

УДК 532.528

DOI: <http://dx.doi.org/10.20535/2521-1943.2018.82.128285>

Особливості гідродинаміки у кавітаційному пристрої за умови тангенціального підведення середовища

Н.І. Городиський • Т.М. Вітенько

ТНТУ імені Івана Пулюя, Тернопіль, Україна

Received: 10 March 2018 / Accepted: 15 March 2018

Анотація. Теоретично проаналізовано конструктивні особливості робочої ділянки кавітаційного пристрою гідродинамічного типу із закручуванням потоку на вході. З використанням чисельних методів програмного комплексу SolidWorks та модуля Flow simulation для опису подібних процесів виконували моделювання гідродинаміки потоку. Проведено порівняння результатів візуальних та експериментальних досліджень. Візуальні спостереження засвідчують що, цикл життя парогазових бульбашок і каверн у досліджуваній конструкції умовно можна поділити на декілька періодів, зокрема утворення парогазових бульбашок, їх зростання, генерування каверн, збільшення їх об'єму, трансформація та руйнування. Вивчали вплив вхідних і вихідних гідродинамічних та технологічних параметрів течії й особливостей конструкції на характер кавітаційної ділянки та вид кавітації. За результатами теоретичних та експериментальних досліджень запропоновано раціональний режим роботи кавітаційного пристрою. Розраховано частоту коливаль (пульсації) каверни, залежно від числа Рейнольдса та Струхаля. Для залежності виду $Sh = f(Re, P2/P1)$ розраховано коефіцієнти для рівняння регресії, та отримано адекватні експериментальні результати з похибкою менше 10%.

Ключові слова: кавітація, гідродинаміка, бульбашки, схлопування, тиск рідини, SolidWorks

Вступ

Питання пошуку ефективних методів інтенсифікації технологічних процесів хімічної, харчової чи фармацевтичної промисловостей на сьогодні не втрачає актуальності. Особливу увагу привертають до себе динамічні ефекти, що виникають внаслідок розвитку бульбашкових систем під час кавітації. В основі однієї з концепцій на якій базується пояснення механізму впливу кавітації на технологічні системи є теорія дискретно-імпульсного введення енергії (ДІВЕ), що вводиться в апарат. В літературі достатньо детально викладені загальні принципи ДІВЕ, розглянуто енергетичні і термодинамічні аспекти та основні механізми інтенсифікації, які можна ініціювати на основі цього принципу [1, 2]. Механізми ДІВЕ умовно можна поділити на жорсткі і м'які. Перші доцільно застосовувати для стимулювання гідромеханічних процесів, а другі для прискорення процесів міжфазного тепло і масообміну або з метою інтенсивного перемішування багатокомпонентних середовищ, коли рівень інтенсифікації процесу можна плавно змінювати в певних межах. На практиці такі умови досягають шляхом ультразвукового впливу на рідину [3] або за рахунок створення спеціальних гідродинамічних умов в потоці у протічних чи роторних кавітаційних апаратах. Кавітаційний механізм реалізується також у роторно-пульсаційних гомогенізаторах та у промислових апаратах. Явище парової кавітації досліджували під час ін'єктування в холодну рідину перегрітої пари [4].

Протічні кавітаційні пристрої, що використовують енергію потоку для формування зривної течії ефективно використовують в промисловості для інтенсифікації тепло - масообмінних процесів. Ідея їх використання ґрунтується на кавітаційних ефектах, що супроводжуються холодним кипінням рідини. Відмінністю є те, що при підвищенні відносної швидкості потоку щодо тіла до критичного значення знижується тиск потоку до тиску насиченої пари. При цьому рідина закипає, утворюються кавітаційні парогазові бульбашки різних розмірів і каверни, які потрапляють до ділянки підвищеного тиску, де схлопується (зникаються, конденсуються). Досліджено, що у цих точках, суттєво підвищуються локальні тиски і температури [1-3]. Якщо бульбашки схлопується безпосередньо біля поверхні чи дисперсної частинки, то кінетична енергія радіального руху рідини перетворюється у механічну енергію рідкої кумулятивної струминки, що має дуже високу швидкість і рухається до цієї поверхні. Цей механізм описаний у дослідженнях авторів [5].

✉ Н.І. Городиський
nazar_horodysky@ukr.net

✉ Т.М. Вітенько
vitenko@tntu.edu.ua

Значний інтерес викликають динамічні ефекти різної інтенсивності, які зумовлюються стадією сплескування кавітаційних бульбашок і визначають ефективність дії кавітації на технологічні середовища. Життєвий цикл кавітаційних бульбашок був вивчений авторами [5]. Методом швидкісної зйомки було досліджено розвиток сферичної бульбашки з моменту її виникнення до руйнування. Теоретичний аналіз цих експериментів був здійснений за допомогою рівняння Релея у роботі Плессета. Наступні дослідження динаміки парогазових бульбашок враховували кінетику тепломасообмінних процесів. Комплекс досліджень та їх узагальнення проводились у роботах [6, 7], де викладені універсальні математичні моделі, які з єдиних термодинамічних позицій адекватно описують динаміку одиничних бульбашок і бульбашкових ансамблів за умови кавітації.

Для планування, та аналізу результатів експериментів дослідження та вивчення таких процесів широко використовують чисельні методи моделювання. Чисельні моделі кавітації ділять на три групи: “Умовні”, “Масові”, “Ейлера”. В роботі [8] автором проаналізовано “Умовні” моделі, які діляться на два види залежно від гідродинамічних умов, що визначають значення кавітаційного числа, тиск насиченої пари і місцеву швидкість потоку. Масоперенос в цьому класі моделей не розглядають. Перевагами таких моделей є швидкість отримання рішення, та існує певна складність в завданні кавітаційного числа. Такі моделі зазвичай використовують для початкових інженерних розрахунків, за умови що кавітація виникає за встановленого кавітаційного числа. Водночас це не скасовує необхідність експерименту для з’ясування точного значення кавітаційного числа.

Моделі “Ейлера” дозволяють розраховувати характеристики пари і рідини. Їх переваги полягають в можливості моделювання гідродинамічної кавітації за умови повільних і високошвидкісних потоків рідини, розвиненої кавітації, нестационарних течій. До недоліків моделей “Ейлера” слід віднести тривалість розрахунку. Дані моделі використовуються для моделювання кавітації в гідроустановках і швидкохідних відцентрових насосах. Також можливо моделювання кавітації в вихрових трубах з підключенням термодинамічних співвідношень. Моделі даного типу присутні в ANSYS Fluent і ANSYS CFX [9].

Слід зазначити, що описані за законами математичного моделювання кавітаційні процеси практично неможливо описати за поведінкою окремих бульбашок або навіть їх груп, які визначають визначені параметри. З іншого боку, є можливим, в тій чи іншій конкретній ситуації описати деякі з процесів, використовуючи теорію розмірностей і такі загальні параметри, як геометрія, зовнішній тиск, температура, тиск насиченої пари за визначеної температури, властивості робочої рідини (в’язкість, густина, стисливість). В такому випадку моделювання кавітаційного потоку ґрунтується на фундаментальних законах механіки рідини і газів, зокрема на рівняннях нерозривності, рівняннях імпульсу, законі зміни турбулентної в’язкості від швидкості (модель турбулентності). В цьому контексті слід відзначити, що наведені вище теоретичні та експериментальні дослідження особливостей гідродинаміки кавітаційних течій залежно від конструкцій обладнання дозволили вирішити важливе завдання прогнозування його ефективності та перспективи подальшого застосування.

Виклад основного матеріалу дослідження

В даній роботі моделювання проводили з метою дослідження особливостей кавітаційних ділянок і вибору раціональних режимних параметрів впливу на систему для запропонованої конструкції. Вивчали вплив вхідних і вихідних гідродинамічних параметрів течії й геометричних особливостей конструкції на характер кавітаційної ділянки. Розглядали роботу системи за умови попереднього закручування потоку, що забезпечує прискорення течії на вході, додаткові пульсації рідини та збільшення інтенсивності впливу на технологічне середовище. Фото робочої ділянки конус-корпус експериментальної установки показаний на рис. 1.

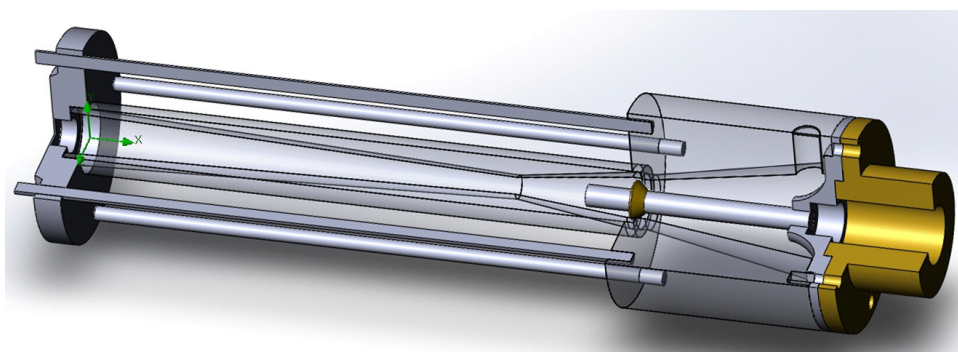


Рис. 1. Переріз установки в ділянці конуса

Завдяки обертанню у вхідній трубі потік рідини стає набагато рухливішим уздовж центральної осі та набуває підвищеної кінетичної енергії. Надлишковий тиск, що створюється у вхідному трубопроводі забезпечує переміщення рідини через звужувальну і розширювальну частини системи. Збільшення швидкості рідини у вузькому перерізі трубки Вентурі викликає падіння місцевого статичного тиску. Поступове збільшення витрати рідини призводить до зниження тиску до критичного, рівного або близького до тиску насичених парів рідини, і

виникнення кавітаційних явищ, які можна пояснити процесами, що відбуваються навколо і всередині парогазової фази.

Візуальні спостереження показали що, цикл життя парогазових бульбашок і каверн у такій конструкції умовно можна поділити на декілька періодів. Послідовне утворення парогазових бульбашок, їх зростання, генерування каверн, збільшення їх об'єму, трансформація та руйнування. Встановлено, що для досліджуваної конструкції виникнення кавітації і поява окремих кавітаційних бульбашок відбувається за умови $\delta = \delta_{кр} = 2\text{мм}$.

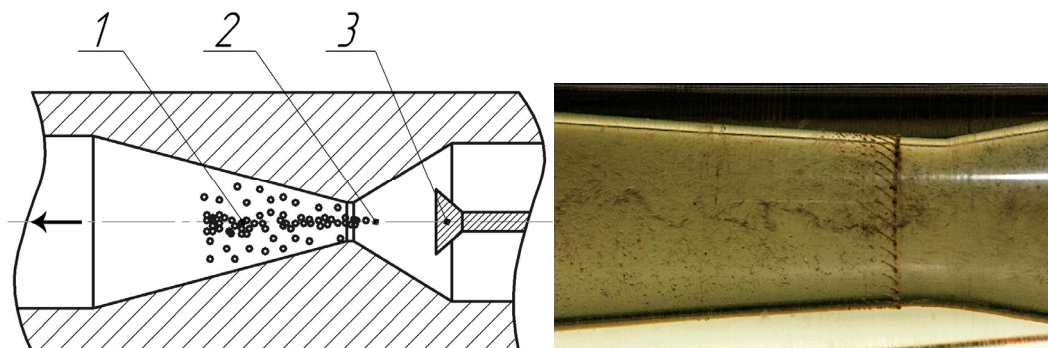


Рис. 2. Зародження окремих кавітаційних бульбашок

За відповідного значення тиску P_2 на виході з трубки відбувається формування та зростання каверни за перешкодою 3, довжина якої зростає з часом, вона поширюється та займає канал 2 і виходить у дифузор 1 (рис.3).

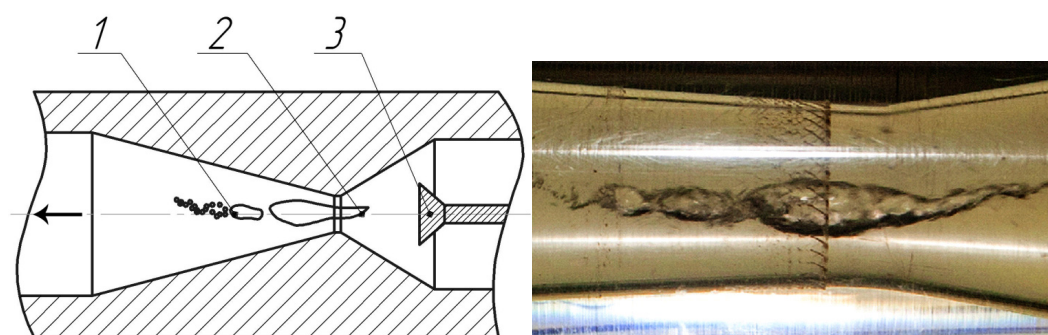


Рис. 3. Формування каверни

Після розділення каверни на декілька, на її місці починає рости нова, а попередня зноситься вниз по потоку та руйнується. Як засвідчили дослідження процес відриву частини каверни відбувається строго періодично, тобто зі стабільною частотою f . Спостерігається формування періодично зривної течії, відмінною особливістю якої є стабільність частоти відриву і схлопування (в потоці, а не на стінці) каверн (рис.4).

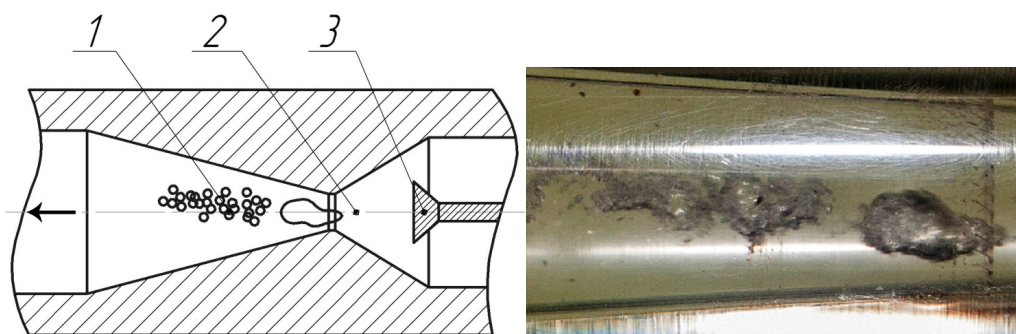


Рис. 4. Ділення та відрив каверни

Візуальні спостереження також показали, що кавітаційна каверна починає зароджуватися за критичного значення числа кавітації $\sigma = 1.6$. На початку кавітація є бульбашковою за зменшення σ до 1 спостерігається плівкова течія, розміри каверни 0,005-0,007м. При зменшенні σ до 0.9 тип кавітації змінюється, а середня довжина каверни збільшується до 0,015-0,02м. Каверни малого розміру руйнуються з утворенням бульбашок (рис.5). Руйнуванню каверни також сприяє локальне виділення енергії, утворення локальних градієнтів тиску, що виникають внаслідок схлопування кавітаційних бульбашок.

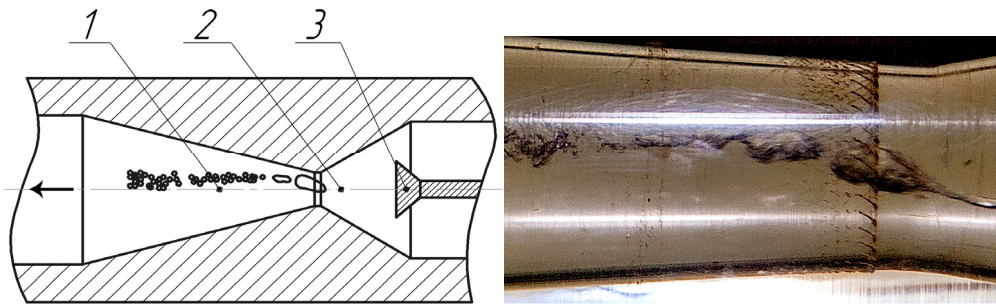
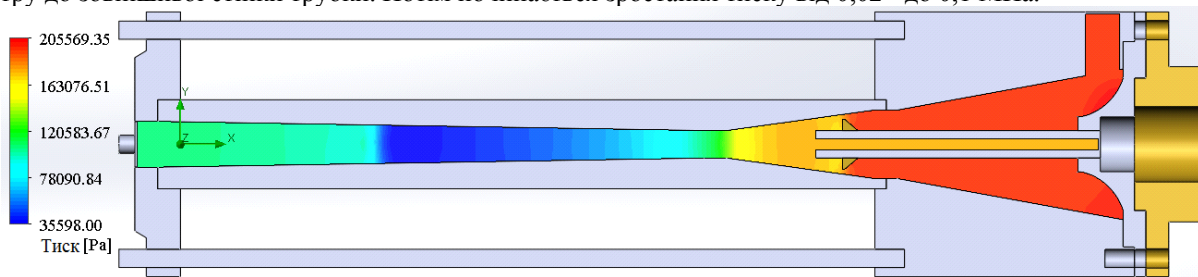


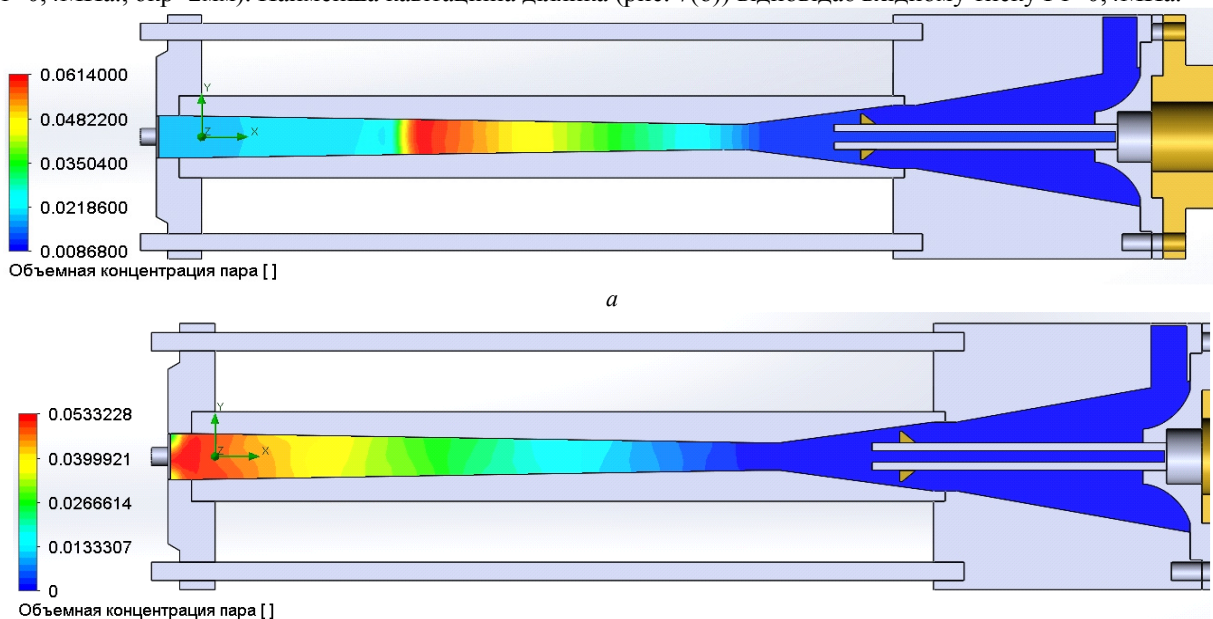
Рис. 5. Еволюція каверн малого розміру

Для вивчення можливості використання чисельних методів для опису подібних процесів виконували моделювання в програмному комплексі SolidWorks з використанням модуля Flow simulation, отримані результати порівняли з візуальними та експериментальними дослідженнями. Зміни тиску P в межах ділянки за дифузorzом наведено на рис. 6. Відповідно до отриманих результатів за вхідного тиску $P_1 = 0,2$ МПа, тиск на виході з трубопроводу P_2 , становить 0,5 від P_1 (0,1 МПа). Скачки тиску в межах ділянки дифузора і за ним становлять $P_{\max} = 1,2 - 1,3P_1$ тобто 0,24 - 0,26 МПа, $P_{\min} = 0,1P_2$, отже становить близько 0,03 МПа. Відповідно до отриманих розрахунків тиск в об'ємі рідини P падає в дифузори від 0,2 МПа до 0,17 МПа перед конусом, потім зменшується до 0,12 МПа на вході в циліндричну ділянку. Далі йде друга хвиля падіння тиску від 0,12 МПа до 0,026 МПа, що підтверджується результатом експерименту. Загалом статичний тиск по лінії потоку у робочій камері змінюється: на периферії тиск вище, ніж уздовж осі (рис. 6), так як на вихорний потік діють відцентрові сили, спрямовані від центру до зовнішньої стінки трубки. Потім починається зростання тиску від 0,02 - до 0,1 МПа.

Рис. 6. Розподіл тиску ($\delta_{кр}=2$ мм) тиск на вході 0,2 МПа

Аналогічні розрахунки виконано за інших тисків на вході в межах $P_1 = 0,3-0,6$ МПа за різних значень $\delta_{кр}$. Отримано адекватні результати відповідно до експерименту з розходженням не більше 10%.

На рис. 7 представлений розподіл об'ємної концентрації пари в робочому каналі для різних режимів ($P_1=0,2$ і $P_1=0,4$ МПа., $\delta_{кр}=2$ мм). Найменша кавітаційна ділянка (рис. 7(б)) відповідає вхідному тиску $P_1=0,4$ МПа.

Рис. 7. Розподіл об'ємної концентрації пари ($\delta_{кр}=2$ мм): а - тиск на вході 0,2 МПа, б - тиск на вході 0,4 МПа

Спостерігається також зміщення кавітаційної ділянки в бік виходу зі зростанням тиску на вході (рис.8), що підтверджує результати експериментальних та візуальних досліджень. Серед досліджуваних зазорів найбільший об'єм парогазової фази спостерігається для конструкції з $\delta_{кр}=2\text{мм}$ (рис.8) найменший для $\delta_{кр}=1\text{мм}$.

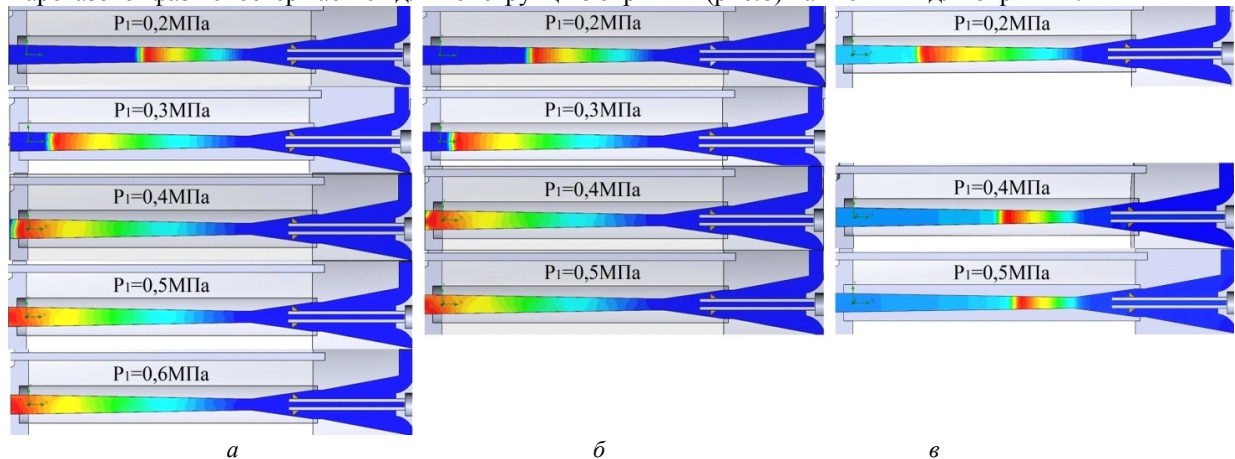


Рис. 8. Розподіл об'ємної концентрації пари:

а - $\delta_{кр}=1\text{мм}$; б - $\delta_{кр}=2\text{мм}$; в - $\delta_{кр}=3\text{мм}$

Аналіз ділянок з вмістом парогазової фази (на рис.8) засвідчує, що раціональною є конструкція з $\delta_{кр}=2\text{мм}$, для якої спостерігається максимальна об'ємна концентрація пари (рис. 9).

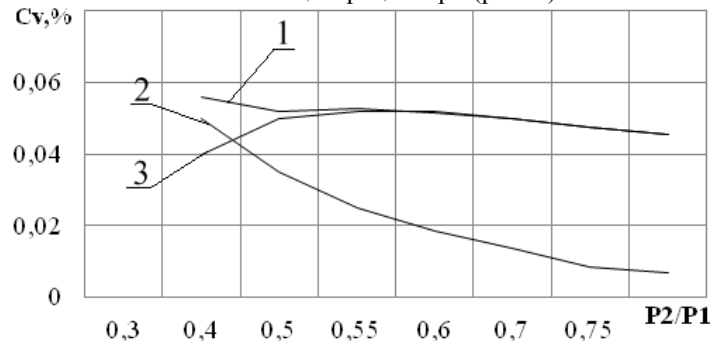


Рис. 9. Залежність максимальної об'ємної концентрації парогазової фази від співвідношення тисків P_2/P_1 : 1 – зазор між перешкодою та стінкою 2 мм; 2 – зазор між перешкодою та стінкою 3 мм; 3 – зазор між перешкодою та стінкою 4 мм

Важливим параметром, що визначає інтенсивність кавітаційного впливу на технологічне середовище є частота коливань. Вона відповідає частоті відриву кавітаційних каверн (f) та визначається формою, геометричними і режимними параметрами місцевого звуження. Природа цих частот аналогічна частотам зриву вихорів при відривному обтіканні циліндра в нормальному до його осі напрямку, які отримали назву Струхалевих частот коливань рідини і для гідравлічної системи з трубкою Вентурі визначаються наступним чином [10]:

$$f = Sh_m \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_5)}{\rho_a}} \cdot \frac{\text{tg} \frac{\beta}{2}}{R_{\text{эд}} \left(\sqrt{\frac{\mu}{1 - \sqrt{1 - \tau}}} - 1 \right)}, \quad (1)$$

де Sh_m - модифіковане число Струхалія;

P_1 і P_5 — тиск на вході і в межах кавітаційної ділянки;

$R_{кр}$, μ - радіуси критичного перетину і коефіцієнта витрат;

τ - відношення тиску на виході до тиску на вході;

β - кут розкриття дифузору.

За результатами досліджень [11-14] для реалізації течії, що характеризується високими амплітудами коливань тиску в трубопроводі за трубкою Вентурі, необхідно, щоб кут розкриття дифузору був $\beta > 15^\circ$. Найбільш раціональний кут розкриття дифузору вважають $\beta = 20 \div 30^\circ$. В цьому випадку за умови що, тиск на виході з кавітаційної системи P_2 знаходиться в діапазоні $0,1 \div 0,2$ МПа, то тиск на вході в кавітаційну систему має становити $0,12 \dots 10$ МПа. Такі умови цілком реалізовано в досліджуваному пристрої.

Експериментальні залежності частоти коливань f від параметра P_2/P_1 при тисках нагнітання $P_n = 0,2-0,5$ МПа, наведені на рис. 10. З наведеного рисунка спостерігається, що за зміни співвідношення P_2/P_1 змінюється частота f . Так, при значенні параметра $P_2/P_1 = 0,4$ з ростом тиску нагнітання від $0,2$ до $0,4$ МПа частота коливань збільшується приблизно від 400 до 750 Гц. Характер залежностей близький до лінійного та може бути описаний

рівняннями наведеними на рисунку 10. Характер зміни частоти коливань суттєво залежить від числа Рейнольдса та перепаду тисків на вході і виході, який визначається особливостями конструкції, характеристиками насоса та визначає певну залежність критерію Струхала від Re та P_2/P_1 .

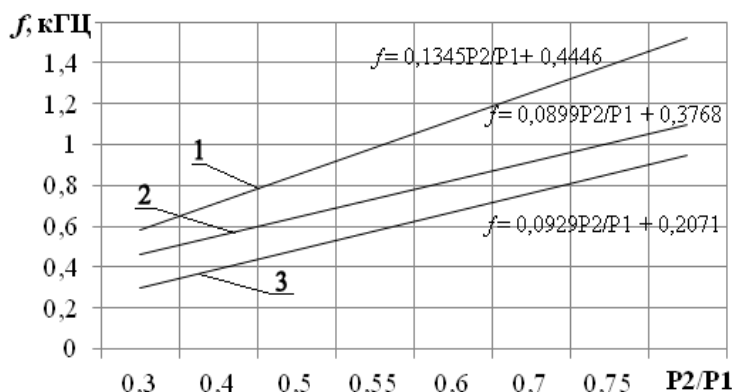


Рис. 10. Залежність частоти відриву каверн від різниці тисків P_2/P_1 : 1 – зазор між перешкодою та стінкою 2 мм; 2 – зазор між перешкодою та стінкою 3 мм; 3 – зазор між перешкодою та стінкою 4 мм

З іншого боку частота коливань впливає на витрату рідини, тиск на виході P_2 , гідравлічний опір ділянки, що є важливим для визначення споживаної енергії і продуктивності.

Експериментальні залежності зміни Sh_m від безрозмірного критерію Рейнольдса наведено на рис.11.

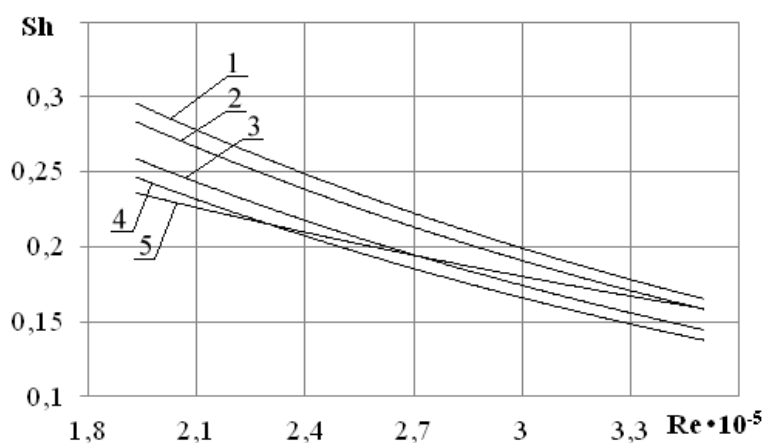


Рис. 11. Залежність числа Струхала від числа Рейнольдса: 1 – зазор між перешкодою та стінкою 1 мм; 2 – зазор між перешкодою та стінкою 2 мм; 3 – зазор між перешкодою та стінкою 3 мм; 4 – зазор між перешкодою та стінкою 4 мм; 5 – зазор між перешкодою та стінкою 5 мм

З наведених результатів видно, що число Струхала в діапазоні чисел Рейнольдса $2,2 \cdot 10^5 - 4 \cdot 10^5$ є достатньо стабільним та зменшується із підвищенням швидкості потоку в досліджуваному діапазоні швидкостей. Аналізуючи отримані дані можна припустити, що чим менший діаметр каналу, тим більше впливають на течію гідроефекти біля стінок робочої ділянки та утворення вихорів, що сприяє підвищенню тиску на виході.

В зв'язку з цим доцільним є встановлення залежності $Sh = f(Re, P_2/P_1)$. Отримані результати дають практичну можливість визначати характер цієї залежності в певному діапазоні співвідношення тисків та швидкостей потоку, що забезпечує найбільшу ефективність роботи. Розглянемо режими в діапазоні тисків на вході від 0,2МПа до 0,5МПа. Для вирішення задачі щодо комплексного впливу Re , P_2/P_1 необхідно отримати інтерполяційну модель (рівняння регресії), що встановлює вплив вказаних факторів на число Струхала. В якості незалежних змінних для отримання цього рівняння регресії обрано частота, число Рейнольдса та різниця тисків.

X_1 - число Рейнольдса(Re);

X_2 – різниця тисків(P_2/P_1);

Зібрана статистична інформація частково наведена в таблиці.

Таблиця 1

Вхідні дані досліджень				
	X ₀	X ₁	X ₂	Y
1	1	731099,4184	0,82	0,079442
2	1	350318,4713	0,78	0,165792
3	1	224203,8217	0,70	0,25905
4	1	207596,1312	0,55	0,2798
5	1	193279,1566	0,53	0,3005
Сума	5	1706496,999	3,37	1,0846

Для обчислення коефіцієнтів, в такому випадку, використовували систему нормальних рівнянь, яка була створена на основі методу найменших квадратів, що забезпечує достатньо високу точність апроксимації.

Рівняння регресії для даного випадку має вигляд:

$$Y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 \quad (2)$$

Згідно правила система нормальних рівнянь отримує вигляд:

$$\begin{aligned} b_0 \sum X_0^2 + b_1 \sum X_1 X_0 + b_2 \sum X_2 X_0 &= \sum X_0 Y \\ b_0 \sum X_0 X_1 + b_1 \sum X_1^2 + b_2 \sum X_2 X_1 &= \sum X_1 Y \\ b_0 \sum X_0 X_2 + b_1 \sum X_1 X_2 + b_2 \sum X_2^2 &= \sum X_2 Y \end{aligned} \quad (3)$$

В системі рівнянь всі величини під сумами розраховуємо на основі експериментальних даних.

Похибки дослідів визначали за рівнянням:

$$S_0^2 = \frac{1}{N_0 - 1} \sum_{k=1}^{N_0} (\delta_{i\epsilon} - \bar{\delta}_0)^2 \quad (4)$$

де N₀ - кількість паралельних дослідів.

Описану систему рівнянь розв'язували за стандартною програмою. В результаті отримали цифрові значення коефіцієнтів b₀, b₁, b₂ для різних умов.:

Таблиця 2

Значення коефіцієнтів		
b ₀	b ₁	b ₂
1,89E-01	1,84E-10	3,68E-03
-5,94E-02	7,99E-11	1,53E-01
4,61E-02	5,33E-10	2,13E-01
1,54E-01	1,48E-10	5,85E-02
9,45E-02	2,52E-10	1,62E-01

Дані коефіцієнти змінюються в залежності від трьох параметрів вхідного тиску, зазору між перешкодою та стінкою, та частоти пульсації каверни.

Результати розв'язку зворотної задачі наведено в таблиці 3

Таблиця 3

Результати розрахунку				
Y ₁ екпер	Y ₂ екпер	Y ₃ екпер	Y ₄ екпер	Y ₅ екпер
0,079	0,076	0,148	0,069	0,066
0,166	0,159	0,164	0,145	0,138
0,259	0,248	0,187	0,226	0,216
0,280	0,268	0,220	0,245	0,233
0,301	0,288	0,275	0,263	0,250
1,085	1,039	0,994	0,949	0,904
Y ₁ розрах	Y ₂ розрах	Y ₃ розрах	Y ₄ розрах	Y ₅ розрах
0,208	0,118	0,148	0,178	0,152
0,211	0,147	0,164	0,182	0,161
0,215	0,187	0,187	0,187	0,174
0,221	0,246	0,220	0,195	0,193
0,231	0,342	0,275	0,208	0,224
1,085	1,039	0,994	0,949	0,904

Похибка теоретично розрахованих результатів не перевищує 10%.

Висновки

Отримані результати експериментальних досліджень запропонованої конструкції пристрою гідродинамічного типу із попереднім закручуванням потоку на вході підтвердили формування кавітаційного режиму за менших значень швидкості потоку на вході в порівнянні із базовою конструкцією без тангенційного введення потоку. Досліджуваними параметрами, які визначають об'ємну концентрацію парогазової фази і розміри кавітаційної ділянки були вибрані безрозмірний критерій Рейнольдса (Re) та зазор (δ) між стінкою і конусом. Встановлено, що існує раціональний режим, який характеризується певним співвідношенням Re і тиску на виході з пристрою, за якого формуються короткі каверни зі значним об'ємом парогазової фази. Досліджено, що для запропонованої конструкції виникнення окремих кавітаційних бульбашок відбувається за умови зазору на вході у дифузор $\delta_{кр}=2$ мм. При цьому критичне значення числа кавітації становить $\sigma=1.6$. Зі зростанням швидкості потоку з часом спостерігається плівкова течія що переходить у режим змішаної кавітації.

За результатами моделювання в програмному комплексі SolidWorks з використанням модуля Flow simulation, отримали результати щодо зміни тиску вздовж робочої камери та об'єму парогазової фази. Разом зі зміною тиску спостерігали зміщення кавітаційної ділянки в бік виходу зі зростанням тиску на вході, що було підтверджено результатами експериментальних досліджень. Аналіз ділянок з вмістом парогазової фази підтвердив, що раціональною є конструкція з зазором $\delta_{кр}=2$ мм, для якої спостерігається максимальна об'ємна концентрація пари. Отримані залежності частоти коливань f від параметра P_2/P_1 при тисках нагнітання $P_n = 0,2-0,5$ МПа, засвідчили, що при значенні параметра $P_2/P_1 = 0,4$ з ростом тиску нагнітання від 0,2 до 0,4 МПа частота коливань збільшується приблизно від 400 до 750 Гц. Характер отриманих математичних залежностей близький до лінійного. Також встановлено, що число Струхала в діапазоні чисел Рейнольдса $2,2 \cdot 10^5 - 4 \cdot 10^5$ є достатньо стабільним та зменшується із підвищенням швидкості потоку в досліджуваному діапазоні швидкостей. Порівняння отриманих експериментальних і теоретичних результатів щодо об'єму парогазової фази та залежності $Sh = f(Re, P_2/P_1)$ засвідчує їх достатню адекватність (в межах 10%).

Особенности гидродинамики в кавитационном устройстве при тангенциальном подводе среды

Н.И. Городиский, Т.М. Витенько

Аннотация. Теоретически проанализированы конструктивные особенности рабочего участка кавитационного устройства гидродинамического типа с закруткой потока на входе. С использованием численных методов программного комплекса SolidWorks и модуля Flow simulation для описания подобных процессов выполняли моделирование гидродинамики потока. Проведено сравнение результатов с визуальных и экспериментальных исследований. Визуальные наблюдения свидетельствуют что, цикл жизни парогазовых пузырьков и каверн в исследуемой конструкции условно можно разделить на несколько периодов, в частности образования парогазовых пузырьков, их рост, генерирование каверн, увеличение их объема, трансформация и разрушение. Изучали влияние входных и выходных гидродинамических и технологических параметров течения и особенностей конструкции на характер кавитационного участка и вид кавитации. По результатам теоретических и экспериментальных исследований предложен оптимальный режим работы кавитационного модуля. Рассчитано частоту колебаний (пульсации) каверны, в зависимости от числа Рейнольдса и Струхала. Для зависимости вида $Sh = f(Re, P_2 / P_1)$ рассчитаны коэффициенты для уравнения регрессии, и получены адекватные экспериментальные результаты с погрешностью менее 10%.

Ключевые слова: кавитация, гидродинамика, пузырьки, схлопывание, давление жидкости, SolidWorks

Hydrodynamics in cavitation device under tangential supply fluid

N.I. Horodyskyi, T.M. Vitenko

Abstract. The design features of the hydrodynamic type cavitation device working section with the input swirling flow are theoretically analyzed. In order to describe such processes was used the flow hydrodynamics modeling performed with the help of numerical methods of the SolidWorks software system and the Flow simulation module. Comparison of results from visual and experimental studies are performed. Visual observations indicate that the life cycle of vapor-gas bubbles and cavities in the design under study can be divided into several periods, in particular the formation of vapor-gas bubbles, their growth, the generation of cavities, volume increase, transformation and destruction. The influence of input and output hydrodynamic and technological parameters of the flow and the design features on the character of the cavitation site and the form of cavitation were studied. According to the results of theoretical and experimental research, rational mode of operation of the cavitation device is proposed. The frequency of oscillations (pulsations)

of a cavity is calculated, depending on Reynolds number and Strouhal number. For the dependence $Sh = f(Re, P2 / P1)$, the regression coefficients are calculated, and adequate experimental results with an error of less than 10% are obtained.

Keywords: cavitation, hydrodynamics, bubbles, collapse, fluid pressure, SolidWorks

References

1. Dolinsky A. A., Ivanitsky G.K. The principle of discrete-pulse energy input—new approach to the development of efficient power-saving technologies // *Ann. Review of Heat Transfer*.—N.Y. Wallingford (UK) : Begell House Inc, 2003.— P.225-233.
2. Долинский А.А., Иваницкий Г.К. Теоретическое обоснование принципа дискретно-импульсного ввода энергии. II. Исследование поведения ансамбля паровых пузырьков // *Пром. Теплотехника*.— 1996. — 18, №1. — С.3-20.
3. Луговской А.Ф., Чухраев Н.В. Ультразвуковая кавитация в современных технологиях.-К. Видавничо-поліграфічний центр «Київський університет», 2007. - 244с.
4. Chen L.-D., Faeth G.M. Condensation of Submerged Vapor Jets in Subcooled Liquid // *Ibid.*—1982.— 10, № 4.—P.179-187.
5. Вітенько Т.М. Вплив парогазової фази на кінетику розчинення в умовах кавітації /Т.М. Вітенько, Я.М. Гумницький. // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 3/6 (39), — Харків, — 2009. — С. 4-8.
6. Cerone P., Blake J.R. A note on the instantaneous streamlines, pathlines and pressure contours for a cavitation bubble near a boundary // *J. Austral. Math. Soc. Ser. B.*—1984. — P. 31-44.
7. Tomita Y., Shima A. Mechanism of impulsive pressure generation and damage pit formation by bubble collapse // *J. Fluid Mech.* — 1986. — P.535-564.
8. Ахметов Ю.М., Калимуллин Р.Р., Целищев В.А., Численное и физическое моделирование течения жидкости в вихревом теплогенераторе. — 2010. - том 14, №4(39). - С. 42-49.
9. Батурин О.В., Батурин Н.В., Матвеев В.Н. Расчет течений жидкостей и газов с помощью универсального программного комплекса Fluent / Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. - 151с.
10. Пилипенко В.В. Кавитационные автоколебания / В.В. Пилипенко. - Киев: Наукова думка, 1989. - 316 с.
11. Pilipenko V.V. Cavitation self-oscillations intensify technological processes / V.V. Pilipenko, I.K. Man'ko, V.A. Zadontsev // *Proceedings of a Fluid Dynamics Panel Workshop*. - Kiev, Ukraine. Report 827, 1998. - P. 32-1÷32-4.
12. Пилипенко В.В. О высокочастотных колебаниях в гидравлической системе за кавитирующей трубкой Вентури / В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев, И.К. Манько, Н.И. Довгогтько // *Кавитационные автоколебания в насосных системах. Часть 2*. - Киев: Наукова думка, 1976. - С. 104-113.
13. А.с. 1232299 СССР, МКИ В06В 1/18. Генератор колебаний давления жидкости / В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев, И.К. Манько, Ю.А. Жулай, Н.А. Дзоз (СССР). - № 3772504/24-28; заявл. 19.07.84; опубл. 23.05.86, Бюл. № 19.
14. Манько И.К. Визуальные исследования кавитационных автоколебаний в гидравлической системе с прозрачной трубкой Вентури / И.К. Манько // *Кавитационные автоколебания в насосных системах. Часть 2*. - Киев: Наукова думка, 1976. - С. 113-118.