using hydrodynamic cavitation process: principles and applications. *Journal of Environmental Health Science and Engineering*. 2020. Vol. 18, No. 1. P. 311-333.

47. Marques A. P. L., et al. Differential count of cells in the milk of cows with subclinical mastitis with the colorations of May-Grünwald Giemsa and Gram. *Arquivo Brasileiro de Medicina Veterinária e Zootecnia*. 2016. Vol. 68, No. 5. P. 1133-1140.
48. McDonald A. T., Fox R. W. An experimental investigation of incompressible flow in conical diffusers. *International Journal of Mechanical Sciences*. 1966. Vol. 8, No. 2. P. 125-139.
49. Nadiri K., Baradaran S. Geometric optimization of venturi reactors for enhanced hydrodynamic cavitation efficiency: From conventional to advanced tandem configurations. *Chemical Engineering Journal Advances*. 2025. Vol. 21. 100844.
50. Nöpel J. A., Ayela F. Experimental evidences of radicals production by hydrodynamic cavitation: a short review. *Comptes Rendus. Chimie*. 2023. Vol. 26, No. G2. P. 157-166.
51. Ohl S. W., Klaseboer E., Khoo B. C. Bubbles with shock waves and ultrasound: a review. *Interface Focus*. 2015. Vol. 5, No. 5. 20150019.
52. Oratis A. T., et al. A unifying Rayleigh-Plesset-type equation for bubbles in viscoelastic media. *The Journal of the Acoustical Society of America*. 2024. Vol. 155, No. 2. P. 1593-1605.
53. Orehek J., Teslic D., Likozar B. Continuous crystallization processes in pharmaceutical manufacturing: A review. *Organic Process Research & Development*. 2020. Vol. 25, No. 1. P. 16-42.
54. Payri R., et al. Critical cavitation number determination in diesel injection nozzles. *Experimental Techniques*. 2004. Vol. 28, No. 3. P. 49-52. DOI: 10.1111/j.1747-1567.2004.tb00164.x.
55. Postelmans A., et al. Milk homogenization monitoring: Fat globule size estimation from scattering spectra of milk. *Innovative Food Science & Emerging Technologies*. 2020. Vol. 60. 102311.
56. Prosperetti A. The speed of sound in a gas-vapour bubbly liquid. *Interface Focus*. 2015. Vol. 5, No. 5. 20150024.

57. Prosperetti A. Vapor bubbles. *Annual Review of Fluid Mechanics*. 2017. Vol. 49, No. 1. P. 221-248.
58. Rayleigh L. On the Pressure Developed in a Liquid during the Collapse of Spherical Cavity. *Philosophical Magazine*. 1917. Vol. 34. P. 94-98. DOI: 10.1080/14786440808635681.
59. Samoichuk K., Kiurchev S., Oleksienko N., Palyanichka N., Verholantseva V., Gozhyi O., Bondar A. Determining the quality of milk fat dispersion in a jet-slot milk homogenizer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 5, No. 11 (107). P. 16-24.
60. Sander R. Compilation of Henry's law constants (version 5.0.0) for water as solvent. *Atmospheric Chemistry and Physics*. 2023. Vol. 23, No. 19. P. 10901-12440.
61. Schneider C. A., Rasband W. S., Eliceiri K. W. NIH Image to ImageJ: 25 years of image analysis. *Nature Methods*. 2012. Vol. 9, No. 7. P. 671-675.
62. Schnerr G. H., Sauer J. Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics. *Proceedings of the Fourth International Conference on Multiphase Flow*. New Orleans, 2001. P. 1-12.
63. Shevchuk L., Aftanaziv I., Strutynska L., Strogan O., Samsin I. Identification of special features in the electrolysis-cavitation water treatment in pools. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 2, No. 10. P. 6-15.
64. Shi H., Li M., Nikrityuk P., Liu Q. Experimental and numerical study of cavitation flows in venturi tubes: From CFD to an empirical model. *Chemical Engineering Science*. 2019. Vol. 207. P. 672-687.
65. Sikirica A., Čarija Z., Lučin I., Grbčić L., Kranjčević L. Cavitation model calibration using machine learning assisted workflow. *Mathematics*. 2020. Vol. 8, No. 12. 2107.
66. Simpson A., Ranade V. V. Modeling hydrodynamic cavitation in venturi: Influence of venturi configuration on inception and extent of cavitation. *AIChE Journal*. 2019. Vol. 65, No. 1. P. 421-433.

67. Simpson R. L. Turbulent boundary-layer separation. *Annual Review of Fluid Mechanics*. 1989. Vol. 21, No. 1. P. 205-232.
68. Singhal A. K., Athavale M. M., Li H., Jiang Y. Mathematical basis and validation of the full cavitation model. *Journal of Fluids Engineering*. 2002. Vol. 124, No. 3. P. 617-624.
69. Sojahrood A. J., Li Q., Haghi H., Karshafian R., Porter T. M., Kolios M. C. Probing the pressure dependence of sound speed and attenuation in bubbly media: Experimental observations, a theoretical model and numerical calculations. *Ultrasonics Sonochemistry*. 2023. Vol. 95. 106319.
70. Revolves. *SOLIDWORKS Design Help 2019*. URL: [https://help.solidworks.com/2019/english/SolidWorks/sldworks/c\\_Revolves\\_Folder.htm](https://help.solidworks.com/2019/english/SolidWorks/sldworks/c_Revolves_Folder.htm) (дата звернення: 06.02.2023).
71. Stepanova O., et al. Wastewater treatment using cavitation effects. *European Science*. 2023. No. sge20-02. P. 35-42.
72. Stephen C., Basu B., McNabola A. Detection of cavitation in a centrifugal pump-as-turbine using time-domain-based analysis of vibration signals. *Energies*. 2024. Vol. 17, No. 11. 2598.
73. Sun X., Chen S., Liu J., Zhao S., Yoon J. Y. Hydrodynamic cavitation: A promising technology for industrial-scale synthesis of nanomaterials. *Frontiers in Chemistry*. 2020. Vol. 8. 259.
74. Suslick K. S., Doktycz S. J., Flint E. B. On the origin of sonoluminescence and sonochemistry. *Ultrasonics*. 1990. Vol. 28, No. 5. P. 280-290.
75. Tian D., Xia X., Lu Y., Yuan J., Si Q. Spatiotemporal Cavitation Dynamics and Acoustic Responses of a Hydrofoil. *Water*. 2025. Vol. 17, No. 18. 2776.
76. Tian L., Zhang Y. X., Yin J. Y., Lv L., Zhang J. Y., Zhu J. J. Study on the liquid jet and shock wave produced by a near-wall cavitation bubble containing a small amount of non-condensable gas. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2023. Vol. 145. 106815.

77. Tian L., Zhang Y., Yin J., Lv L., Zhang J., Zhu J. Investigation on heat and mass transfer characteristics of a near-wall multi-cycle cavitation bubble and its thermal effects on the wall using an improved compressible multiphase model. *Ocean Engineering*. 2024. Vol. 298. 117118.
78. Tomita J. T., Barbosa J. R. Influence of inflow turbulence intensity variations in an axial turbine using 3D RANS computations. *International Congress of Mechanical Engineering*. 2011. Vol. 21.
79. Vashkurak U., Shevchuk L., Nykulyshyn I., Aftanaziv I. Research into effectiveness of cavitation cleaning of wastewater of a fat-and-oil plant from organic and biological contamination in the presence of various gases. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 3, No. 10. P. 51-58.
80. Vesipa, R., Paissoni, E., Manes, C., & Ridolfi, L. (2021). Dynamics of bubbles under stochastic pressure forcing. *Physical Review E*, 103(2), 023108.
81. Viten'ko T. N., Gumnitskii Y. M. A mechanism of the activating effect of hydrodynamic cavitation on water. *Journal of Water Chemistry and Technology*. 2007. Vol. 29, No. 5. P. 231-237.
82. Vitenko D. O., Vitenko T. M. Comparative analysis of energy consumption estimation methods for Venturi-type hydrodynamic apparatus. *Fundamental and Applied Problems of Modern Technologies: Proc. Int. Sci.-Tech. Conf. (28-29 May 2025)*. Ternopil: PE Palianytsia V.A., 2025. P. 117. (Modern technologies in machine and instrument engineering)
83. Vitenko D., Zvarych N., Vitenko T. Static Cavitation Module: A Numerical Modeling Approach. *Youth Scientific Achievements to the 21st Century Nutrition Problem Solution: Book of Abstracts. Part 2, 89th International Scientific Conference of Young Scientist and Students (April -7, 2023)*. Kyiv: NUFT, 2023. P. 19.
84. Walstra P., Wouters J. T., Geurts T. J. Dairy science and technology. 2nd ed. CRC press, 2005. 782 p.

85. White W., Beig S. A., Johnsen E. Pressure fields produced by single-bubble Ibacollapse near a corner. *Physical Review Fluids*. 2023. Vol. 8, No. 2. 023601.
86. Wynn S. L. L., Pinthurat W., Marungsri B. Multi-objective optimization for peak shaving with demand response under renewable generation uncertainty. *Energies*. 2022. Vol. 15, No. 23. 8989.
87. Yang T., Zhang L., Liu F., Cheng C., Li G. Hydrodynamic cavitation-impinging stream for enhancing ozone mass transfer and oxidation for wastewater treatment. *Journal of Water Process Engineering*. 2024. Vol. 58. 104799.
88. Yasui K., Tuziuti T., Iida Y. Optimum bubble temperature for the sonochemical production of oxidants. *Ultrasonics*. 2004. Vol. 42, No. 1-9. P. 579-584.
89. Yeneneh A. M., Al Balushi K., Jafary T., Al Marshudi A. S. Hydrodynamic Cavitation and Advanced Oxidation for Enhanced Degradation of Persistent Organic Pollutants: A Review. *Sustainability*. 2024. Vol. 16, No. 11. 4601.
90. You W., Liu T., Manickam S., Wang J., Wang W., Sun X. Cavitation intensity prediction and optimization for a Venturi cavitation reactor using deep learning. *Physics of Fluids*. 2024. Vol. 36, No. 11.
91. Zeng Q., Zhang A. M., Tan B. H., An H., Ohl C. D. Jetting enhancement from wall-proximal cavitation bubbles by a distant wall. *Journal of Fluid Mechanics*. 2024. Vol. 987. R2.
92. Zhang G., Shi W., Zhang D., Wang C., Zhou L. A hybrid RANS/LES model for simulating time-dependent cloud cavitating flow around a NACA66 hydrofoil. *Science China Technological Sciences*. 2016. Vol. 59, No. 8. P. 1252-1264.
93. Zoglopiti E., Roufou S., Psakis G., Okafor E. T., Dasenaki M., Gatt R., Valdramidis V. P. Unravelling the Hydrodynamic Cavitation Potential in Food Processing: Underlying Mechanisms, Crucial Parameters, and Antimicrobial Efficacy. *Food Engineering Reviews*. 2025. P. 1-42.

94. Zwart P. J., Gerber A. G., Belamri T. A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics. *Fifth International Conference on Multiphase Flow (May 30 - June 4, 2004)*. Yokohama, Japan, 2004.

95. Авдєєва Л. Ю., Павлик В. Ю. Дослідження впливу ефектів гідродинамічної кавітації на властивості складних багатокомпонентних систем. *Теплофізика та теплоенергетика*. 2022. Т. 44, № 2. С. 21-28. DOI: <https://doi.org/10.31472/ttpe.2.2022.3>

96. Андреев М. С., Столяренко Г. С. Застосування явища кавітації і кавітаційного реактору для інтенсифікації процесу естерифікації. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2025. № 1 (287). С. 57-66.

97. Бабанов І. Г., Гавва О. М., Бабанова О. І., Житнецький І. В., Ястреба С. П. Інноваційне обладнання молокопереробних підприємств : підручник. Київ : ІНК ОС, 2019. 718 с. URL: <https://dspace.nuft.edu.ua/handle/123456789/29362> (дата звернення: 28.01.2025).

98. Балабан С. М., Чиж В. М. Основи інженерної графіки : навч. Посіб. Тернопіль : Вид-во ТНТУ ім. Івана Пулюя, 2012. 167 с. URL: [https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/20683/1/osnovy\\_inzhenernoyi\\_hrafiyki.pdf](https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/20683/1/osnovy_inzhenernoyi_hrafiyki.pdf). (дата звернення: 06.10.2024).

99. Берник І. М. Дослідження параметрів кавітаційного процесу обробки технологічних середовищ. *Техніка будівництва*. 2014. № 32. С. 14-18.

100. Берник І. М., Луговський О. Ф. Встановлення основних параметрів впливу технологічного середовища на робочий процес ультразвукової кавітаційної обробки. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2014. № 3. С. 121-126.

101. Бойчик І. М. Економіка підприємства : навчальний посібник. Вид. 2-ге, доповн. і переробл. Київ : Атіка, 2006. 528 с.

102. Василенко С. М., Українець А. І., Олішевський В. В. Основи тепломасообміну / за ред. І. С. Гулого. Київ : НУХТ, 2004. 250 с.

103. Вашкурак У. Ю. Вдосконалення кавітаційних технологій очищення промислових стічних вод : дис. ... канд. техн. наук : 05.17.08. Львів : Національний університет «Львівська політехніка», 2021. 175 с.

104. Вітенько Д. О., Вітенько Т. М. Кавітаційний апарат : пат. 160838, Україна, МПК В01F 23/00, № u202406241; заявл. 27.12.2024 ; опубл. 15.10.2025; Бюл. № 42/2025. 4 с.

105. Вітенько Д. О., Вітенько Т. М., Зварич Н. М. Кавітаційний змішувач: пат. 160839 Україна: МПК В01F23/00, № u202406247; заявл. 27.12.2024; опубл. 15.10.2025, Бюл. № 42/2025. 4 с.

106. Вітенько Т. М. Гідродинамічна кавітація у масообмінних, хімічних і біологічних процесах : монографія. Тернопіль : ТДТУ ім. І. Пулюя, 2009. 224 с

107. Вітенько Д., Зварич Н. Оцінка енергоефективності гідродинамічного апарата. *Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки.* 2025. Т. 353, № 3.2. С. 365-369. DOI: 10.31891/2307-5732-2025-353-51.

108. Вітенько Д. О. Дослідження робочої ділянки кавітаційного модуля з активатором складної форми. *Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики : матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. (Тернопіль, 29-30 верес. 2022 р.).* Тернопіль, 2022. С. 62.

109. Вітенько Д. О. Зношування в гідродинамічних апаратах по типу труби Вентурі. *Вібрації в техніці та технологіях.* 2025. № 1 (116). С. 48-55. DOI: 10.37128/2306-8744-2025-1-6.

110. Вітенько Д. О. Порівняння гідродинамічних параметрів у кавітаційних апаратах з різними конфігураціями звужувальних каналів. *Гідроаеромеханіка в інженерній практиці (Форум інженерів-механіків) : матеріали XXVIII Міжнар. наук.-техн. конф. (Київ, 2024).* Київ, 2024. Т. 28, № 1. С. 60-62.

111. Вітенько Д. О., Вітенько Т. М. Аналіз та порівняння гідродинаміки потоку у кавітаційних апаратах. *Науковий вісник Таврійського державного*

агротехнологічного університету. 2024. Т. 14, № 2. С. 1-15. DOI: 10.32782/2220-8674-2024-24-2-9

112. Вітенько Д. О., Зварич Н. М. Гідродинамічні та кавітаційні характеристики статичних моделей апаратів зі змінною конфігурацією вхідного каналу. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2025. Vol. 94, No. 2. P. 45-54. DOI: 10.20535/2521-1943-2025-94-2-318233

113. Вітенько Д. О., Зварич Н. М. Гідродинамічна кавітація в масообмінних процесах. Аналіз парогазової фази. *Актуальні задачі сучасних технологій : матеріали XII Міжнар. наук.-практ. конф. молодих учених та студентів (Тернопіль, 6-7 груд. 2023 р.)*. Тернопіль, 2023. С. 273-274.

114. Возняк Л. В., Гімер П. Р., Паневник М. І., Мердух О. В. Гідравліка : навч. посіб. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2012. 327 с.

115. Гащин О. Р. Інтенсифікація процесів знезараження води з використанням гідродинамічних кавітаційних пристроїв: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.17.08. Львів, 2009. 20 с.

116. Вітенько Т. М. Математичне моделювання процесу знезараження стічних вод при кавітаційному впливі. *Вісник Тернопільського державного технічного університету*. 2007. Т. 12, № 4. С. 136-142.

117. Гулий І. С. Теоретичні основи харчових технологій : підручник. Київ : Фірма «Періодика», 2000. 524 с.

118. Дідур В. А., Журавель Д. П., Палішкін М. А., Міщенко А. В., Борхаленко Ю. О. Гідравліка : підручник. Київ, 2015. 546 с.

119. Долінський А. А., Шурчкова Ю. А., Дубовкіна І. О., Коник А. В. Дослідження впливу механізмів дискретно-імпульсного введення енергії на водневий показник водних систем. *Промислова теплотехніка*. 2015. Т. 37, № 1. С. 5-11.

120. ДСТУ EN ISO 10523:2022 Якість води. Визначення рН (EN ISO 10523:2012, IDT; ISO 10523:2008, IDT) : [Чинний від 2023-12-31]. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022. 23с.

121. ДСТУ EN ISO 10523:2022. Якість води. Відбирання проб. Частина 3. Настанови щодо зберігання та поводження з пробами (EN ISO 5667-3:2024, IDT; ISO 5667-3:2024, IDT): ДСТУ EN ISO 5667-3:2025. [Чинний від 2025]. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2025. 72с.

122. ДСТУ ISO 707:2002. Молоко та молочні продукти. Настанови з відбирання проб (ISO 707:1997, IDT) : [Чинний від 2003-10-01]. Київ : Держспоживстандарт України, 2003. 32 с.

123. Експериментальне дослідження стійкості конструкційних матеріалів до кавітаційної ерозії. Луговський О. Ф., Зілінський А. І., Шульга А. В., Лавріненков А. Д., Гришко І. А., Берник І. М. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2020. № 3 (90). С. 29-33.

124. Залуцький С. З. Обґрунтування параметрів шнеків з робочою еластичною поверхнею для транспортування сільськогосподарських матеріалів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05. Тернопіль: ТНТУ ім. Івана Пулюя, 2018. URL: <https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/24784/7/dis.pdf> (дата звернення: 10.05.2024).

125. Іваницький Г. К., Целень Б. Я., Радченко Н. Л. Використання гідродинамічної кавітації для підвищення ефективності процесу кристалізації лактози в молочній сироватці. *Scientific Works*. 2022. Т. 86, № 1. С. 11-16. DOI: 10.15673/swonaft.v86i1.2396.

126. Іванчук Я. В., Іскович-Лотоцький Р. Д. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. Частина 1. Основні закони, рівняння і визначення : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2019. 183 с.

127. Іващук О. С., Атаманюк В. М., Чижович Р. А. Дослідження гідродинаміки руху теплового агента для фільтраційного сушіння бурякового жому. *Вісник НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського»*. Серія: Хімічна інженерія,

*екологія та ресурсозбереження*. 2024. № 3. С. 9-18. DOI: 10.20535/2617-9741.3.2024.312415.

128. Кавітаційні технології для виробництва нанопрепаратів : монографія. Долінський А. А., Авдєєва Л. Ю., Макаренко А. А. Київ : Наукова думка, 2020. 112 с.

129. Клепко В. Ю. Вища математика в прикладах і задачах : навчальний посібник. 2-ге вид. Київ : Центр учбової літератури, 2009. 594 с. URL: [https://shron1.chtyvo.org.ua/Klepko\\_Viktor/Vyscha\\_matematyka\\_v\\_prykladakh\\_i\\_zadachakh.pdf](https://shron1.chtyvo.org.ua/Klepko_Viktor/Vyscha_matematyka_v_prykladakh_i_zadachakh.pdf) (дата звернення: 12.11.2023).

130. Константінов Ю. М., Гіжа О. О., Копаниця Ю. Д. Технічна механіка рідини і газу. Ч. 2. Кінематика і динаміка рідини. Приклади і задачі : навчальний посібник. Київ : КНУБА, 2015. 164 с.

131. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід : підручник. Київ : Фірма «ІНКОС» ; Центр навч. літ-ри, 2006. 616 с.

132. Луговський О. Ф., Берник І. М. Ультразвукові кавітаційні апарати для реалізації екологічно безпечної технології вилучення пектину з вторинної рослинної сировини. *Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»*. Серія: *Машинобудування*. 2010. № 58. С. 82-86.

133. Луговський О. Ф., Берник І. М. Теоретичне обґрунтування доцільності використання ультразвукових кавітаційних технологій у технологічних процесах. *Техніка будівництва*. 2011. № 26. С. 54-61.

134. Мацнев А. І., Саблій Л. А. Водовідведення на промислових підприємствах : навчальний посібник. Рівне, 1998. 220 с.

135. Машкін М. І., Париш Н. М. Технологія молока і молочних продуктів : навчальне видання. Київ : Вища освіта, 2006. 351 с.

136. Мороз М. О. Вплив ефекту гідродинамічної кавітації на абсорбцію NO<sub>x</sub>. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Хімія, технологія речовин та їх застосування*. 2013. № 761. С. 240-246.

137. Насос побутовий центробіжний занурювальний БЦПЕ «Водолій» : керівництво з експлуатації (паспорт). Харків : ТОВ «ПРОМЕЛЕКТРО-ХАРКІВ», 2009. 26 с.

138. Основи тепломасообміну. Василенко С. М., Українець А. І., Олішевський В. В.: підручник / за ред. І. С. Гулого. Київ : НУХТ, 2004. 250 с. ISBN 966-612-030-5.

139. Панов Є. М., Карвацький А. Я., Педченко А. Ю., Пулінець І. В., Лазарев Т. В. Числове моделювання обтікання профілю крила надзвуковим потоком з використанням програмного коду OpenFOAM. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2015. № 2. С. 69-78.

140. Процеси та обладнання хімічної технології. Корнієнко Я. М., Лукач Ю. Ю., Мікульонок І. О., Ракицький В. Л., Рябцев Г. Л.: підручник : у 2 ч. Київ : НТУУ «КПІ», 2011. Ч. 1. 300 с. ; Ч. 2. 416 с.

141. Прибильський В. Л., Романова О. Ю., Сидор В. О. Технологія безалкогольних напоїв : навч. посіб. Київ : НУХТ, 2014. 310 с. ISBN 978-966-612-159-5. URL: <http://dspace.nuft.edu.ua/jspui/handle/123456789/20485> (дата звернення: 26.12.2024).

142. Самойчук К. О. Розвиток наукових основ гідродинамічного диспергування молочних емульсій : дис. ... д-ра техн. наук : 05.18.12. Мелітополь : ТДАТУ, 2018. 384 с.

143. Самойчук К. О., Ковальов О. О., Івженко А. О. Аналіз методів оцінювання якості гомогенізації молока. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2012. Вип. 12, т. 4. С. 222-229.

144. Самойчук К. О., Паляничка Н. О., Ковальов О. О., Верхованцева В. О., Харитонова А. С. Звіт про науково-дослідну роботу «Розробка технологій і

технічних засобів для переробки і зберігання сільськогосподарської продукції та процесів і обладнання харчових виробництв» (заключний). Мелітополь : ТДАТУ, 2020. 152 с. № ДР 0118U003823.

145. Стародуб О. А. Принципи конструювання шнеків побутових електром'ясорубок. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. 2012. № 6. С. 84-89.

146. Тарасенко Т. В., Бадах В. М. Дослідження локалізації і інтенсивності кавітаційної ерозії при високонапірному дроселюванні рідини в гідравлічних пристроях. *Проблеми тертя та зношування*. 2019. № 2. С. 93-103.

147. Мелетьєв А. Є., Домарецький В. А., Тодосійчук С. Р. Технологія солоду, пива та безалкогольних напоїв у задачах і прикладах : навч. посібник / за ред. А. Є. Мелетьєва. Київ : Вища шк., 2007. 256 с.

148. Хлапук М. М., Шинкарук Л. А., Дем'янюк А. В., Дмитрієва О. А. Гідротехнічні споруди : навчальний посібник. Рівне : НУВГП, 2013. 241 с. ISBN 978-966-327-263-4.

149. Чуб І. М. Масообмінні процеси водопідготовки : навч. посібник. Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2020. 161 с.

## ДОДАТКИ

## ДОДАТОК А

### Список опублікованих праць за темою дисертації

Публікації, які відображають основні наукові результати дисертації

1. Вітенько Д. О., Вітенько Т. М. Аналіз та порівняння гідродинаміки потоку у кавітаційних апаратах. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2024. Т. 14, № 2. С. 1-15. DOI: 10.32782/2220-8674-2024-24-2-9. (фахове видання України)

2. Вітенько Д. О. Зношування в гідродинамічних апаратах по типу труби Вентурі. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2025. № 1(116). С. 48-55. DOI: 10.37128/2306-8744-2025-1-6. (фахове видання України).

3. Вітенько Д. О., Зварич Н. М. Гідродинамічні та кавітаційні характеристики статичних моделей апаратів зі змінною конфігурацією вхідного каналу. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2025. Т. 9, № 1(104). С. 7-82. DOI: [https://doi.org/10.20535/2521-1943.2025.9.1\(104\).318233](https://doi.org/10.20535/2521-1943.2025.9.1(104).318233)

4. Вітенько Д., Зварич Н. Оцінка енергоефективності гідродинамічного апарата. *Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки*. 2025. Т. 353, № 3.2. С. 365-369. DOI: 10.31891/2307-5732-2025-353-51. URL: <https://heraldts.khmnu.edu.ua/index.php/heraldts/article/view/1934> (дата звернення: 30.01.2026)

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

5. Вітенько Д. О. Дослідження робочої ділянки кавітаційного модуля з активатором складної форми. *Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики: матеріали міжнар. наук.-практ. конф.*, м. Тернопіль, 29-30 верес. 2022 р. Тернопіль, 2022. С. 62.

6. Вітенько Д. О., Зварич Н. М. Гідродинамічна кавітація в масообмінних процесах. Аналіз парогазової фази. *Актуальні задачі сучасних технологій: матеріали XII Міжнар. наук.-практ. конф. молодих учених та студентів*, м. Тернопіль, 6-7 груд. 2023 р. Тернопіль, 2023. С. 273-274

7. Vitenko D. O., Zvarych N. M., Vitenko T. M. Static Cavitation Module: A Numerical Modeling Approach. *Youth Scientific Achievements to the 21st Century Nutrition Problem Solution: book of abstracts. Part 2* : 89th International Scientific Conference of Young Scientist and Students, Kyiv, April 3-7, 2023 р. Kyiv : NUFT, 2023. P. 19.

8. Вітенько Д. О. Порівняння гідродинамічних параметрів у кавітаційних апаратах з різними конфігураціями звужувальних каналів. *Гідроаеромеханіка в інженерній практиці (Форум інженерів-механіків): матеріали XXVIII Міжнар. наук.-техн. конф. Секція «Технічна гідромеханіка»*. Т. 28, № 1. Київ, 2024. С. 60-62.

9. Vitenko D. O., Vitenko T. M. Comparative analysis of energy consumption estimation methods for Venturi-type hydrodynamic apparatus. *Fundamental and Applied Problems of Modern Technologies: proc. Int. Sci.-Tech. Conf. Ternopil, May 28-29, 2025*. Ternopil : PE Palianytsia V. A., 2025. P. 117. (Modern technologies in machine and instrument engineering)

Публікації, які додатково відображають результати дисертації

10. Кавітаційний змішувач: пат. 160839 Україна: МПК В01F23/00, № u202406247; заявл. 27.12.2024; опубл. 15.10.2025, Бюл. № 42/2025. 4 с.

11. Кавітаційний апарат: пат. 160838, Україна, МПК В01F 23/00, № u202406241; заявл. 27.12.2024 ; опубл. 15.10.2025; Бюл. № 42/2025. 4 с.

## ДОДАТОК Б





## ДОДАТОК В

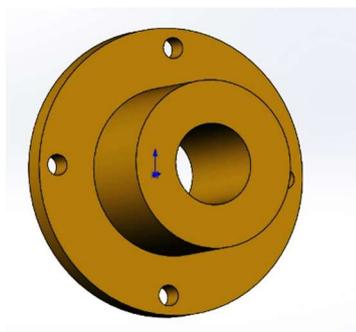


Рисунок - Фланець

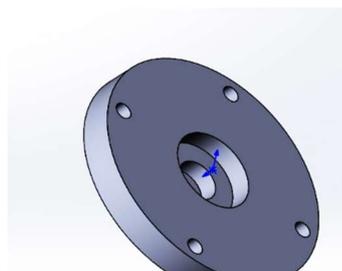


Рисунок - Фланець

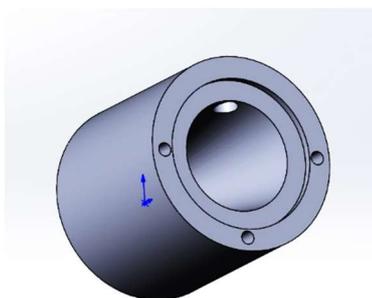


Рисунок - Ввідна циліндрична камера



Рисунок - Шпильки кріплення вставки і секцій

## Додаток Г

### Г.1. Розрахунок геометричних параметрів шнекової вставки

Однією з основних секцій кавітаційного апарата є конфузур труби Вентурі, геометрія якого визначається діаметром вхідної камери  $D_{\text{вх}}=32\text{мм}$ , напівкутом (кутом) конфузора  $\alpha/2=22.5^\circ$ , діаметром горловини (розглянуто варіанти  $d_{\Gamma}=5\text{ мм}$  та  $d_{\Gamma}=7\text{ мм}$ ).

Для лінійного конфузора біжучий діаметр на відстані  $x$  від початку звуження визначається за рівнянням []:

$$D_{\text{к}}(x) = D_{\text{вх}} - 2x \tan(\alpha/2). \quad (\text{Г } 1.1)$$

При  $\alpha/2=22.5^\circ$  отримаємо:

$$D_{\text{к}}(x) = D_{\text{вх}} - 0.828 \cdot x. \quad (\text{Г } 1.2)$$

Для визначення довжини конфузора використовували умову, що діаметр кінцевої частини на вході в горловину дорівнює діаметру самої горловини. Математично цю умову записують як  $D_{\text{к}}(L_{\text{к}}) = d_{\Gamma}$ :

$$L_{\text{к}} = \frac{D_{\text{вх}} - d_{\Gamma}}{0.828}. \quad (\text{Г } 1.3)$$

Біжучий діаметр конфузора, що відповідає крайньому правому положенню вставки в конфузурі визначали через коефіцієнт  $k$ :

$$D_{\text{к,вих}} = k \cdot d_{\Gamma}. \quad (\text{Г } 1.4)$$

Цей коефіцієнт задає мінімально допустиму відстань вставки від горловини з технологічних міркувань. Для апарата з діаметром горловини  $d_{\Gamma} = 5\text{ мм}$  було обрано коефіцієнт  $k = 3.0$ , що рекомендується для малих горловин з метою мінімізації ризиків додаткового дроселювання та ерозії. Для апарата з більшим діаметром горловини  $d_{\Gamma} = 7\text{ мм}$  застосували дещо менше значення  $k = 2.5$  [146].

З рівняння профілю конфузора  $D_{\text{к}}(x_{\text{вих}}) = D_{\text{к,вих}}$  знаходимо осьову координату положення вставки в конфузурі:

$$x_{\text{вих}} = \frac{D_{\text{вх}} - D_{\text{к,вих}}}{0.828}. \quad (\text{Г } 1.5)$$

Задаємо положення вставки у конфузурі цією координатою:

$$L_{ш,к} = x_{вих} = \frac{D_{вх} - D_{к,вих}}{0,828}. \quad (\Gamma 1.6)$$

Зовнішній діаметр шнекової вставки приймаємо з умови забезпечення постійного радіального зазору  $\delta_{\min} \geq 2$  мм між зовнішньою поверхнею вставки та внутрішньою стінкою апарата. Оскільки конфузور звужується за лінійним законом, зовнішня поверхня вставки має бути конічною. Напівкут цієї конічної поверхні приймають рівним напівкуту конфузора. Довжину ділянки конфузора від крайнього правого положення вставки до входу в горловину розраховуємо за рівнянням:

$$L_B = L_K - L_{ш,к}. \quad (\Gamma 1.7)$$

Ця величина має становити не менше  $1,5d_r$ , щоб торець вставки не наближався до входу в горловину і не створював умов локального дроселювання та часткового перекриття потоку.

Біжучій діаметр конфузора. Що відповідає крайньому правому положенню вставки за умови якщо коефіцієнт  $k=3,0$  становить:

$$D_{к,вих} = 3 \cdot 05 = 15 \text{ мм}. \quad (\Gamma 1.8)$$

Визначимо довжину конфузора:

$$L_K = \frac{33-5}{0,828} = \frac{28}{0,828} = 33,80 \text{ мм}. \quad (\Gamma 1.9)$$

і положення вставки у конфузори:

$$L_{ш,к} = \frac{33-15}{0,828} = \frac{18}{0,828} = 21,73 \text{ мм}. \quad (\Gamma 1.10)$$

Далі розрахуємо діаметри основ вставки:

$$D_{ш,вх} = 33 - 2 \cdot 2,0 = 29,0 \text{ мм}, \quad (\Gamma 1.11)$$

$$D_{ш,вих} = 15 - 2 \cdot 2,0 = 11,0 \text{ мм}. \quad (\Gamma 1.12)$$

Розрахуємо довжину ділянки конфузора перед горловиною, яка не перекривається вставкою:

$$L_B = 33,80 - 21,73 = 12,07 \text{ мм}. \quad (\Gamma 1.13)$$

Перевіримо чи достатньо цієї довжини.

$L_r = 12,07 \text{ мм} > 2 \cdot 5 = 10 \text{ мм}$  - умова виконується з запасом.

Якщо приймаємо коефіцієнт  $k=2,5$  то біжучий діаметр конфузора становитиме:

$$D_{к,вих}=2,5 \cdot 7=17,5 \text{ мм.} \quad (\Gamma 1.14)$$

Визначимо довжина конфузора становить:

$$L_{к} = \frac{33-7}{0,828} = \frac{26}{0,828} = 31,38 \text{ мм.} \quad (\Gamma 1.15)$$

Довжина, що відповідає крайньому правому положенню вставки у конфузори у цій конфігурації становитиме:

$$L_{ш,к} = \frac{33-17,5}{0,828} = \frac{15,5}{0,828} = 18,71 \text{ мм.} \quad (\Gamma 1.16)$$

Визначимо діаметри основ вставки:

$$D_{ш,вх}=33-2 \cdot 2,0=29,0 \text{ мм,} \quad (\Gamma 1.17)$$

$$D_{ш,вих}=17,5-2 \cdot 2,0=13,5 \text{ мм.} \quad (\Gamma 1.18)$$

Розрахуємо довжину ділянки конфузора, що не є неперекритою вставкою:

$$L_{в}=31,38-18,71=12,67 \text{ мм} \quad (\Gamma 1.19)$$

Перевірка:  $L_{в}=12,67 \text{ мм} = 1,81 d_{г}$  (при  $d_{г}=7 \text{ мм}$ ) і перевищує прийнятий мінімальний запас  $1,5 d_{г}=10,5 \text{ мм}$ , отже вхід у горловину не перекривається вставкою, тобто умова виконується.

Розрахуємо напівкут конусності поверхні шнекової вставки за рівнянням:

$$\beta/2 = \arctan\left(\frac{D_{ш,вх}-D_{ш,вих}}{2L_{ш,к}}\right). \quad (\Gamma 1.20)$$

Для апарата з діаметром горловини  $d_{г}=5 \text{ мм}$ :

$$\beta/2 = \arctan\left(\frac{29-11}{2 \cdot 21,73}\right) = \arctan\left(\frac{18}{43,46}\right) = \arctan(0,414) = 22,5^\circ.$$

Для горловини  $d_{г} = 7 \text{ мм}$ :

$$\beta/2 = \arctan\left(\frac{29-13,5}{2 \cdot 18,71}\right) = \arctan\left(\frac{15,5}{37,42}\right) = \arctan(0,414) = 22,5^\circ.$$

У обох випадках конусність вставки дорівнює напівкуту конфузора, що забезпечує постійний  $\delta_{\min}$  між поверхнею вставки і ділянкою апарату.

Крок навивки визначали з геометрії гвинтової лінії:

$$p = \pi D_{ш} \tan(\lambda), \quad (\Gamma 1.21)$$

де  $\lambda$  - кут підйому гвинтової лінії. Для шнекових робочих органів застосовують малі кути підйому. У літературі наводять кути  $5 \dots 30^\circ$  [Стародуб, 2012]. Приймаємо кут підйому гвинтової лінії  $\lambda = 5^\circ$  як проєктне значення для помірною закручування потоку. Вибір малого кута обумовлений тим, що збільшення  $\lambda$  підсилює тангенційний рух потоку, але одночасно зростає гідравлічний опір і підвищується ризик локального дроселювання у конфузори.

Для основи з діаметром  $D_{\text{ш,вх}} = 29 \text{ мм}$ :

$$r_{\text{вх}} = \pi \cdot 29 \cdot 0.087 = 7.97 \text{ мм}, \quad (\text{Г 1.22})$$

Для  $D_{\text{ш,вих}} = 11 \text{ мм}$ , відповідно крок навивки становитиме:

$$r_{\text{вих}} = \pi \cdot 11 \cdot 0.087 = 3.02 \text{ мм} \quad (\text{Г 1.23})$$

Для апарата з діаметром горловини  $d_{\text{г}} = 7 \text{ мм}$  (при  $D_{\text{ш,вих}} = 13.5 \text{ мм}$ ):

$$r_{\text{вих}} = \pi \cdot 13.5 \cdot 0.087 = 3.71 \text{ мм} \quad (\text{Г 1.24})$$

Підтримання сталого кута підйому вимагає змінного кроку навивки, що ускладнює виготовлення. Тому технологічно доцільнішим є використання постійного кроку  $r_{\text{пост}}$ , при якому кут підйому змінюється вздовж вставки за законом:

$$\lambda(x) = \arctan\left(\frac{r_{\text{пост}}}{\pi D_{\text{ш}}(x)}\right). \quad (\text{Г 1.25})$$

При зменшенні діаметра  $D_{\text{ш}}$  в напрямку до горловини кут  $\lambda$  зростає, що призводить до посилення закрутки ближче до входу у конфузори. Для апарата з діаметром горловини  $d_{\text{г}} = 5 \text{ мм}$  при  $r_{\text{пост}} = 4.0 \text{ мм}$  на вході маємо

$$\lambda_{\text{вх}} = \arctan\left(\frac{4,0}{\pi \cdot 29}\right) = \arctan(0.0439) = 2.5^\circ, \quad (\text{Г 1.26})$$

на виході:  $\lambda_{\text{вих}} = \arctan\left(\frac{4,0}{\pi \cdot 11}\right) = \arctan(0.1157) = 6.6^\circ$ .

Рекомендовані значення постійного кроку:

$r_{\text{пост}} = 3,5 - 4,0 \text{ мм}$  для апарата з  $d_{\text{г}} = 5 \text{ мм}$ ;  $r_{\text{пост}} = 4,0 - 5,0 \text{ мм}$  для апарата з  $d_{\text{г}} = 7 \text{ мм}$ .

Довжину вставки у вхідній камері визначали з умови формування стабільної закрутки потоку. Рекомендована довжина становить:

$$L_{\text{кам,акт}}=(2-4)\cdot D_{\text{вх}}. \quad (\text{Г } 1.27)$$

При  $D_{\text{вх}}=33$  мм приймаємо  $L_{\text{кам,акт}}=3\cdot 33=99$  мм (округлено до 100 мм для зручності виготовлення). Повна довжина шнекової вставки:

$$L_{\text{ш}}=L_{\text{кам,акт}}+L_{\text{ш,к}}. \quad (\text{Г } 1.28)$$

Для апарата з  $d_r=5$  мм:

$$L_{\text{ш}}=100+21.73=121.73 \text{ мм (округлено до 122 мм).}$$

Для апарата з  $d_r=7$  мм:

$$L_{\text{ш}}=100+18.71=118.71 \text{ мм (округлено до 119 мм).}$$

Зведені результати розрахунку наведено в таблиці Г.1.1.

Прийняті геометричні параметри  $\delta_{\text{мін}}=2.0$ ,  $k$  та  $L_{\text{в}}$ , а також крок навивки забезпечують технологічний зазор і центрування вставки, відступ від входу в горловину без локального дроселювання, та потрібну інтенсивність закручування потоку.

Таблиця Г.1.1 - Геометричні параметри шнекової вставки

Параметр	Позначення	$d_r=5$ мм	$d_r=7$ мм
Коефіцієнт завершення	$k$	3.0	2.5
Діаметр завершення у конфузори	$D_{\text{к,вих}}$	15.0	17.5
Довжина конфузора	$L_{\text{к}}$	33.80	31.38
Глибина заходу у конфузур	$L_{\text{ш,к}}$	21.73	18.71
Діаметр вставки на вході	$D_{\text{ш,вх}}$	29.0	29.0
Діаметр вставки на виході	$D_{\text{ш,вих}}$	11.0	13.5
Вільна ділянка до горловини	$L_{\text{в}}$	12.07	12.67
Напівкут конуса вставки	$\beta/2$	22.5	22.5
Довжина у вхідній камері	$L_{\text{кам,акт}}$	100	100
Повна довжина вставки	$L_{\text{ш}}$	122	119
Постійний крок навивки	$p_{\text{пост}}$	3.5-4.,0	4.0-5.0

## Г.2 Проектний розрахунок конусної вставки з тангенційними каналами для кавітаційного апарата

Вихідні дані.  $D_{\text{вх}}=32$  мм; повний кут конфузора  $45^\circ$  ( $\alpha/2=22,5^\circ$ );  $d_{\text{г}}=5$  мм або  $d_{\text{г}}=7$  мм;  $L_{\text{г}}=5$  мм або  $L_{\text{г}}=7$  мм. Вставка встановлюється співвісно у конфузорі. Основний потік проходить у кільцевому каналі між стінкою конфузора та вставкою. Мінімальний радіальний зазор (проектний параметр)  $\delta_{\text{мін}}=1,5$  мм (за потреби може прийматись 2,0 мм і більше).

В зоні конфузор - горловина формуються максимальні градієнти швидкості та тиску, що визначають режим течії та умови кавітації. Вставка змінює геометрію каналу, тому ці зміни мають бути контрольованими. Для знімної співвісної деталі зазор задаємо з урахуванням сумарних відхилень співвісності та розмірів, щоб виключити контакт вставки зі стінкою під час роботи апарату.

Уточнимо геометрію конфузора. Для конфузора біжучий діаметр розраховуємо за рівнянням:

$$D_k(x) = D_{\text{вх}} - 2x \cdot \tan(\alpha/2), \quad (\text{Г } 2.1)$$

що є стандартним геометричним описом конічних ділянок проточної частини у гідравлічних розрахунках [131].

$$D_k(x) = 32 - 0,82 \cdot x \text{ мм.} \quad (\text{Г } 2.2)$$

Довжина конфузора:

$$L_k = \frac{D_{\text{вх}} - d_{\text{г}}}{0,82}. \quad (\text{Г } 2.3)$$

Розглянемо геометрію конуса. Радіальний зазор між конусом і поверхнею конфузора буде змінюватись відповідно до залежності:

$$\delta(x) = \frac{D_k(x) - D_{\text{вст}}(x)}{2}, \quad (\text{Г } 2.4)$$

Проектною умовою є забезпечення мінімального зазору між конусом і конфузором:

$$\delta(x) \geq \delta_{min}, \quad (\Gamma 2.5)$$

Вставка не повинна досягати горловини, для якої характерні максимальні швидкості і кавітаційні ефекти [146]:

$$k = \frac{D_k(L_{вст})}{d_r} \Rightarrow D_k(L_{вст}) = k d_r. \quad (\Gamma 2.6)$$

де  $k$  - проєктний коефіцієнт який характеризує положення вставки відносно горловини.

Тоді довжина вставки визначається з геометрії конфузора:

$$L_{вст} = \frac{D_{вх} - k d_r}{0,82}. \quad (\Gamma 2.7)$$

З умови мінімального зазору можна розрахувати діаметри усіченого конуса [146]:

$$D_{вст,вих} = D_k L_{вст} - 2\delta_{min} = k \cdot d_r - 2\delta_{min}. \quad (\Gamma 2.8)$$

Менший діаметр розрахуємо з умови  $\delta_{вх} = 3.5$  мм:

$$D_{вст,вх} = D_{вх} - 2\delta_{вх}. \quad (\Gamma 2.9)$$

Приймаємо  $\delta_{min} = 1,5$  мм;  $\delta_{вх} = 3.5$  мм  $\Rightarrow D_{вст,вх} = 25$  мм.

Вибираємо  $k = 3.0$ , що характеризує раціональне положення вставки в конфузори [146].

Біжучий діаметр конфузора у такій позиції вставки становить:

$$D_k(L_{вст}) = k \cdot d_r = 3.0 \cdot 5 = 15.0 \text{ мм}. \quad (\Gamma 2.10)$$

Довжина вставки:

$$L_{вст} = \frac{32 - 15,0}{0,82} = 20.52 \text{ мм}. \quad (\Gamma 2.11)$$

Вихідний діаметр вставки:

$$D_{вст,вих} = 15.0 - 2 \cdot 1.5 = 12.0 \text{ мм}. \quad (\Gamma 2.12)$$

Середній діаметр (для оцінки гвинтової лінії каналів):

$$D_{сер} = \frac{D_{вст,вх} + D_{вст,вих}}{2} = \frac{25 + 12}{2} = 18.5 \text{ мм}. \quad (\Gamma 2.13)$$

Розглянемо апарат з горловиною діаметром  $d_r = 7$  мм.

Вибираємо  $k = 2.3$  [114, 131, 146].

Біжучий діаметр конфузора у такій позиції вставки становить:

$$D_k(L_{\text{вст}}) = k \cdot d_{\Gamma} = 2.3 \cdot 7 = 16.1 \text{ мм.} \quad (\Gamma 2.14)$$

Довжина вставки:

$$L_{\text{вст}} = \frac{32 - 16.1}{0.828427} = 19.20 \text{ мм.} \quad (\Gamma 2.15)$$

Вихідний діаметр вставки:

$$D_{\text{вст,вих}} = 16.1 - 2 \cdot 1.5 = 13.1 \text{ мм.} \quad (\Gamma 2.16)$$

Середній діаметр:

$$D_{\text{сер}} = \frac{25 + 1}{2} = 19.05 \text{ мм.} \quad (\Gamma 2.17)$$

Приймаємо лінійний профіль (забезпечує технологічність виготовлення та контролю розмірів):

$$D_{\text{вст}}(x) = D_{\text{вст,вх}} - (D_{\text{вст,вх}} - D_{\text{вст,вих}}) \frac{x}{L_{\text{вст}}}, \quad 0 \leq x \leq L_{\text{вст}}. \quad (\Gamma 2.18)$$

Розрахуємо площу кільцевого перерізу, щоб забезпечити проходження потоку рідини:

$$A_{\text{кільць}}(x) = \frac{\pi}{4} [D_k(x)^2 - D_{\text{вст}}(x)^2], \quad (\Gamma 2.19)$$

площа горловини [146]:

$$A_{\Gamma} = \frac{\pi}{4} d_{\Gamma}^2 \quad (\Gamma 2.20)$$

За  $x=0$ ,  $D_k(0)=32$  мм і  $D_{\text{вст,вх}}=25$  мм площа кільцевого перерізу становитиме:

$$A_{\text{кільць,вх}} = \frac{\pi}{4} (32^2 - 25^2) = 313.4 \text{ мм}^2 \quad (\Gamma 2.21)$$

Розглянемо апарат з діаметром  $d_{\Gamma}=5$  мм. Приймаємо положення вставки таким щоб мінімальний зазор був 1,5мм. Для координати конфузора з  $D_k=15,0$  мм, діаметр вставки становитиме  $D_{\text{вст,вих}}=12,0$  мм. Тоді площі кільцевого перерізу буде:

$$A_{\text{кільць,вих}} = \frac{\pi}{4} (15^2 - 12^2) = 63.6 \text{ мм}^2. \quad (\Gamma 2.22)$$

Співвідношення площ:

$$A_{\Gamma} = \frac{\pi}{4} \cdot 5^2 = 19.63 \text{ мм}^2, \quad \frac{A_{\text{кільць,вих}}}{A_{\Gamma}} = 3.24, \quad (\Gamma 2.23)$$

що є достатньої умовою нормальної роботи апарата.

Розрахуємо ці параметри для  $D_k=16,1$  мм,  $D_{\text{вст,вих}}=13,1$  мм:

$$A_{\text{кільц,вих}} = \frac{\pi}{4} (16,1^2 - 13,1^2) = 68,8 \text{ мм}^2 \quad (\text{Г 2.24})$$

$$A_r = \frac{\pi}{4} \cdot 7^2 = 38,48 \text{ мм}^2, \quad (\text{Г 2.25})$$

$$\frac{A_{\text{кільц,вих}}}{A_r} = 1,79. \quad (\text{Г 2.26})$$

Для обох конфігурацій  $A_{\text{кільц,вих}} > A_r$ , кільцевий канал між вставкою і поверхнею конфузора не створює дроселюючого ефекту та забезпечує нормальну роботу апарат та формування кавітаційних ефектів в горловині. [146].

Важливою конструктивною особливістю вставки є тангенційні канавки. Їхньою функцією є закручування потоку. Кількість каналів  $z=10$  прийнято як раціональне значення, що забезпечує близьку до рівномірної закрутку потоку по колу. За меншого  $z$  закрутка стає нерівномірною, а за більшого ускладнюються обробка та контроль однаковості розмірів каналів привиготовленні вставки.

Приймаємо прямокутний переріз канавки: ширина  $b=2\dots3$  мм, глибина  $h=1\dots2$  мм, радіус заокруглення кромки  $R=0,3$  мм (технологічність і зменшення локальних напружень) [131].

Сумарна площа каналів:

$$A_{\text{кан}} = z \cdot b \cdot h. \quad (\text{Г 2.27})$$

Розрахуємо відношення сумарного перерізу каналів до площі кільцевого проходу на вході:

$$\varphi = \frac{A_{\text{кан}}}{A_{\text{кільц,вих}}}. \quad (\text{Г 2.28})$$

Доцільно забезпечити  $\varphi=0,05\dots0,12$ , щоб канали формували закрутку, але неперекривали потік.

Якщо  $z=10$ ,  $b=2$  мм,  $h=1$  мм, то  $A_{\text{кан}}=10 \cdot 2 \cdot 1=20 \text{ мм}^2$ , а  $\varphi=20/313,4=0,064$ , що знаходиться в рекомендованому діапазоні.

Розрахуємо кут нахилу каналу до осі:

$$\tan \psi = \frac{v_\theta}{v_x}, \psi=25\dots35^\circ \text{ (помірне закручування)}. \quad (\text{Г 2.29})$$

Геометрія гвинтової лінії на середньому діаметрі  $D_{\text{сер}}$ :

$$\tan\psi = \frac{P}{\pi D_{\text{сер}}} \Rightarrow P = \frac{\pi D_{\text{сер}}}{\tan\psi}, \quad (\text{Г 2.30})$$

що є стандартним співвідношенням для гвинтової лінії (Доценко, 2024).

Розрахуємо кут повороту траєкторії на довжині вставки:

$$\Delta\varphi = 360^\circ \cdot \frac{L_{\text{вст}}}{P}. \quad (\text{Г 2.31})$$

Виконаємо оціночний розрахунок для  $\psi = 30^\circ$ :

для  $d_{\Gamma}=5$  мм,  $D_{\text{сер}}=18,5$  мм,  $L_{\text{вст}}=20,52$  мм:

$$P = (\pi \cdot 18,5) / (\tan 30^\circ) = (\pi \cdot 18,5) / 0,577 = 100,7 \text{ мм}, \quad (\text{Г 2.32})$$

$$\Delta\varphi = 360^\circ \cdot \frac{20,52}{100,7} = 73^\circ.$$

Для  $d_{\Gamma}=7$  мм,  $D_{\text{сер}}=19,05$  мм;  $L_{\text{вст}}=19,20$  мм:

$$P = \frac{\pi \cdot 19,05}{0,577} = 103,7 \text{ мм}, \quad (\text{Г 2.33})$$

$$\Delta\varphi = 360^\circ \cdot \frac{19,20}{103,7} = 67^\circ.$$

Таблиця Г 2.1. - Результати розрахунку конусної вставки ( $D_{\text{вх}} = 32$  мм;  $\delta_{\text{мін}} = 1,5$  мм)

Параметр	Варіант А ( $D_{\text{вст,вих}} = 12,43$ мм)	Варіант В ( $D_{\text{вст,вих}} = 13,39$ мм)
$D_{\text{вст,вих}}$	25,00 мм	25,00 мм
$D_{\text{вст,вих}}$	12,43 мм	13,39 мм
$L_{\text{вст}}$	20 мм	20 мм
$\delta_{\text{вх}}$	3,5 мм	3,5 мм
$\delta_{\text{вих}}$	1,5 мм	1,02 мм
z (кількість каналів)	10	10
Переріз каналу b×h	2×1 мм	2×1 мм
Кут нахилу $\psi$	25...35°	25...35°
Радіус заокруглення кромки R	0,3 мм	0,3 мм
$\varphi$	0,055	0,055

Варіант А забезпечує  $\delta_{\text{мін}} = 1,5$  мм на виході вставки. Варіант В потребує підвищеної точності співвісності ( $\delta_{\text{вих}} = 1,0$  мм).

## ДОДАТОК Д

### Економічне обґрунтування доцільності удосконалення карбонізатора на базі труби Вентурі.

Таблиця Д.1-Технологічні, гідродинамічні та геометричні параметри продуктивності лінії ( $Q=20 \text{ м}^3/\text{год}$ )

Параметр		
Витрата напою	$Q$	$5.56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$
Температура	$T$	$13^\circ\text{C}$
Тиск на вході (абс.)	$p_{\text{вх,абс}}$	$0.7 \text{ МПа}$
Тиск на виході до клапана (абс.)	$p_{\text{вих,абс}}$	$0.4 \text{ МПа}$
Перепад тиску на лінії	$\Delta p$	$0.3 \text{ МПа}$
Вхідний діаметр	$D_1$	$81 \text{ мм}$
Горловина	$D_\Gamma$	$49 \text{ мм}$
Потрібно розчинити $\text{CO}_2$	$\dot{m}_{\text{роз}}$	$100 \text{ кг/год}$

Економічну ефективність удосконалення карбонізатора на основі труби Вентурі оцінювали шляхом порівняння базової конструкції (без вставки) та удосконаленої конструкції (зі вставкою), з урахуванням впливу конструктивних змін на витрати діоксиду вуглецю, необхідні для забезпечення заданої концентрації у готовому продукті, а також на витрати електричної енергії, пов'язані з подоланням гідравлічного опору апарата.

Розрахунок виконано для номінальної продуктивності за рідиною  $Q=20 \text{ м}^3/\text{год}$ , та цільової концентрації діоксиду вуглецю у готовому продукті  $C_{\text{CO}_2}=5 \text{ г/л}$ .

Вартість діоксиду вуглецю 15000 гривень за одну тонну (внутрішня документація Тернопільської пивоварні «Опілля»), вартість електричної енергії прийнята 11 гривень за кВт·год. Для базової конструкції частка розчинення діоксиду вуглецю прийнята 0.25 (25%, внутрішня документація Тернопільської пивоварні «Опілля»), для удосконаленої конструкції частка розчинення діоксиду

вуглецю 0.30 (внутрішня документація Тернопільської пивоварні «Опілля»). Вартість виготовлення та встановлення вставки 10000 гривень (внутрішня документація Тернопільської пивоварні «Опілля»). Розрахуємо масову витрату діоксиду вуглецю, яку необхідно розчинити для забезпечення цільової концентрації у продукті [140]:

$$\dot{m}_{CO_2, \text{роз}} = C_{CO_2} \cdot Q. \quad (\text{Д.1})$$

Оскільки  $5 \text{ г/л} = 5 \text{ кг/м}^3$ , то для номінальної продуктивності  $20 \text{ м}^3/\text{год}$ :

$$\dot{m}_{CO_2, \text{роз}} = 5 \cdot 20 = 100 \text{ кг/год}. \quad (\text{Д.2})$$

Подачу діоксиду вуглецю на вхід апарата визначали через частку розчинення [140]:

$$\dot{m}_{CO_2, \text{in}} = \frac{\dot{m}_{CO_2, \text{роз}}}{\eta}. \quad (\text{Д.3})$$

Для базової конструкції (частка розчинення 0.25):

$$\dot{m}_0 = \frac{100}{0.25} = 400 \text{ кг/год}. \quad (\text{Д.4})$$

Для удосконаленої конструкції (частка розчинення 0.30):

$$\dot{m}_1 = \frac{100}{0.30} = 333.3 \text{ кг/год}. \quad (\text{Д.5})$$

Погодинна економія діоксиду вуглецю становить:

$$\Delta \dot{m} = \dot{m}_0 - \dot{m}_1 = 400 - 333.3 = 66.7 \text{ кг/год}. \quad (\text{Д.6})$$

Річна економія маси діоксиду вуглецю за тривалості роботи 1500 годин на рік [101]:

$$\Delta m_{\text{рік}} = \Delta \dot{m} \cdot t_{\text{рік}} = 66.7 \cdot 1500 = 100050 \text{ кг/рік} = 100 \text{ т/рік}. \quad (\text{Д.7})$$

Річна економія коштів на діоксиді вуглецю при вартості 15000 гривень за одну тонну:

$$\Delta C_{CO_2} = \Delta m_{\text{рік}} \cdot 15000 = 100 \cdot 15000 = 1500000 \text{ грн./рік}. \quad (\text{Д.8})$$

Витрати електричної енергії оцінювали за потужністю, необхідною для подолання гідравлічного опору апарату, та тривалістю роботи лінії [101]:

$$C_e = N_e \cdot t_{\text{рік}} \cdot c_e, \quad (\text{Д.9})$$

де  $N_e$  - електрична потужність,  $t_{\text{рік}}$  - кількість годин роботи на рік,  $c_e$  - вартість кВт·год електричної енергії.

Для базової конструкції (без вставки)  $\Delta p=0.004$  МПа,  $N_e=0.032$ кВт. Тоді річні витрати на електричну енергію:

$$C_{e,0}=0.032 \cdot 6000 \cdot 11=2116 \text{ грн./рік.} \quad (\text{Д.10})$$

Для удосконаленої конструкції (зі вставкою)  $N_e=2.57$  кВт ( $\Delta p=0.3$ МПа). Тоді річні витрати на електричну енергію:

$$C_{e,1}=2.57 \cdot 6000 \cdot 11=169620 \text{ грн./рік.} \quad (\text{Д.11})$$

Додаткові витрати електричної енергії :

$$\Delta C_e=C_{e,1}-C_{e,0}=169620-2116=167504 \text{ грн./рік.} \quad (\text{Д.12})$$

Чистий річний економічний ефект від удосконалення визначали як різницю економії коштів на діоксиді вуглецю та додаткових витрат на електричну енергію з врахуванням сезонності виробництва:

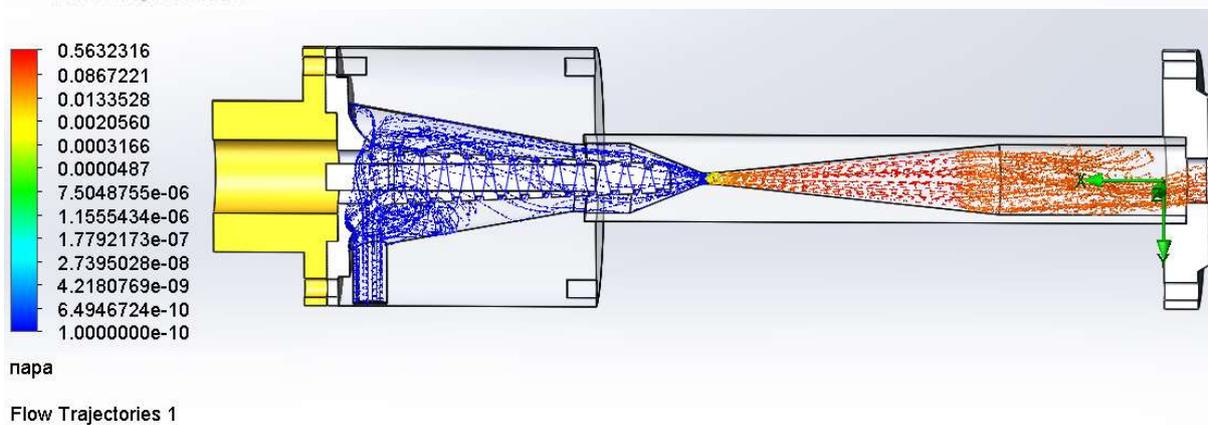
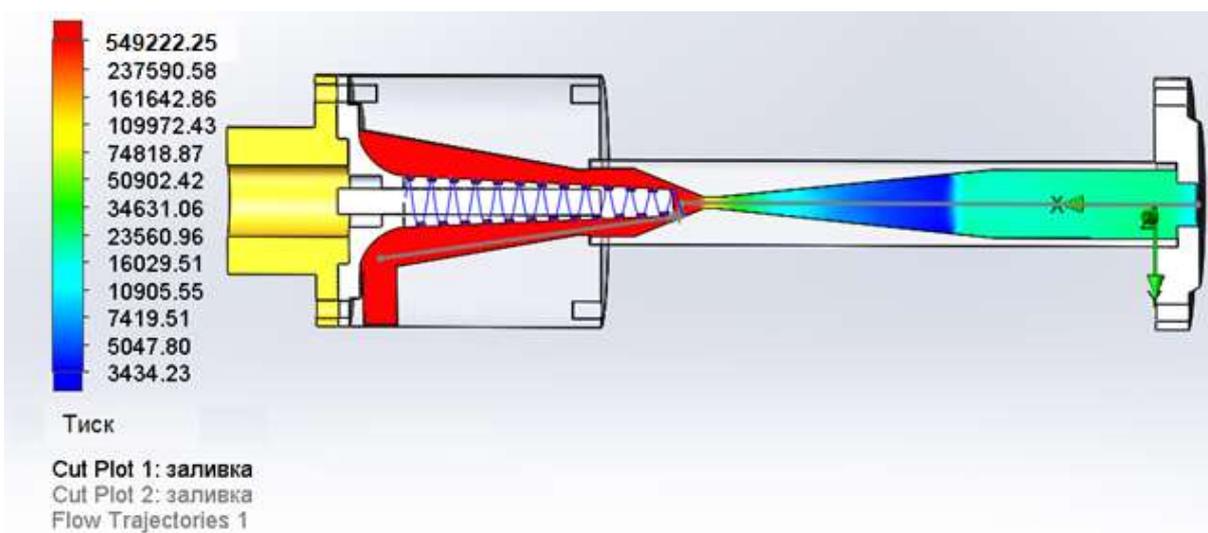
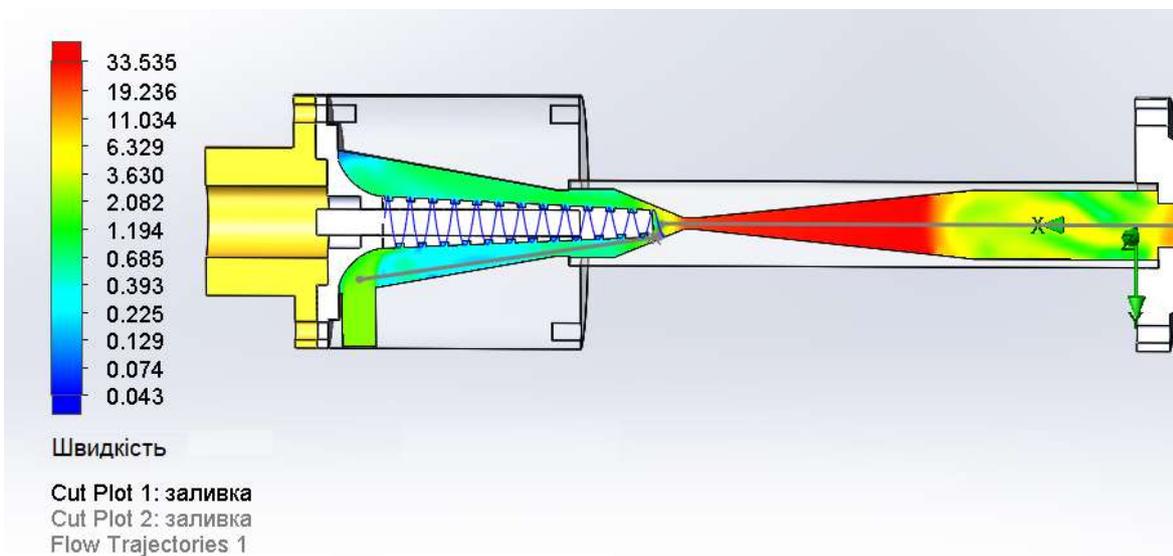
$$\Delta C_p = \Delta C_{\text{CO}_2} - \Delta C_e = 1500\,000 - 167\,504 = 1\,332\,496 \text{ грн./рік.} \quad (\text{Д.13})$$

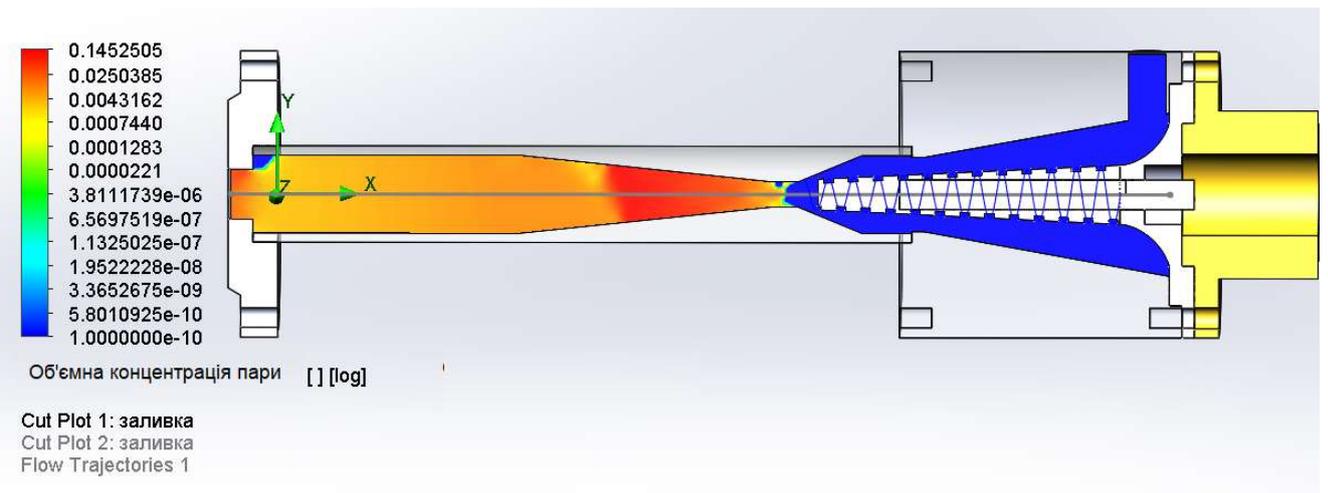
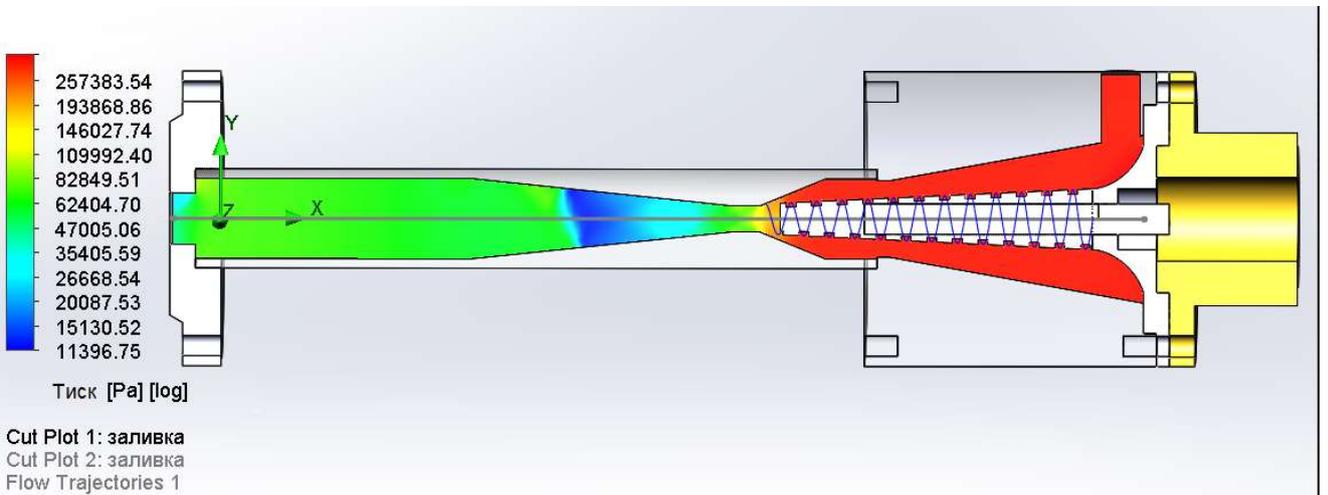
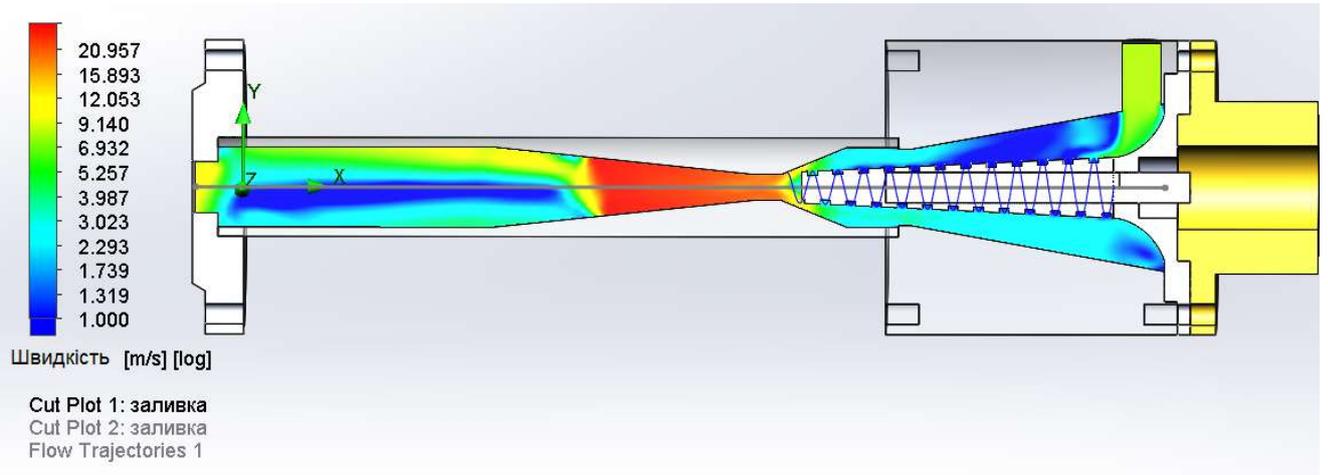
Строк окупності вставки визначали як відношення одноразових капітальних витрат на виготовлення та встановлення вставки до річного економічного ефекту [101]:

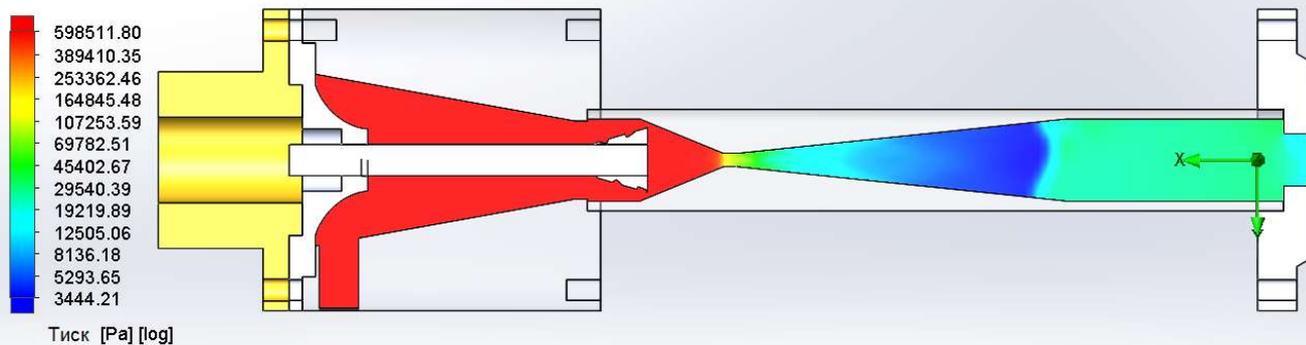
$$T_{\text{окуп}} = \frac{C_{\text{кап}}}{\Delta C_p} = \frac{10000}{1332496} = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ років.} \quad (\text{Д.14})$$

## ДОДАТОК Е

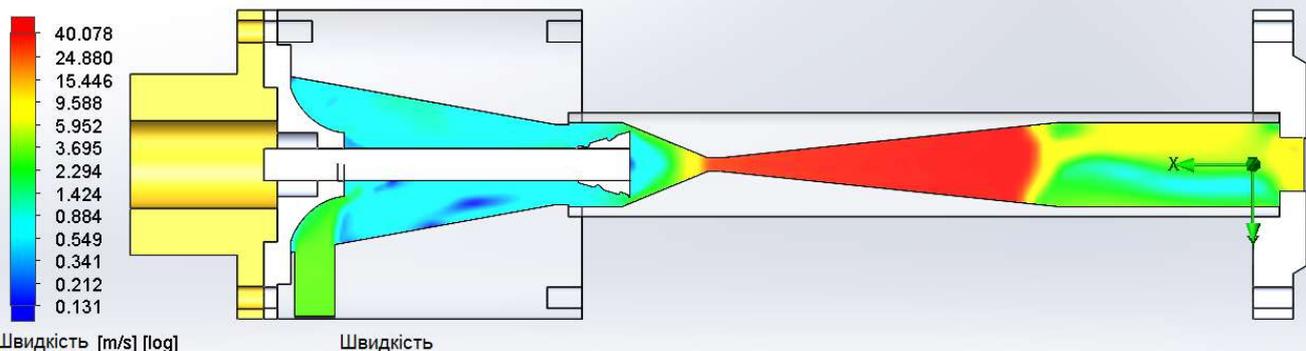
### CFD розрахунки



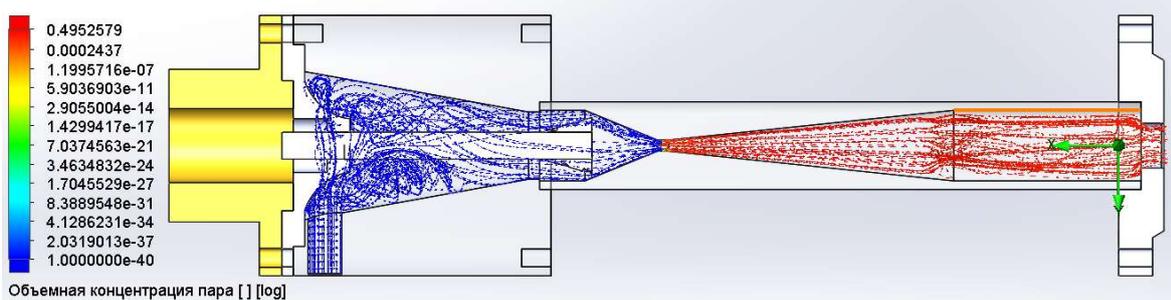




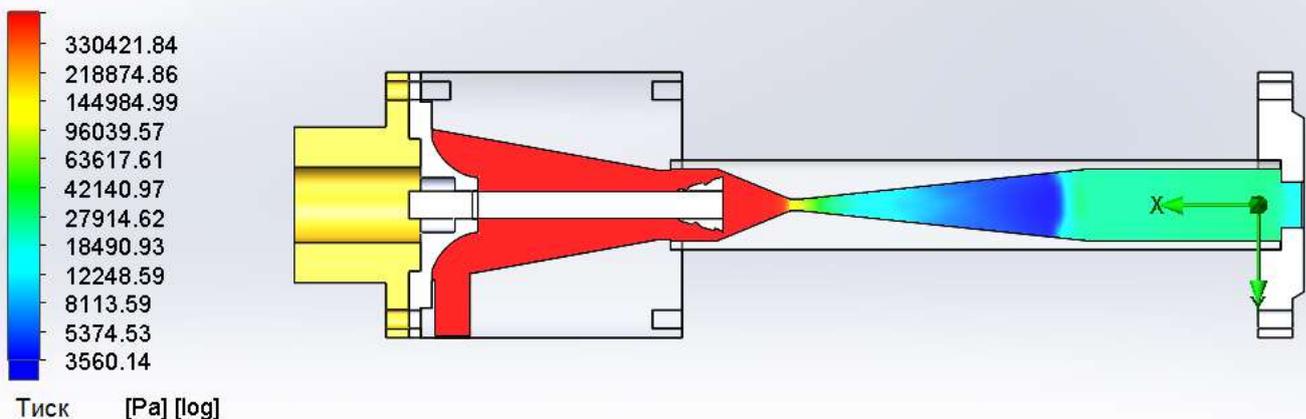
Cut Plot 1: заливка  
Cut Plot 2: заливка  
Flow Trajectories 1



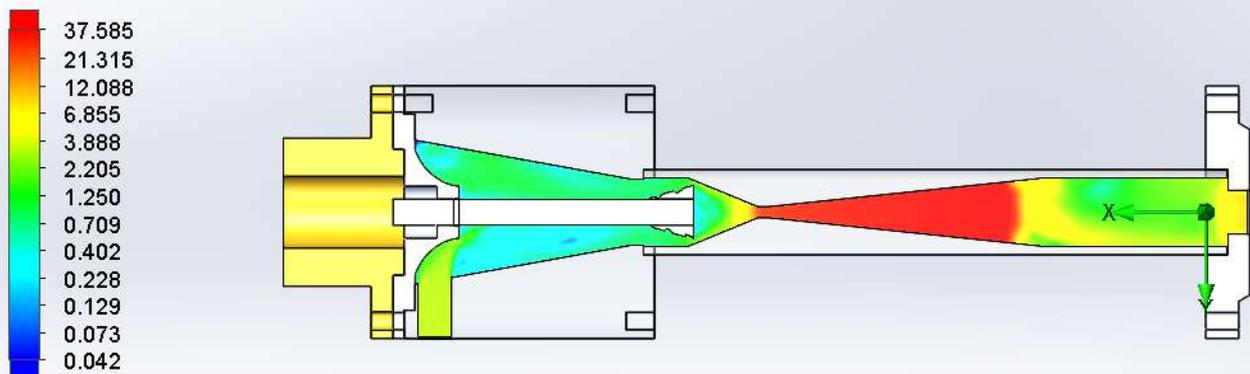
Cut Plot 1: заливка  
Cut Plot 2: заливка  
Flow Trajectories 1



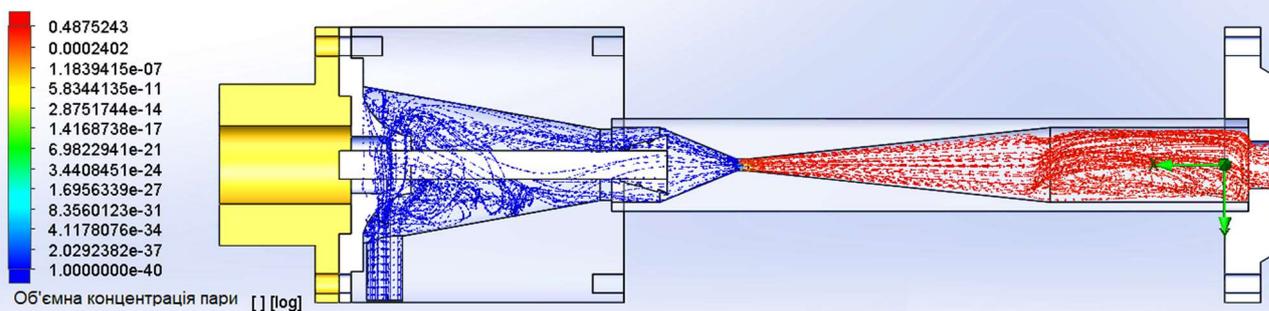
Cut Plot 1: заливка  
Cut Plot 2: заливка  
Flow Trajectories 1



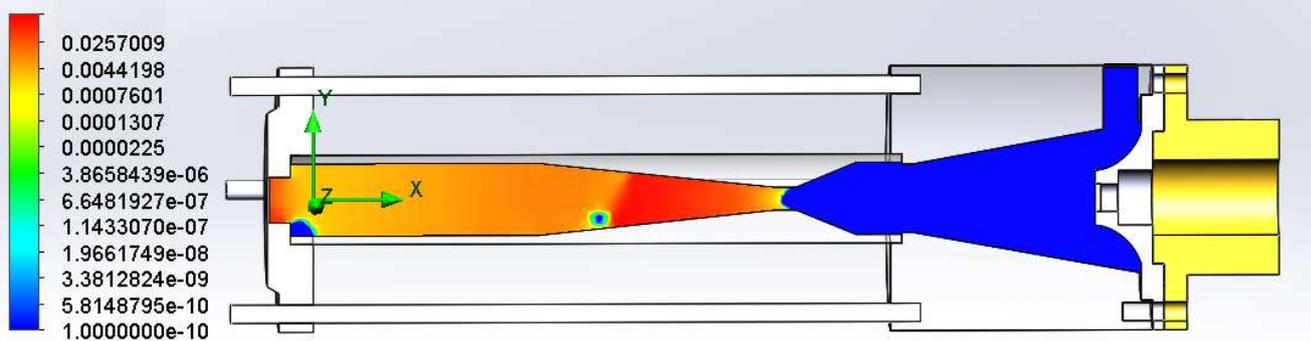
Cut Plot 1: заливка  
Cut Plot 2: заливка  
Flow Trajectories 1



Cut Plot 1: заливка  
Cut Plot 2: заливка  
Flow Trajectories 1

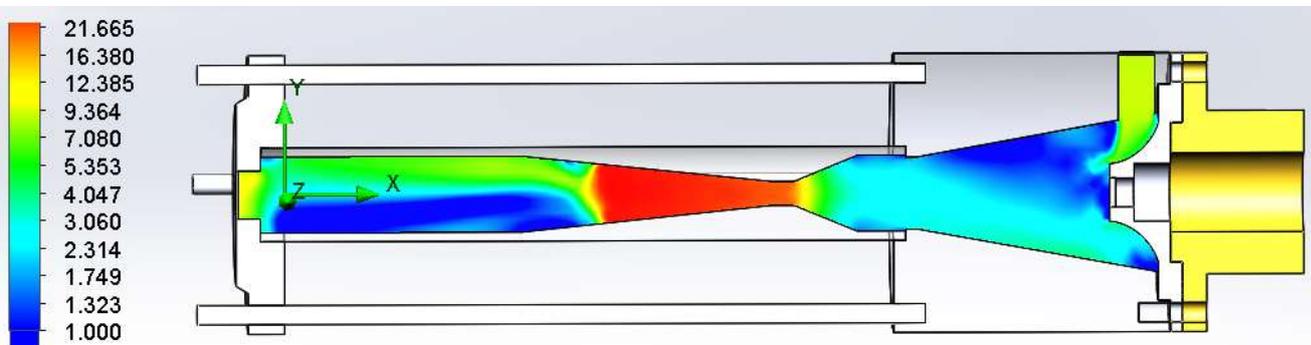


Cut Plot 1: заливка  
Cut Plot 2: заливка



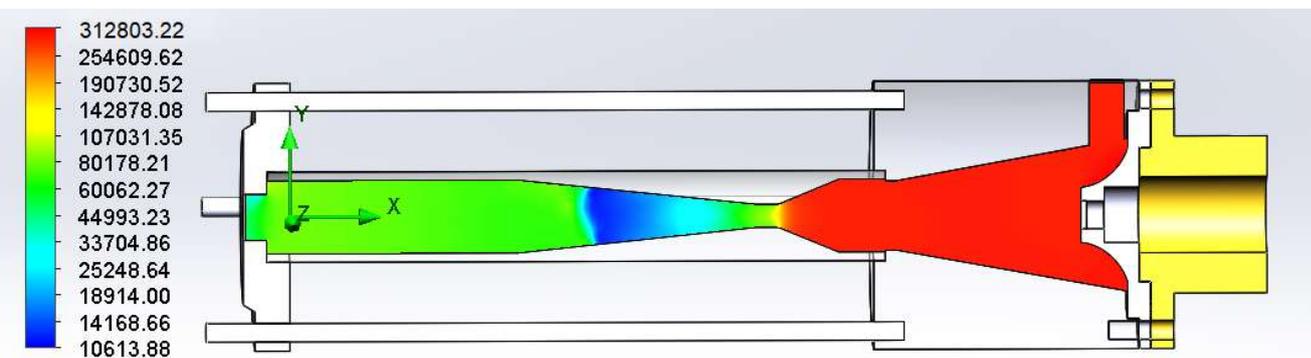
Об'ємна концентрація пари [ ] [log]

Cut Plot 1: заливка  
Cut Plot 2: заливка  
Flow Trajectories 1



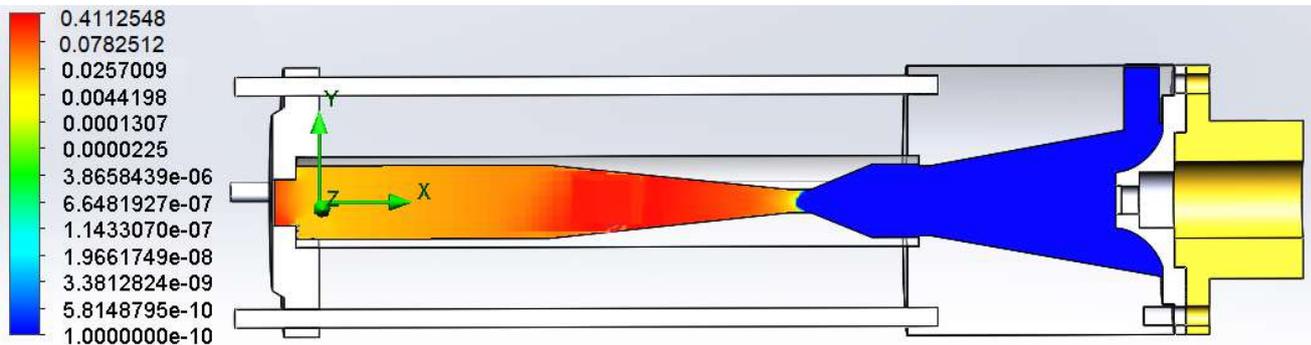
Швидкість [m/s] [log]

Cut Plot 1: заливка  
Cut Plot 2: заливка  
Flow Trajectories 1



Тиск [Pa] [log]

Cut Plot 1: заливка  
Cut Plot 2: заливка  
Flow Trajectories 1

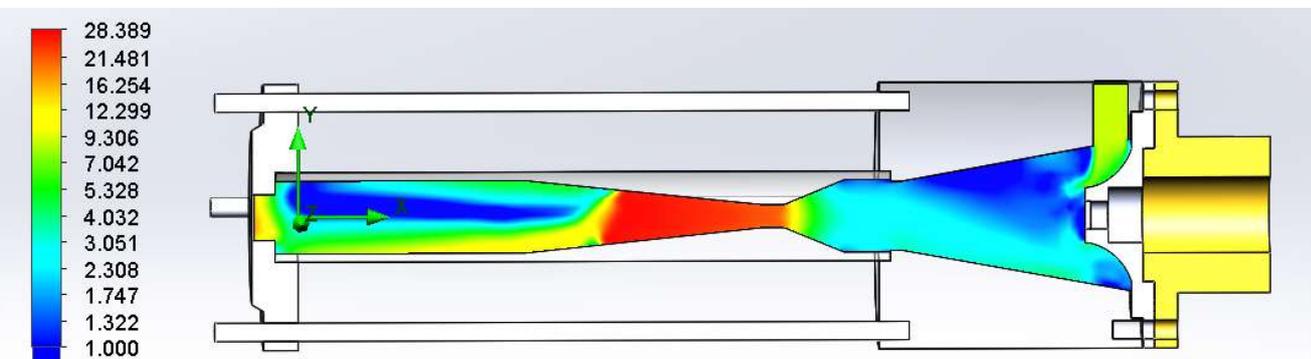


Об'ємна концентрація пари [ ] [log]

Cut Plot 1: заливка

Cut Plot 2: заливка

Flow Trajectories 1

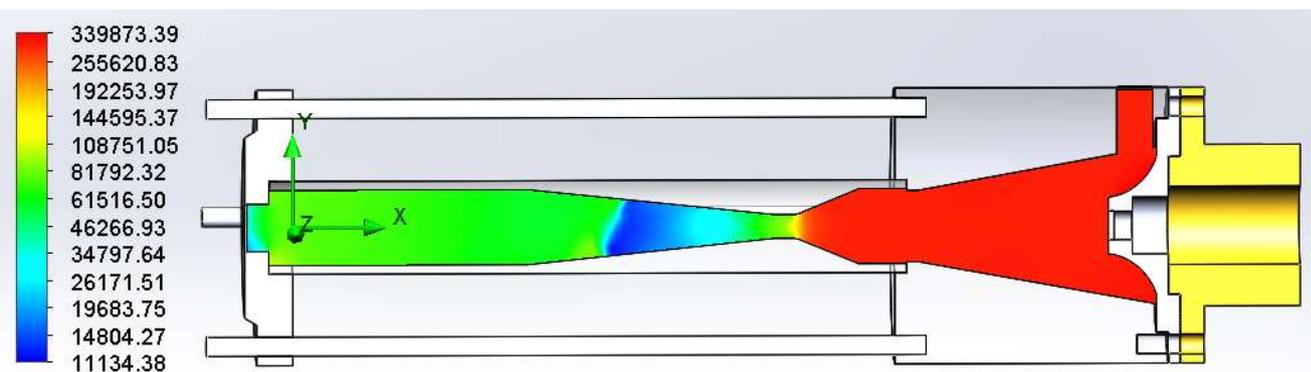


Швидкість [m/s] [log]

Cut Plot 1: заливка

Cut Plot 2: заливка

Flow Trajectories 1



Тиск [Pa] [log]

Cut Plot 1: заливка

Cut Plot 2: заливка

Flow Trajectories 1

## ДОДАТОК Є

### Таблиці розподілу розмірів жирових глобул (проба 0, 100×)

Позначення: N - накопичувальна частка глобул за кількістю; V - накопичувальна частка за об'ємом (масштаб за лінійкою 100×).

Таблиця Є.1 - Розподіл жирових глобул, (зразок 0)

$d_{\min}$ , МКМ	$d_{\max}$ , МКМ	N	Частка (N), %	Частка (V), %	CDF (N), %	CDF (V), %
0.00	0.50	254	50.10	0.11	50.10	0.11
0.50	1.00	122	24.06	0.51	74.16	0.62
1.00	2.00	72	14.20	2.56	88.36	3.19
2.00	3.00	30	5.92	4.82	94.28	8.01
3.00	4.00	11	2.17	5.29	96.45	13.29
4.00	5.00	8	1.58	6.94	98.03	20.23
5.00	6.00	1	0.20	2.03	98.22	22.26
6.00	7.00	2	0.39	6.59	98.62	28.85
7.00	10.00	5	0.99	32.87	99.61	61.73
10.00	15.00	2	0.39	38.27	100.00	100.00

Таблиця Є 2 - Розподіл жирових глобул. Зразок 1.

$d_{\min}$ , МКМ	$d_{\max}$ , МКМ	N	Частка (N), %	Частка (V), %	CDF (N), %	CDF (V), %
0.00	0.50	127	32.51	0.72	32.51	0.72
0.50	1.00	143	36.53	0.72	69.04	1.43
1.00	2.00	73	18.65	4.28	87.69	5.72
2.00	3.00	25	6.35	8.33	94.04	14.04
3.00	4.00	6	1.68	7.39	95.73	21.43
4.00	5.00	9	2.20	16.19	97.93	37.63
5.00	6.00	2	0.52	9.76	98.45	47.39
6.00	7.00	3	0.78	14.28	99.22	61.67
7.00	10.00	1	0.26	38.33	99.48	100.00
10.00	15.00	2	0.52	-	100.00	-

У таблиці Є 2 частку (V) та CDF(V) розраховано для фракцій декв  $\leq 10$  мкм; 2 глобули діаметром 10-15 мкм (як можливі сторонні частинки) не включено.

Таблиця Є3- Розподіл жирових глобул. Зразок 2.

d <sub>min</sub> , МКМ	d <sub>max</sub> , МКМ	N	Частка (N), %	Частка (V), %	CDF (N), %	CDF (V), %
0.00	0.50	95	12.10	0.17	12.10	0.17
0.50	1.00	269	34.27	0.90	46.37	1.07
1.00	2.00	269	34.27	9.29	80.64	10.36
2.00	3.00	83	10.57	12.32	91.21	22.67
3.00	4.00	39	4.97	17.80	96.18	40.47
4.00	5.00	14	1.78	13.12	97.96	53.59
5.00	6.00	7	0.89	13.86	98.85	67.45
6.00	7.00	4	0.51	13.65	99.36	81.10
7.00	10.00	0	0.00	18.90	99.36	100.00
10.00	15.00	5	0.64	-	100.00	-

Таблиця Є4- Розподіл жирових глобул. Зразок 3.

d <sub>min</sub> , МКМ	d <sub>max</sub> , МКМ	N	Частка (N), %	Частка (V), %	CDF (N), %	CDF (V), %
0.00	0.25	20	2.92	0.00	2.92	0.00
0.25	0.50	90	13.16	0.06	16.08	0.06
0.50	0.75	229	33.48	0.71	49.56	0.77
0.75	1.00	120	17.54	1.01	67.11	1.78
1.00	1.25	70	10.23	1.26	77.34	3.04
1.25	1.50	40	5.85	1.31	83.19	4.35
1.50	1.75	20	2.92	1.08	86.11	5.43
1.75	2.00	14	2.05	1.16	88.16	6.60
2.00	2.25	25	3.65	3.03	91.81	9.63
2.25	2.50	10	1.46	1.69	93.27	11.32
2.50	3.00	12	1.75	3.15	95.03	14.47
3.00	3.50	8	1.17	3.47	96.20	17.93
3.50	4.00	6	0.88	3.99	97.08	21.92
4.00	4.50	4	0.58	3.87	97.66	25.80
4.50	5.00	4	0.58	5.41	98.25	31.21
5.00	6.00	5	0.73	10.50	98.98	41.71
6.00	7.00	3	0.44	10.40	99.42	52.10
7.00	10.00	3	0.44	23.25	99.85	75.35
10.00	15.00	1	0.15	24.65	100.00	100.00

Таблиця Є5- Розподіл жирових глобул. Зразок 4.

$d_{\min}$ , МКМ	$d_{\max}$ , МКМ	N	Частка (N), %	Частка (V), %	CDF (N), %	CDF (V), %
0.00	0.50	124	15.90	1.26	15.90	1.26
0.50	1.00	406	52.05	20.48	67.95	21.74
1.00	1.50	172	22.05	37.94	90.00	59.68
1.50	1.82	78	10.00	40.32	100.00	100.00

Таблиця Є6 - Розподіли жирових глобул. Зразок 5.

$d_{\min}$ , МКМ	$d_{\max}$ , МКМ	N	Частка (N), %	Частка (V), %	CDF (N), %	CDF (V), %
0.00	0.50	9	2.34	0.57	2.34	0.57
0.50	1.00	149	39.84	0.77	42.19	1.34
1.00	2.00	137	36.93	3.03	79.12	4.36
2.00	3.00	40	10.76	8.46	89.88	12.82
3.00	4.00	19	5.11	7.41	94.99	20.23
4.00	5.00	12	3.14	10.77	98.13	31.00
5.00	6.00	7	1.87	16.30	100.00	47.30
6.00	7.00	0	0.00	2.22	100.00	49.52
7.00	10.00	0	0.00	13.70	100.00	63.22
10.00	15.00	0	0.00	33.88	100.00	97.09
15.00	16.00	0	0.00	2.91	100.00	100.00

## ДОДАТОК Ж

Результати дослідження щодо втрати маси зразка 40X за різних умов роботи апарата, який був встановлений на виході з дифузора

Втрата маси взірця з часом за різних гідродинамічних умов

Час (хв)	Втрата маси зразка (г), за вхідного тиску $P_{вх}=0,35\text{МПа}$	Втрата маси зразка (г), за вхідного тиску $P_{вх}=0,4\text{ МПа}$	Втрата маси зразка (г), за вхідного тиску $P_{вх}=0,5\text{ МПа}$	Втрата маси зразка (г), за вхідного тиску $P_{вх}=0,6\text{ МПа}$
0	0	0	0	0
100	0,000391	0,000469	0,000625	0,000719
200	0,000469	0,005004	0,000641	0,000750
300	0,005083	0,005161	0,000664	0,000766
400	0,005239	0,005395	0,000688	0,000860
500	0,005395	0,005472	0,000695	0,000860
600	0,005395	0,005474	0,000695	0,000860

## ДОДАТОК 3

ЗАТВЕРДЖУЮ  
 Проект наукової роботи  
 Титул: Професор Павло МАРУЦАК  
 2025 року



## АКТ

про впровадження наукових досліджень  
 дисертаційної роботи в освітній процес

Даним актом підтверджуємо, що результати теоретичних і експериментальних досліджень дисертаційної роботи «Удосконалення конструкції кавітаційного апарата за результатами моделювання гідродинамічних параметрів потоку» здобувача ступеня доктора філософії Вітенька Дмитра Олеговича (спеціальність 133 «Галузеве машинобудування») впроваджено до освітнього процесу кафедри обладнання харчових технологій та використано під час викладання окремих тем навчальних дисциплін «Комп'ютерний інжиніринг в експериментальній механіці» і «Технологічне обладнання харчових виробництв».

Отримані результати використовуються при підготовці бакалаврів та магістрів спеціальності 133 – Галузеве машинобудування.

Голова комісії:

В.о. завідувача кафедри  
 обладнання харчових технологій  
 ТНТУ ім. І. Пулюя  
 к.т.н., доцент



Віктор ВОРОЩУК

Члени комісії:

Керівник навчального відділу



Ігор ТКАЧЕНКО

Професор кафедри



Марія ШИНКАРИК



ТОВ «Пивоварня «Опілля».  
46003, Україна, м. Тернопіль, вул. Білецька, 33.  
Тел. +38 (067) 352 72 52,  
Свідоцтво ПП № 200018304; ІПН: № 379775619180;  
ЄДРПОУ № 37977562; e-mail: marketing@opillia.com  
РАХ. (IBAN) UA 92 320984 00000 26008220340186  
АТ «ПРОКРЕДИТ БАНК» МФО 320984

www.opillia.com

«ЗАТВЕРДЖУЮ»  
Директор з розвитку Пивоварні «Опілля»  
Євген Блохін  
2025 р.

### АКТ

#### про впровадження у виробництво результатів наукових досліджень дисертаційної роботи здобувача кафедри обладнання харчових технологій Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя Вітенька Дмитра Олеговича

Даний акт підтверджує, що результати наукових досліджень Вітенька Д.О., спрямовані на удосконалення конструкції гідродинамічного апарата на основі труби Вентурі, мають значну наукову й прикладну цінність для нашого підприємства.

Розроблені технічні рішення дозволять оптимізувати гідродинамічні характеристики карбонізатора та підвищити ефективність процесу. Запропонована модифікована конструкція забезпечує стабільність насичення води вуглекислим газом, зниження енергоспоживання та підвищення надійності роботи обладнання.

До конструкторського відділу передано методику розрахунку апарата, а також результати чисельних і експериментальних досліджень, що будуть застосовуватися при подальшому проектуванні та вдосконаленні аналогічних апаратів.

Голова комісії :  
Директор з розвитку Пивоварні «Опілля» Блохін Є.В.

Члени комісії:  
Заступник головного конструктора Грудіна К.В.  
Інженер конструктор Гордиський Н.І.

