



ФОРУМ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ

XXVIII Міжнародна науково-технічна конференція
“Гідроаеромеханіка в інженерній
практиці”



Секція: ТЕХНІЧНА ГІДРОМЕХАНІКА

Том 28 №1 (2024)



XXVIII міжнародна науково-технічна конференція “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці”, яка проведена в рамках ФОРУМУ ІНЖЕНЕРІВ МЕХАНІКІВ була присвячена пам'яті професора Олега Михайловича Яхно

XXVIII Міжнародна науково-технічна конференція “ГІДРОАЕРОМЕХАНІКА В ІНЖЕНЕРНІЙ ПРАКТИЦІ”

Секція: **ТЕХНІЧНА ГІДРОМЕХАНІКА**

Том 28 №1 (2024)

ЗМІСТ	3
Турик В. М.	
ТЕРМОДИНАМІЧНІ МЕТОДИ АНАЛІЗУ ТЕЧІЙ З УРАХУВАННЯМ НЕОБОРОТНОСТІ ПРОЦЕСІВ	5
Мороз В. В.	
ДОСЛІДНІ БАСЕЙНИ УКРАЇНИ: СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ	9
Дреус А.Ю., Сохацький А.В.	
ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОДИНАМІКИ ПРОФІЛЮ КРИЛА НАД ХВИЛЯСТОЮ ПОВЕРХНЕЮ МЕТОДОМ ДИСКРЕТНИХ ВИХОРИВ	14
Колодій Н.О., Сірош Е.О.	
ТЕРМОДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАДЗВУКОВОГО СТРУМЕНЯ В НАДЗВУКОВОМУ ЕЖЕКТОРІ	18
Турик В.М., Кочін В.О., Мороз В.В.	
КОГЕРЕНТНІ ВИХРОВІ СТРУКТУРИ ВИХРОВИХ КАМЕР ТОРЦЕВОГО ТИПУ ЯК ФАКТОР КЕРУВАННЯ ПРОЦЕСОМ ЗМІШУВАННЯ РОБОЧИХ СЕРЕДОВИЩ	21
Ковальов В.А., Вей Ченьюй	
ЕФЕКТИВНІСТЬ ДЕМПФІРУВАННЯ ІНЕРЦІЙНИХ ТЕЧІЙ У РЕЗЕРВУАРАХ ПЛАВАЮЧИМИ ПЕРЕГОРОДКАМИ	24
Stas S., Vychenko A., Kolesnikov D.	
DETERMINING THE ELONGATION OF T-TYPE PRESSURE FIRE HOSES	27
Бондар Р.О., Гришко І.А.	
УЛЬТРАЗВУКОВЕ ГІДРУВАННЯ МАЗУТУ	31
Тарасенко Т. В., Макаренко Р.О.	
ДОСЛІДЖЕННЯ КАВІТАЦІЙНОЇ ЕРОЗІЇ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ	35
Павлова К.С., Лук'янов П.В.	
ФОРМУВАННЯ УДАРНОГО ІМПУЛЬСУ В СИСТЕМІ «БУЛЬБАШКОВА РІДИНА-СТРУКТУРА»	39

Serebryakov V.V.

ASYMPTOTIC SOLUTIONS AND DEPENDENCES FOR CALCULATION OF CAVITATION FLOWS FOR SLENDER AXISYMMETRIC BODIES 42

Берник І.М.

МЕТОДИКА ВИКОРИСТАННЯ УЛЬТРАЗВУКОВИХ КАВІТАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ У ХАРЧОВІЙ ГАЛУЗІ 47

Kandume J., Shkvar Ye.O.

EXPERIMENTAL PIV STUDY OF TURBULENT FLOW CONTROL BY MEANS OF A COMBINATION OF A DIMPLED SURFACE AND BLOWING THROUGH DIMPLES 51

Ночніченко І.В., Костюк Д.В., Кривошеєв В.Є., Коваль О.Д.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЯВИЩА ЛЮМІНЕСЦЕНЦІЇ В ЕЛЕКТРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСАХ, ЩО СУПРОВОДЖУЮТЬСЯ ГІДРОДИНАМІЧНОЮ КАВІТАЦІЄЮ 56

Вітенько Д.О.

ПОРІВНЯННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ У КАВІТАЦІЙНИХ АПАРАТАХ З РІЗНИМИ КОНФІГУРАЦІЯМИ ЗВУЖУВАЛЬНИХ КАНАЛІВ 60

Мачуга О.С., Бойко М.М.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ НАСЛІДКІВ ПРОЇЗДУ ЛІСОВОЇ МАШИНИ ҐРУНТОВОЮ ПОВЕРХНЕЮ 63

Писарець А.В., Драчук О. О.

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ ВИТРАТИ 68

Дмитрів В.Т., Дмитрів Т.В.

МОДЕЛЮВАННЯ ПРИСТІННОГО ПОГРАНИЧНОГО ШАРУ З ЗОВНІШНІМ ЗБУРЕННЯМ 71

Коколенко А.О.

ФІЛЬТРАЦІЙНЕ ОБЛАДНАННЯ СИСТЕМ АСПРАЦІЇ, ПНЕВМОТРАНСПОРТУ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ В ПРОМИСЛОВОСТІ: ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ПРОБЛЕМИ АЕРОДИНАМІКИ ТА ШЛЯХИ ЇХ ВИРІШЕННЯ 75

УДК 533.6.011.6

Термодинамічні методи аналізу течій з урахуванням необоротності процесів

Турик В. М.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського, Київ, Україна

Показано, що зміна повної енергії потоків суцільного середовища в часі містить не тільки зміну внутрішньої енергії за рахунок «внутрішнього» і «зовнішнього» теплообміну (з урахуванням розсіювання), але й подвійний вплив як дисипативної частини потужності сил в'язкого тертя, так і недисипативної частки механічної потужності, що витрачається на деформацію об'ємів середовища під дією тиску. Крім того, зміна в часі кінетичної енергії рідини відбувається за рахунок не тільки масових сил, але й за рахунок як другої недисипативної частки механічної потужності сил незрівноваженого гідродинамічного тиску на переміщення елементів середовища, так і недисипативної частини потужності сил в'язкого тертя, що відповідає за формування того чи іншого розподілу кінетичної енергії між елементарними об'ємами рідини, тобто формування профілів швидкості в потоках. В якості прикладу оцінено дисипацію механічної енергії в ламінарних потоках рідини, а також наведено приклад розв'язання задачі за допомогою варіаційного підходу термодинаміки незворотних процесів.

Ключові слова: дисипація; недисипативна частка механічної потужності; розподіл кінетичної енергії; «погонний» тепловий потік; варіаційна постановка задачі

Багаторічна практика викладання дисциплін гідромеханічного профілю для машинобудівних спеціальностей, зокрема в ННММІ, («Машинобудівна гідравліка», «Прикладна гідромеханіка» тощо і навіть дисципліна більш загальної назви «Механіка рідини і газу», передбачувана освітньо-професійною програмою бакалаврського рівня вищої освіти за спеціальністю 131 — Прикладна механіка) свідчить про домінування в навчальних методиках і в базових знаннях студентів і аспірантів здебільшого гідравлічних уявлень про закономірності течії нестисливих і стисливих рідин, які базуються, головним чином, на одновимірних передумовах та передбачають широке застосування спрощених і емпіричних методів. Таке положення є часто корисним і виправданим суто інженерною спрямованістю підходів до розв'язання практичних задач течії рідин в трактах технічних пристроїв. У випадках необхідності розрахунків і аналізу картин течії більш складного характеру найчастіше використовуються готові програмні пакети (які, на жаль, часто створюють ілюзію необов'язковості більш глибокого розуміння фізики течії, особливо при певному дефіциті фундаментальної підготовки дослідника, впевненого, що «програма все враховує»). В результаті стикаємося з впевненістю багатьох студентів, аспірантів і фахівців-практиків, що, наприклад, робота потоків проти сил тертя повністю перетворюється в теплоту і дисипує. В якості підтверджуючого аргументу існує спокуса звернення до відомої в теорії турбулентності ідеї Річардсона про прямий каскад переносу механічної енергії від великомасштабних вихорів до більш дрібних вихорів аж до вихорів, згодом названих вихорами колмогорівських масштабів, функція яких і полягає в дисипації енергії, тобто перетворення її в теплоту, яка розсіюється в оточуючому середовищі. Але треба усвідомлювати, що такий схематизований підхід до пояснення механізму переносу енергії турбулентності для доступного на середину ХХ сторіччя аналізу еволюції процесів, яка призводить до рівноважного стану, може бути справедливим лише для фізичних зовні замкнених систем. Рівноважному стану з максимальним ступенем хаотичності дійсно відповідає максимальне значення ентропії, що дає

підстави говорити про деградацію енергії при прийнятті схеми утворення колмогорівських вихорів з повною дисипацією енергії. Однак, як показують дослідження І. Пригожина, Г. Хакена, В. Ебелінга, М. Шредера та інш. в термодинаміці відкритих нерівноважних нелінійних систем [1, 2], до яких відносяться потоки рідин і газів, поряд з деградацією енергії відбувається самоорганізація процесів і структур.

Виявляється, до деяких питань самоорганізації у відкритих системах можна підійти і з класичних термодинамічних позицій, що використовуються в механіці рідини і газу.

Закон збереження енергії для довільного об'єму стисливого середовища $V(t)$, який при своєму русі може деформуватися з часом, зберігаючи масу незмінною, за загальним методом Лагранжа має вигляд

$$\frac{d}{dt} \iiint_{V(t)} \rho e dV = N + Q, \quad (1)$$

де ρ – густина, $кг/м^3$; $e = u + \frac{v^2}{2}$ – повна енергія одиниці маси рідини, $Дж/кг$ (u – питома внутрішня енергія, v – швидкість, $м/с$); N – потужність масових і поверхневих сил; Q – тепловий потік, $Вт$.

Взяття похідної від інтегралу по змінному об'єму в'язкого середовища у виразі (1) фактично забезпечує перехід до фіксованого об'єму V , який обмежений поверхнею S . З урахуванням рівняння нерозривності такий перехід призводить до

$$\frac{d}{dt} \iiint_{V(t)} \rho e dV = \iiint_V \left[\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \text{div}(\rho e \vec{v}) \right] dV = \iiint_V \rho \frac{de}{dt} dV = N + Q. \quad (2)$$

$$\text{Підстановка величин } N = \int_V \rho \vec{F} \cdot \vec{v} dV + \iint_S \vec{p}_n \cdot \vec{v} dS \text{ і } Q = -\iint_S \vec{q} \cdot \vec{n}^o dS + \int_V \rho q_v dV \text{ в}$$

рівняння (2) дає інтегральну форму рівняння збереження енергії:

$$\iiint_{V(t)} \rho \frac{d}{dt} \left(u + \frac{v^2}{2} \right) dV = \iiint_V \rho \vec{F} \cdot \vec{v} dV + \iint_S \vec{p}_n \cdot \vec{v} dS - \iint_S \vec{q} \cdot \vec{n}^o dS + \iiint_V \rho q_v dV, \quad (3)$$

де \vec{F} – головний вектор напруження масових сил, $Н/кг$; \vec{p}_n – головний вектор напруження поверхневих сил, $Па$; \vec{q} – щільність теплового потоку, підведеного до газу ззовні теплопровідністю, конвекцією і випромінюванням, $Вт/м^2$; \vec{n}^o – орт зовнішньої нормалі до площинки dS ; q_v – питомий тепловий потік від внутрішніх джерел теплоти, $Вт/кг$.

Згідно з формулою Коші та правилом множення тензора напружень \mathbf{P} на вектор зліва маємо

$$\vec{p}_n = \vec{p}_x \cos(n, x) + \vec{p}_y \cos(n, y) + \vec{p}_z \cos(n, z) = \vec{n}^o \mathbf{P}. \quad (4)$$

Враховуючи вираз (4), другий і третій інтеграли правої частини рівняння (3), при застосуванні властивості асоціативності скалярного добутку та теореми Гаусса-Остроградського, набувають вигляду:

$$\iint_S \vec{p}_n \cdot \vec{v} dS = \iint_S \vec{n}^o \cdot (\mathbf{P} \vec{v}) dS = \iiint_V \text{div}(\mathbf{P} \vec{v}) dV, \quad \iint_S \vec{q} \cdot \vec{n}^o dS = \iiint_V \text{div} \vec{q} dV,$$

де $(\mathbf{P} \vec{v})$ означає скалярний добуток тензора \mathbf{P} на вектор \vec{v} справа.

Тоді інтегральному рівнянню енергії (3), яке справджується для будь-якого довільного фіксованого об'єму рідини, відповідатиме диференціальне рівняння енергії

$$\rho \frac{d}{dt} \left(u + \frac{v^2}{2} \right) = \rho \vec{F} \cdot \vec{v} + \text{div}(\mathbf{P} \cdot \vec{v}) - \text{div} \vec{q} + \rho \vec{q}. \quad (5)$$

Це рівняння, з огляду на дистрибутивність скалярного множення векторів, може бути зведене до наступного:

$$\left[\rho \frac{du}{dt} - \left(\bar{p}_x \cdot \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{p}_y \cdot \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{p}_z \cdot \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) + \text{div} \bar{q} - \rho q_v \right] + \left\{ \rho \frac{d\bar{v}}{dt} - \rho \bar{F} - \left(\frac{\partial \bar{p}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{p}_y}{\partial y} + \frac{\partial \bar{p}_z}{\partial z} \right) \right\} \cdot \bar{v} = 0. \quad (6)$$

Очевидно, вираз у фігурних дужках тотожно дорівнює нулю, тому на підставі виразу в квадратних дужках можна записати

$$\rho \frac{du}{dt} = \bar{p}_x \cdot \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{p}_y \cdot \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{p}_z \cdot \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} - \text{div} \bar{q} + \rho q_v.$$

Враховуючи лінійний зв'язок тензорів напружень і швидкостей деформацій відповідно до узагальненої гіпотези Ньютона, це рівняння перетворюється до вигляду

$$\rho \frac{du}{dt} = -p \text{div} \bar{v} - \text{div} \bar{q} + \rho q_v + \mu D, \quad (7)$$

де μD – дисипативна функція як функція розподілу швидкості поблизу даної точки:

$$\mu D = \mu \left[-\frac{2}{3} (\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy} + \varepsilon_{zz})^2 + 2 (\varepsilon_{xx}^2 + \varepsilon_{yy}^2 + \varepsilon_{zz}^2) + 4 (\varepsilon_{xy}^2 + \varepsilon_{xz}^2 + \varepsilon_{yz}^2) \right],$$

така, що характеризує зведену до одиниці об'єму рідини частину потужності сил в'язкості, яка перетворюється в тепловий потік розсіювання в об'ємі рідини; члени ε_{ij} ($i, j = x, y, z$) є компонентами тензора швидкостей деформацій. Оскільки рівняння (7) кількісно пов'язує відповідно частину роботи сил тиску, зовнішню та внутрішню теплоту зі зміною внутрішньої енергії рідини, його можна вважати **рівнянням термодинамічного закону збереження енергії**.

Величина $\text{div} \bar{v} = \varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy} + \varepsilon_{zz}$ відображає швидкість відносної зміни елементарного об'єму рідини $\frac{1}{\Delta V} \frac{d}{dt} \Delta V$, що містить точку, у якій визначене розходження вектору швидкості.

Таким чином, з рівняння (7) випливає, що на зміну внутрішньої енергії рідини крім теплових процесів впливає механічний фактор – частка недисипативної секундної роботи деформації елементарних об'ємів за одиницю часу $(-p \text{div} \bar{v})$ під дією тиску p . Другу частину недисипативної потужності сил тиску можна отримати, проаналізувавши скалярний добуток другої половини рівняння (6) з використанням узагальненої гіпотези Ньютона:

$$\rho \frac{d}{dt} \left(\frac{\bar{v}^2}{2} \right) = \rho \bar{F} \cdot \bar{v} - (\bar{v}, \text{grad} p) + \mu \bar{v} \cdot \left(\Delta \bar{v} + \frac{1}{3} \text{grad} \text{div} \bar{v} \right). \quad (8)$$

Рівняння (8) показує, що секундна зміна кінетичної енергії одиниці об'єму рідини відбувається за рахунок дії відповідно: потужності масових сил, секундної роботи переміщення елемента рідини $(\bar{v}, \text{grad} p)$ під дією незрівноваженого гідродинамічного тиску (друга частка потужності сил тиску; знак мінус пояснюється спрямуванням тиску всередину об'єму рідини), а також потужності сил в'язкості $\mu \bar{v} \cdot \left(\Delta \bar{v} + \frac{1}{3} \text{grad} \text{div} \bar{v} \right)$ по захопленню та переміщенню елемента рідини як цілого. Останній доданок можна вважати **недисипативною частиною потужності сил в'язкого тертя**, тобто суто механічного ефекту використання певної долі енергії потоку для формування того чи іншого розподілу кінетичної

енергії між окремими елементарними об'ємами рідини, а отже, для формування профілів швидкості в каналах та вільних струменях.

Пам'ятаємо, що енергетичні перетворення в рівняннях (7) і (8) слід розглядати сукупно, оскільки вони породжені більш загальним рівнянням (6) і є його складовими частинами. На підставі рівнянь (7) і (8), а також співвідношення щодо потужності сил тиску, яке має місце також в диференціальному рівнянні енергії для невязкого стисливого середовища

$$\operatorname{div}(p\vec{v}) = p\operatorname{div}\vec{v} + (\vec{v}, \operatorname{grad} p),$$

повне рівняння енергії (6) набуває вигляду

$$\rho \frac{d}{dt} \left(u + \frac{v^2}{2} \right) = \rho \vec{F} \cdot \vec{v} - \operatorname{div}(p\vec{v}) + \mu \vec{v} \cdot \left(\Delta \vec{v} + \frac{1}{3} \operatorname{grad} \operatorname{div} \vec{v} \right) + \mu D - \operatorname{div} \vec{q} + \rho q_v. \quad (9)$$

Отже, як ми переконалися, загальне рівняння збереження енергії (9) містить як дисипативну, так і недисипативну частини потужності сил вязкого тертя. Перша частина обумовлює теплоту «внутрішнього» теплообміну в результаті незворотних втрат термодинамічної роботи потоку, яка витрачається на роботу тертя. В якості прикладу показано, що «погонний» тепловий потік дисипації механічної енергії в ламінарних потоках рідини в круглоциліндричних каналах і каналах прямокутного поперечного перерізу пропорціональний квадрату середньої швидкості, а в трубах круглого перерізу він не залежить від радіусу труб. Також наведено приклад варіаційного методу термодинаміки незворотних процесів для розв'язання задачі ламінарної течії.

Список літератури

1. Prigogine I., Kondepudi D. Modern Thermodynamics. 2nd Edition. New York. J. Wiley & Sons, 2014. 560 p.
2. В. Й. Сугаков. Основи синергетики. Київ: Обереги, 2001. 287 с.

Thermodynamic methods of flow analysis taking into account the irreversibility of processes

Turyk Volodymyr

It is shown that the change in the total energy of flows of a continuous medium in time includes not only the change in internal energy due to "internal" and "external" heat exchange (taking into account dissipation), but also the dual effect of both the dissipative part of the power of viscous friction forces and the non-dissipative part of the mechanical power spent on the deformation of the volumes of the medium under the action of pressure. In addition, the change in the kinetic energy of the fluid in time occurs due not only to mass forces, but also due to both the second non-dissipative part of the mechanical power of the forces of unbalanced hydrodynamic pressure on the movement of the elements of the medium, and the non-dissipative part of the power of viscous friction forces, which is responsible for the formation of a particular distribution of kinetic energy between elementary volumes of the fluid, i.e. the formation of velocity profiles in the flows. As an example, the dissipation of mechanical energy in laminar fluid flows is evaluated, and an example of solving the problem using the variational approach of thermodynamics of irreversible processes is also given.

Keywords: dissipation; non-dissipative share of mechanical power; distribution of kinetic energy; "running" heat flow; variational formulation of the problem

УДК 629.5.018.1

Дослідні басейни України: сучасний стан та перспективи розвитку

Мороз В. В.

Інститут гідромеханіки НАН України, м. Київ, Україна

Дослідні басейни є одними з найбільших експериментальних установок і призначені для дослідження морехідних якостей суден. Наразі в Україні діють чотири дослідні басейни. Представлено короткий опис технічних можливостей існуючих басейнів та найбільш вагомих отриманих результатів. Нажаль нині суднобудівна галузь України переживає не найкращі часи, що негативно позначається і на роботі дослідних басейнів. В статті розглядаються можливі шляхи щодо розширення тематики досліджень в дослідних басейнах. Зокрема, представлено результати досліджень аеродинаміки літальних апаратів та суден на повітряній подушці методами гідродинамічного експерименту. Продемонстровано також можливості дослідження в дослідному басейні процесу взаємодії хвильових полів, що генеруються судном, з берегами та штучними хвилеломами. Підкреслено, що важливим аспектом в розвитку дослідних басейнів є створення автоматизованої системи збору та обробки даних експерименту.

Ключові слова: дослідний басейн; модель судна; аерогідродинамічні характеристики.

В загальному комплексі експериментальних установок в галузі гідроаеродинаміки дослідні басейни займають важливе місце. Вони призначені, перш за все, для проведення експериментальних досліджень морехідних якостей суден та їх рушійно-рульових комплексів. Наразі в Україні діють чотири дослідні басейни.

Дослідний басейн Одеського національного морського університету було створено у 1932 році за проектом тоді ще молодого німецького інженера Германа Шліхтінга (1907-1982), а згодом – вченого світового рівня, найбільшого фахівця в галузі гідроаеродинаміки і автора фундаментальної праці «Теорія примежового шару» [1]. Басейн має довжину 35,5 метра, ширину – 6,1 метра і глибину – 2,5 метра. В басейні випробовуються моделі суден довжиною до 2 метрів при швидкостях буксирування до 5 м/с. Найбільш яскравий період розвитку басейна пов'язаний з іменем видатного вченого-кораблебудівника д.т.н., професора Костюкова О.О. (1908-1976), автора фундаментальної праці «Теорія корабельних хвиль і хвильового опору». З 1980 року басейн носить ім'я професора О.О. Костюкова.

Дослідний басейн Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (м. Миколаїв) було створено у 1949 році в результаті реконструкції зруйнованого під час війни корпусу інституту. Басейн має довжину 33,0 метра, ширину – 2,5 метра і глибину – 1,1 метра. В басейні випробовуються моделі суден довжиною близько 1 метра при швидкостях буксирування до 5 м/с. В першу чергу басейн інтегрований в учбовий процес університету але і наукові дослідження в галузі гідродинаміки суден в басейні також проводяться. Зокрема, результати досліджень, пов'язані з дослідженням гідродинаміки парусних яхт, були використані в студентському конструкторському бюро «Яхта» при проектуванні крейсерської парусної яхти «Ікар», яка вперше в історії України здійснила навколосвітню подорож. Також великий обсяг досліджень в басейні було виконано при визначенні характеристик ескортних буксирів, які мають забезпечувати безпеку судноплавства великотоннажних суден в умовах обмеженого фарватеру в басейні Дніпро-Бузького лиману [2].

Дослідний басейн Інституту гідромеханіки НАН України (м. Київ) було створено у 1959 році за проектом видатного вченого в галузі гідромеханіки та теорії корабля д.т.н., професора, академіка Павленко Г.Є. (1898-1970). Басейн має довжину 50,0 метра, ширину – 6,8 метра і глибину – 3,5 метра. В басейні випробовуються моделі суден довжиною до 5 метрів при

швидкостях буксирування до 5 м/с. Це найбільший дослідний басейн в Україні [3]. В басейні виконано величезний обсяг досліджень, пов'язаних з особливостями руху суден на мілководді та в умовах обмеженого фарватеру. Результати досліджень лягли в основу норм та правил судноплавства по річкам України та прибережним мілководним районам Чорного та Азовського морів.

Швидкісний дослідний басейн Інституту гідромеханіки НАН України (м. Київ) було створено у 1972 році за ініціатииви видатного вченого в галузі гідромеханіки д.т.н., професора, академіка Логвиновича Г.В. (1912-2002). Басейн має довжину 140,0 метра, ширину – 4,0 метра і глибину – 1,8 метра. За задумом швидкісний басейн було призначено для дослідження гідродинаміки великих швидкостей. Тому для руху буксировочного возика в басейні було застосовано революційну та той час систему приводу на базі лінійного асинхронного електродвигуна, який забезпечує швидкість буксировочного возика до 25 м/с. Це найшвидший дослідний басейн в Україні [3]. В басейні виконано величезний обсяг досліджень, пов'язаних зі швидкісним рухом різноманітних тіл при відривному обтіканні на режимах розгону та гальмування.

Нажаль нині суднобудівна галузь України переживає не найкращі часи, що негативно позначається і на роботі дослідних басейнів. Одним із основних шляхів розвитку дослідних басейнів є розширення тематики та запровадження нетрадиційних методів експериментальних досліджень.

У швидкісному дослідному басейні Інституту гідромеханіки НАН України розвинуто гідродинамічний метод вирішення аеродинамічних задач, зокрема, стосовно аеродинаміки крила поблизу екрану [4]. Суть методу полягає в тому, що рух крила в повітряному середовищі замінюється в експерименті рухом крила у водному середовищі, а водний плоский або хвильовий екран над яким рухається крило замінюється твердим плоским або хвильовим екраном (рис.1).

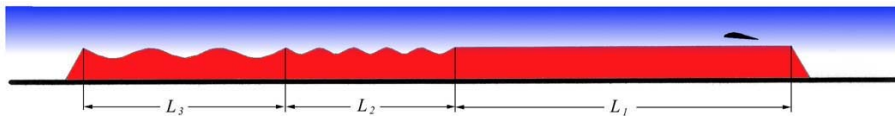


Рис. 1. Схема руху крила над екраном в дослідному басейні

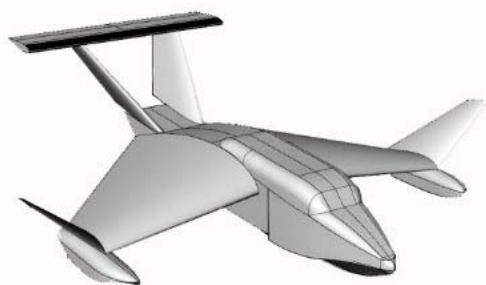
Заміна повітряного середовища водним середовищем цілком виправдана, так як в даному випадку ефектами стисливості можна знехтувати, а при великих швидкостях руху над водною поверхнею вона поводитья як тверда поверхня. Крім цього, такий спосіб моделювання дозволяє досягати високих чисел Рейнольдса ($2 \cdot 10^6$) при відносно малих розмірах моделі та швидкостях буксирування (3...5 м/с), що значно спрощує технологію проведення експерименту.

Преваги цього методу було продемонстровано на прикладі дослідження аеродинамічних характеристик швидкісного судна типу WIG-craft (Wing-in-ground craft), аеродинамічна схема якого ґрунтується особливостях аеродинаміки крила поблизу екрану (екранному ефекту) [5]. Суть екранного ефекту полягає в збільшенні підйімальної сили при одночасному зменшенні індуктивного опору крила при наближенні його до екрану.

Для проведення експериментальних досліджень в дослідному басейні була побудована схематизована модель швидкісного судна типу WIG-craft (рис.2-а). При цьому концепція швидкісного судна типу WIG-craft відповідала конфігурації, яку обґрунтував А.Lippisch і яка в повній мірі реалізована в серії швидкісних суден серії «Flightship», зокрема FS8 [5].

Модель швидкісного судна типу WIG-craft за допомогою спеціального пілону підвішувалася до буксировочного возика (див. рис.2-б). У нижній частині пілону було встановлено трикомпонентний тензометричний динамометр. Між моделлю та тензометричним динамометром встановлювалися знімні перехідники, що дозволяють

задавати моделі різні кути атаки. Висота руху моделі над екраном регулювалася шляхом вертикального переміщення всього пілона.



а)



б)

Рис.2. Зовнішній вигляд схематизованої моделі для аеродинамічних досліджень (а) та спосіб підвіски моделі до буксировочного возика дослідного басейна (б).

Характерний вигляд зведених залежностей аеродинамічних характеристик швидкісного судна типу WIG-craft показано на рис.3.

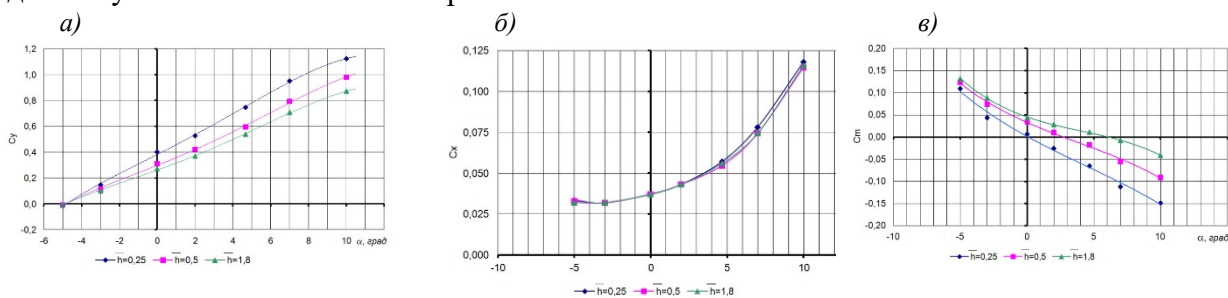


Рис.3. Графіки залежності аеродинамічних характеристик швидкісного судна типу WIG-craft: а) – коефіцієнт підйимальної сили; б) – коефіцієнт сили опору; в) – коефіцієнт повздовжнього моменту

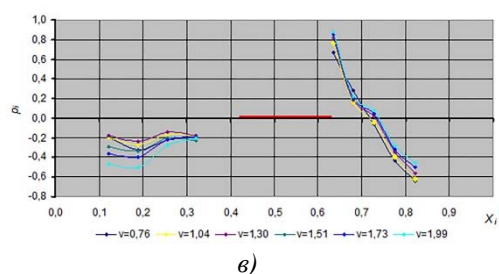
Для багатьох швидкісних суден є актуальним питання аеродинаміки надводної частини корпусу. Зокрема, для суден на повітряній подушці при виборі місць розташування повітрязбірників підйимального комплексу надзвичайно важливо знати характер розподілу тиску на палубі (рис.4-а). В дослідному басейні Інституту гідромеханіки НАН України розвинуто гідродинамічний метод визначення аеродинамічних характеристик надводної частини швидкісних суден за допомогою дубльованої моделі (рис.4-б). Суть методу полягає в тому, що створюється дубльована модель судна відносно діючої ватерлінії. Таким чином при випробуваннях в дослідному басейні моделюється обтікання тільки надводної частини корпусу судна. На рис.4-в представлено характерний вигляд розподілу тиску на палубі судна відносно рубки (положення рубки показано червоним кольором).



а)



б)



в)

Рис.4. Характерний вигляд судна на повітряній подушці скегового типу (а), дубльованої моделі (б) та розподілу тиску на палубі (в)

Під час руху судна на мілководді в умовах обмеженого фарватеру в діапазоні критичних швидкостей перед ним відбувається генерування хвиль-солітонів, які рухаються в напрямку руху судна. Навіть якщо судно зупиниться хвиля-солітон все одно продовжує рух самостійно. На своєму шляху хвиля-солітон може зустрічати різноманітні перепони у вигляді причалів, дамб та інших гідротехнічних споруд. В залежності від кута падіння на перепону хвиля-солітон може відбиватися безпосередньо на поверхні перепони або на деякій відстані неї. У другому випадку має місце трьох хвильове відбиття, так як виникає третя хвиля-солітон, яка з'єднує падаючу и відбиту хвилі з поверхнею перепони і має назву «ніжка Маха» (рис.5-а). При цьому висота «ніжки Маха» може вдвічі перевищувати висоту падаючої хвилі і мати велику руйнівну силу. На рис.5-б показано автоматизовану систему реєстрації параметрів хвиль безпосередньо біля стінки та результати реєстрації профілю «ніжки Маха» (рис.5-б).

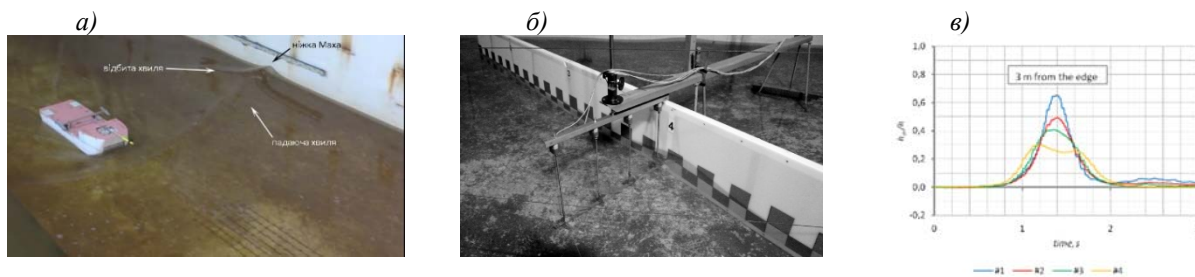


Рис.5. Трьох хвильове відбиття падаючої хвилі від стінки каналу (а), автоматизована система реєстрації параметрів хвиль (б) та характерний профіль «ніжки Маха» (в).

Таким чином можна зробити висновок про те, що Україна має велику історію дослідних басейнів, в яких було отримано важливі результати в галузі гідродинаміки судна. В сучасних умовах перспективи розвитку дослідних басейнів пов'язані з розширенням тематики та запровадженням нетрадиційних методів експериментальних досліджень. Важливим аспектом в розвитку дослідних басейнів є створення автоматизованих систем збору та обробки даних експерименту.

Список літератури

1. Демидюк А. В. Опытному бассейну ОНМУ – 83/ А.В. Демидюк, Э.В. Коханов// – Вісник ОНМУ – Одеса: Вид-во ОНМУ – 2015. - № 3(45). – С.13-18.
2. Некрасов В. А. Определение характеристик эскортных буксиров на основе данных модельных испытаний в опытовом бассейне Национального университета кораблестроения/ В.А. Некрасов, Д.А. Дробот, С.А. Череватенко, А.П. Ястреба// – Вісник ОНМУ – Одеса: Вид-во ОНМУ – 2013. - № 1(37). – С.8-17.
3. Институт гидромеханики -75. – К.: Интерграфик, 2002. – 240 с.
4. Белинский В.Г. Опыт исследования задач аэродинамики методами гидродинамического эксперимента/ В.Г.Белинский, В.А. Кочин, В.В. Мороз// Вісник ОНМУ – Одеса: Вид-во ОНМУ – 2013. - № 1(37). – С. 39-54
5. Yun L. WIG Craft and Ekranoplan: Ground Effect Craft Technology /L. Yun, A. Bliault, J. Doo // Publisher: Springer New York, NY, 2010 – 450 p. DOI 10.1007/978-1-4419-0042-5.
6. Котельникова А.С. Взаимодействие корабельных уединенных волн с вертикальной стенкой при наклонном падении / А.С. Котельникова, В.А. Кочин, В.В. Мороз, В.И. Никишов, В.Ю. Филимонов// Вісник ОНМУ – Одеса: Вид-во ОНМУ – 2015. - № 3(45). – С. 5-67

Research basins of Ukraine: current state and development prospects

Moroz Volodymyr

Institute of Hydromechanics of the NAS of Ukraine, Kyiv, Ukraine

Experimental basins are one of the largest experimental facilities and are designed to study the seaworthiness of ships. There are currently four research basins operating in Ukraine. A brief description of

the technical capabilities of the existing basins and the most significant results obtained is presented. Unfortunately, the shipbuilding industry of Ukraine is not going through the best of times, which has a negative effect on the work of research basins. The article considers possible ways to expand the subject of research in research basins. In particular, the results of research into the aerodynamics of aircraft and hovercraft using hydrodynamic experiment methods are presented. The possibilities of research in the experimental basin of the process of interaction of wave fields generated by the ship with shores and artificial breakwaters are also demonstrated. It is emphasized that an important aspect in the development of experimental basins is the creation of an automated system for collecting and processing experimental data.

Keywords. experimental basin; ship model; aerohydrodynamic characteristics.

УДК 536.31

Дослідження аеродинаміки профілю крила над хвилястою поверхнею методом дискретних вихорів

Дреус¹ А.Ю.; Сохацький² А.В.

1-Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара, Дніпро, Україна

2- Університет митної справи і фінансів, Дніпро, Україна

В роботі представлено результати дослідження аеродинаміки профілю крила літального апарату, що використовує динамічний принцип підтримки над водною поверхнею. Наразі основною проблемою створення таких апаратів є відсутність надійної теорії польоту в умовах хвиль. В роботі розглянуто поведінку коефіцієнтів підйомної сили і аеродинамічного моменту крилового профілю Clark YH-12 поблизу поверхні хвилястого рельєфу. Розрахунки проводились для кутів атаки від -2° до 12° , та відстаней від середньої лінії синусоїди до задньої крайки профілю крила від $h=12$ до $h=0,5$. Як інструмент дослідження обрано метод дискретних вихорів, що дозволило створити ефективний і економічний алгоритм розрахунку. Показано, що у випадку руху над поверхнею з хвилястим рельєфом має місце погіршення несучих властивостей крилового профілю. Задля ефективного використання ефекту поверхні потрібно використовувати кути атаки не менше ніж 4° , але не більше ніж критичні кути.

Ключові слова: аеродинаміка крилового профілю; метод дискретних вихорів; числові методи; аеродинамічні характеристики

Інтерес до надводних літальних апаратів, що використовують динамічний принцип підтримки над водою (WIG-судна) пов'язаний з перспективами використання таких суден як безпілотні системи [1,2]. Проте, експлуатація надводного літального апарату з динамічним принципом підтримки передбачає, що підстильна поверхня буде мати криволінійний рельєф, що обумовлено наявністю хвиль. Основним механізмом генерації хвиль є вітер, отже, вітрові хвилі – це поверхневі хвилі, що виникають на вільній поверхні води.

Аеродинаміка крилового профілю поблизу хвилястої поверхні вивчена набагато менше за аналогічний рух над плоскою поверхнею. Існуючі математичні моделі [3] характеризуються складністю постановки задачі, збільшенням кількості визначальних параметрів та необхідністю додаткових співвідношень для опису динаміки системи. Окрім цього, ускладнюється процедура побудови розрахункової області та має місце потреба в значних обчислювальних ресурсів. На відмінну від плоскої екранної поверхні в даному випадку не має можливості використовувати метод дзеркального відображення моделей через її хвилястість. Очевидно, що за такого режиму аеродинамічні характеристики крила будуть мати нестационарний характер та змінюватися, як за часом, так і в залежності від його положення в просторі.

Одним з підходів до розрахунку аеродинаміки тіл є використання моделі ідеальної рідини. Цей підхід має широке розповсюдження в обчислювальній аеродинаміці завдяки своїй простоті та набагато меншими вимогами до ресурсів ЕОМ в порівнянні з застосуванням моделі в'язкої рідини. Практика застосування моделі ідеальної рідини показала її ефективну придатність при розв'язуванні цілого ряду прикладних задач [4].

Серед методів на основі моделі ідеальної рідини слід виділити методи дискретних особливостей, а саме метод дискретних вихорів (МДВ) [4]. Він порівняно простіший, не надто трудомісткий, зручний для застосування ЕОМ та достатньо ефективний спосіб математичного моделювання аеродинаміки різноманітних тіл. В даному методі обтічне тіло моделюється приєднаними вихровими елементами, а супутній слід за тілом — вільними вихровими елементами, що рухаються під дією повітряного потоку та змодельованої вихрової системи.

Тому для розв'язування задач аеродинаміки WIG-суден та динаміки їх руху цей метод є перспективним для розв'язування проектних завдань.

На рис. 1 представлена схема руху профілю крила над хвилястою поверхнею.

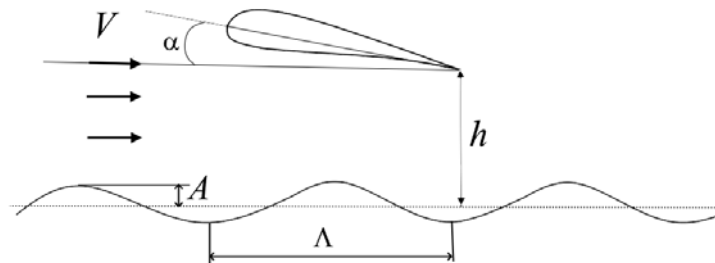


Рис. 1. Схема руху профілю крила над водною поверхнею:
 Λ – довжина хвилі; A – амплітуда хвилі

Хвиляста поверхня моделюється синусоїдальною функцією з заданими характеристиками: довжиною хвилі Λ і амплітудою коливання хвилі A . Безрозмірна відстань (віднесена до хорди профілю) від задньої крайки профілю крила до екрану h приймалась як відстань до середньої лінії синусоїди, як показано на рис.1. На хвилястій поверхні ставилися межові умови непротікання, що а запишеться

$$(\vec{V} - \vec{V}^*) \times \vec{n} = 0, \quad (1)$$

де \vec{V} – вектор швидкості незбуреного потоку;

\vec{V}^* – швидкість, що генерована вихровою системою на поверхні профілю;

\vec{n} – одиничний вектор нормалі до поверхні.

Розрахунки за побудованим алгоритмом, на основі методу дискретних вихорів, проводились для профілю Clark-YH-12 для ряду відстаней h до хвилястої екранної поверхні. Для оцінки впливу хвилястої поверхні на аеродинамічні характеристики профілю було проведено низку обчислювальних експериментів за наступних безрозмірних параметрів: $c=1$; $A=0.4$; $\Lambda=0.2\pi$. За використання методу дискретних вихорів передбачається, що встановився автономний режим обтікання та числа $Re > 10^6$. Розрахунки проводились для кутів атаки від -2° до 12° , та відстаней від середньої лінії синусоїди до задньої крайки профілю крила від $h=12$ до $h=0,5$. Розглянуто три положення профілів хвиль відносно профілю крила, для яких обчислювались значення коефіцієнти підйомної сили і поздовжнього аеродинамічного моменту:

- варіант 1 – максимум висоти хвилі знаходиться на одній лінії з передньої крайкою крилового профілю;
- варіант 2 – максимум висоти хвилі знаходиться на одній лінії з серединою хорди крилового профілю;
- варіант 3 – максимум висоти хвилі знаходиться на одній лінії з задньою крайкою крилового профілю.

Точність та достовірність математичної моделі, розробленого алгоритму та програмного забезпечення, на основі методу дискретних вихорів, проводилась шляхом порівняння результатів розрахунку аеродинамічних коефіцієнтів підйомної сили і поздовжнього

аеродинамічного моменту з результатами експериментальних продувок крилового профілю Clark-YH-12, що викладено в роботі [5]. Результати тестування представлено на рис.2.

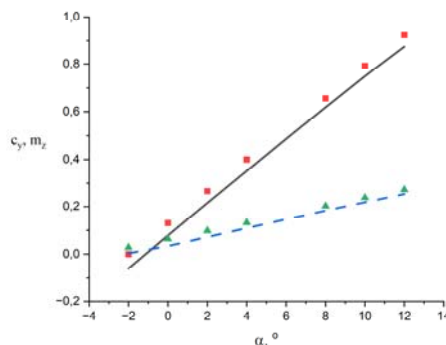


Рис.2. Результати тестування розробленої методики:— розрахунок C_y ; □ – експеримент C_y ; --- розрахунок m_z ; Δ- експеримент m_z

Як видно з рис.2 результати розрахунку, як коефіцієнта підйомної сили, так поздовжнього аеродинамічного моменту продемонстрували задовільну збіжність з експериментальними даними. Розбіжність в аеродинамічних характеристиках знаходилась в межах: для C_y – 12.6%, для m_z – 8.3%.

Розрахунки показали, що за наближення крилового профілю до хвилястої поверхні за від’ємних та малих кутів атаки приводить до певного зниження коефіцієнта підйомної сили. В цілому дослідження показали, що залежності коефіцієнту підйомної сили і аеродинамічного моменту від кута атаки набувають нелінійного характеру і змінюються в залежності від положення гребенів хвиль відносно профілю. Вплив хвилювої поверхні на аеродинамічні характеристики крилового профілю порівнювався з експериментальними даними коефіцієнтів підйомної сили і аеродинамічного моменту, що замірялись без впливу будь якої екранної поверхні. Відомі спроби експериментальних досліджень впливу хвилястої водної поверхні на аеродинамічні характеристики крилового профілю в лабораторних умовах, проте надійність таких методик і точність результатів є дискусійними питаннями.—Отже, в даній роботі, обґрунтування достовірності запропонованої методики базується на порівнянні результатів числових досліджень з експериментами без впливу хвилювої екранної поверхні.

На рис.3 представлено діаграму на якій наочно представлено зміну C_y для кутів атаки $\alpha=0^\circ$ і $\alpha=6^\circ$

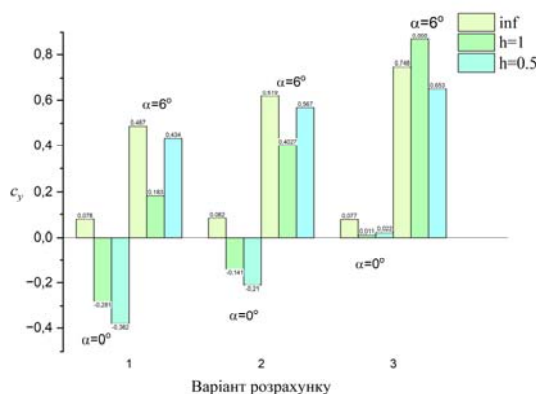


Рис. 3. Вплив параметрів обтікання крилового профілю над хвилястою поверхнею на коефіцієнт підйомної сили

Залежність аеродинамічних коефіцієнтів від положення хвиль відносно профілю показує, що має місце коливання цих параметрів під час руху над поверхнею. Результати проведених досліджень показали, що для урахування позитивного екранного ефекту, за наявності зазначених хвиль потрібно використовувати кути атаки не менше 4° .

Роботу виконано за підтримки гранту від Національного фонду досліджень України (договір №80/0170).

Список літератури

1. Dreus, A. (2024). Determining the aerodynamic performance of a high-speed unmanned marine wing craft. // Aleksieienko, S., Nekrasov, V. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 4(7(130)), 41–46. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.309708>
2. Vijayan, M., Pangoria, A., Milan., P. (2024). Optimizing Wing-In-Ground Effect UAVS for Enhanced Search and Rescue Operations: A Comprehensive Review. International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology. 12. 123-132. 10.22214/ijraset.2024.64283
3. Liu, X., Ma, D., Yang, M., Guo, Y., Hu, H. (2021). Numerical Study on Airfoil Aerodynamics in Proximity to Wavy Water Surface for Various Amplitudes. Applied Sciences. 11. 4215. doi:10.3390/app11094215
4. Mimeau C, Mortazavi I. A. Review of Vortex Methods and Their Applications: From Creation to Recent Advances. Fluids. 2021; 6(2):68. URL: <https://doi.org/10.3390/fluids6020068>
5. Sokhatskyi, A., Dreus, A., Radovskyi, M., Horbonos, S. A review of the problem of modeling the aerodynamics of small-sized ekranoplanes. MATEC Web Conf. 390 04011 (2024) DOI: 10.1051/mateconf/202439004011

Study of the aerodynamics of an airfoil over a wavy surface using the discrete vortices method

Andrii, Dreus, Anatolii Sokhatskyi

This paper presents the results of a study on the aerodynamics of an aircraft wing profile using the dynamic support principle over a water surface. Currently, the main challenge in developing such vehicles is the lack of a reliable flight theory under wave conditions. The paper examines the behavior of the lift and aerodynamic moment coefficients of the Clark YH-12 airfoil as it approaches a wavy underlying surface. The calculations were performed for angles of attack from -2° to 12° , and distances from the centerline of the sinusoid to the trailing edge of the wing profile from $h=12$ to $h=0.5$. The discrete vortex method was selected as the research tool, enabling the development of an efficient and cost-effective computational algorithm. The results show that, in the case of a wavy underlying surface, there is a significant deterioration in the wing profile's lift capabilities. To effectively utilize the surface effect, attack angles of at least 4° are required, but they should not exceed the critical angle.

Keywords. wing profile aerodynamics; discrete vortex method; numerical methods; aerodynamic characteristics.

УДК 621.039.5

Термодинамічні характеристики надзвукового струменя в надзвуковому ежекторі

Колодій Н.О.¹ КПІ, Сірош Е.О.²

1-КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

2-Інститут гідромеханіки НАН України, м. Київ, Україна

У доповіді представлено результати чисельного аналізу роботи вісесиметричного газового ежектора з косим соплом в імпульсному режимі, який застосовується для охолодження та аспірації газових потоків. Моделювання проводилося на основі розв'язання тривимірної нестационарної задачі для в'язкої стисливої неізотермічної течії за допомогою чисельного пакета Ansys Fluent 18.0. Описано вплив геометрії сопла, тиску та кута сполучення сопла з стінкою ежектора на температуру і інтенсивність течії в камері змішування. Показано, що тангенціальний вдув зі стінки камери змішування забезпечує вищі коефіцієнти аспірації та змішування газів порівняно з вісесиметричним вдувом. Розрахунки показують вплив числа Маха на виникнення косоного стрибка на стінці ежектора, його інтенсивність та відстань від сполучної стінки до зони зниження температури газу. Отримані результати мають важливе значення для оптимізації конструкцій газових ежекторів, що використовуються у системах охолодження та аспірації в промислових і енергетичних процесах.

Ключові слова: вісесиметричний ежектор; геометрія сопла; тангенціальний вдув; коефіцієнт аспірації; камера змішування

Ежекторна тематика по взаємодії надзвукового струменя з дозвуковими течіями досить актуальна, не зважаючи на майже вікову історію цих робіт. Витік пристінного надзвукового струменя з косоного сопла вздовж стінки ежектора та подальшого її відхилення у напрямку осі ежектора в камері супроводжується зниженням тиску на осі камери змішування, забезпечуючи ежекцію навколишнього повітря та його охолодження. Визначення великої кількості параметрів, що забезпечують відповідний коефіцієнт аспірації і коефіцієнт зниження температури на одиницю витрати газу високого тиску становить предмет даного дослідження.

В роботі представлені результати чисельного аналізу роботи осесиметричного ежектора з довільною формою камери змішування з несиметричним кільцевим соплом в імпульсному режимі. Моделювання роботи ежекторної системи здійснюється на основі розв'язання тривимірної нестационарної задачі формування течії всередині газового ежектора при заданих значеннях тиску і температури на вході в сопло ежекуючого газу. Система повних нестационарних рівнянь Рейнольдса в вісесиметричній постановці, що описує рух в'язкого стисливого неізотермічного середовища і замикається за допомогою моделі турбулентності Спаларта-Аллмареса.

Схема імпульсного газового ежектора (аспіратора) з різними параметрами надзвукових сопел приведені на рис.1 із зазначенням основних складових елементів його конструкції: вхідний конфузур для ежекуючого газу, надзвукове сопло, камера змішування і вихідний дифузур для змішаного газу.

Розглянуто впливу тиску, що задається, і геометрії ежекуючого надзвукового косоного сопла на розподіл температурного поля вздовж стінки сопла в залежності від величини тиску на вході в дифузур, від геометрії сопла і кута сполучення сопла зі стінкою ежектора.

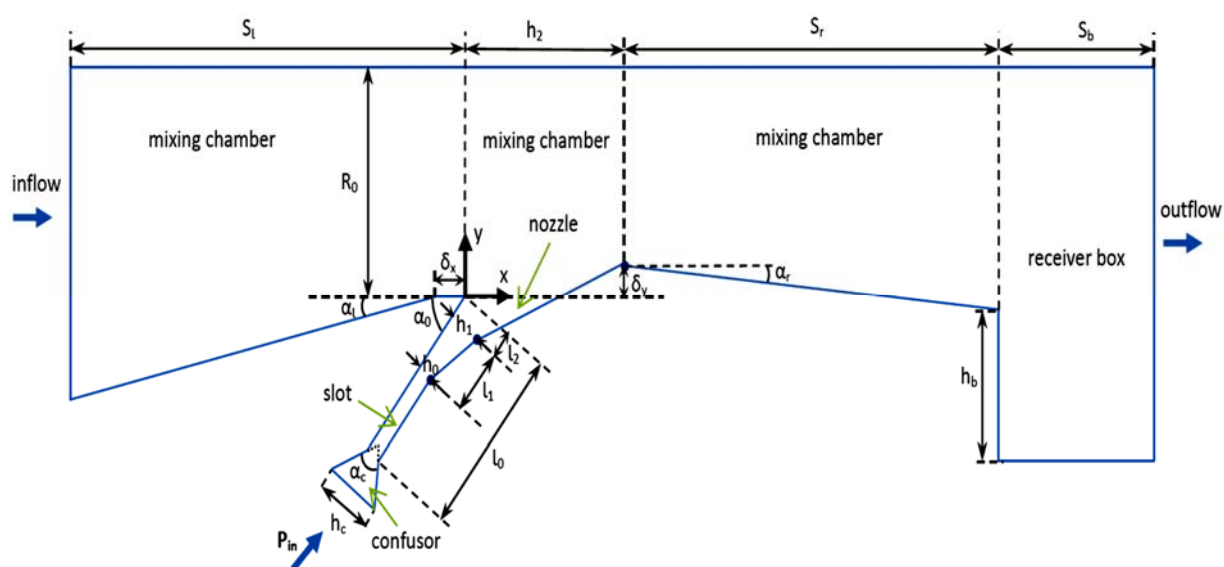


Рис.1. Схема осесиметричного ежектору

Розрахунки параметрів надзвукової течії у газовому ежекторі виконано в пакеті Ansys Fluent 18.0. Отримані результати показують принципову різницю сформованого потоку за допомогою тангенціального вдуву зі стінці камери змішування, відносно вісесиметричних ежекторів. Коефіцієнти ежекції і змішування газів різних температур таких ежекторів залишаються суттєво більшими в порівнянні з осесиметричним вдувом.

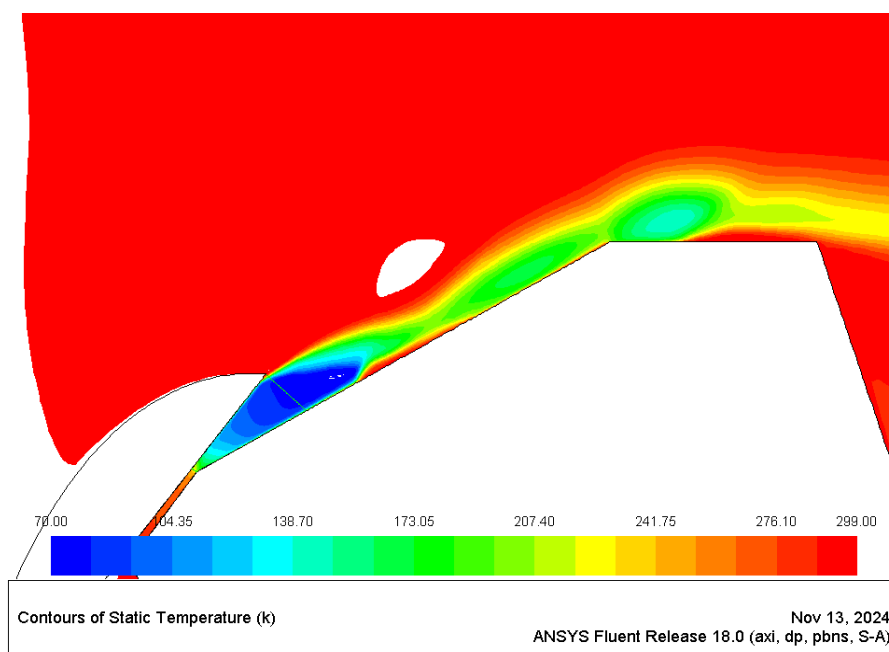


Рис. 2. Температурні поля на виході із надзвукового сопла при $M=3.2$

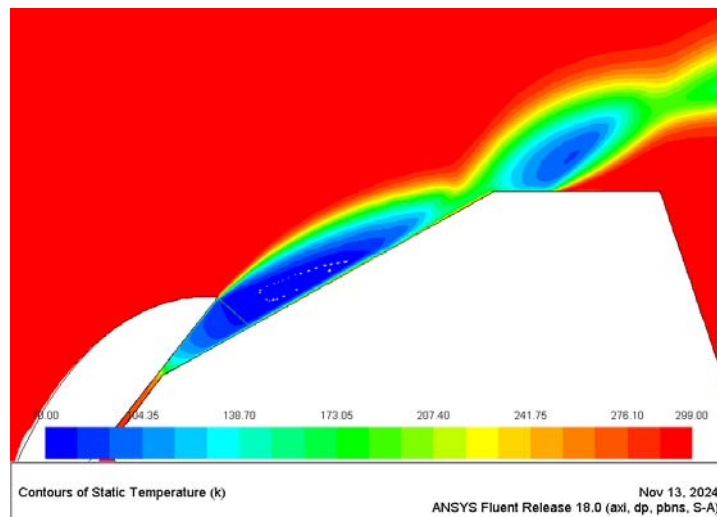


Рис. 3. Температурні поля на виході із надзвукового сопла при $M=3.7$

Показано пряму залежність розрахунковості сопла на виникнення косого стрибка на стінці ежектора, його інтенсивності та відстані від довжини сполучної стінки ежектора та зони суттєвого зниження температури газу (рис.2 та рис.3).

Список літератури

1. Аркадов Ю.К. Новые газовые эжекторы. – М.: Физматлит, 2001. – 336 с.
2. Коробов В.И., Парамонов Ю.А., Загуменный Я.В. Течение в эжекторной системе с полуограниченной высокоскоростной струей // Прикладна гідромеханіка. – 2007. – Том 9, № 1. – С. 36–44.
3. Yinhai Zhu, Wenjian Cai, Changyun Wen, Yanzhong Li. Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors. Journal Applied Thermal Engineering, 2009, vol. 29(5-6), pp. 989–905.

Thermodynamic characteristics of a supersonic jet in a supersonic ejector

Kolodii Nazarii, Sirosh Olena

The report presents the results of a numerical analysis of the operation of an axisymmetric gas ejector with a convergent-divergent nozzle in an impulse mode, used for cooling and aspiration of gas flows. The modeling was performed based on the solution of a three-dimensional unsteady problem for viscous compressible non-isothermal flow using the Ansys Fluent 18.0 software package. The influence of the nozzle geometry, pressure, and the angle of the nozzle-wall junction on the temperature and intensity of the flow in the mixing chamber is described. It is shown that the tangential injection from the wall of the mixing chamber provides significantly higher aspiration and mixing coefficients compared to axisymmetric injection. The calculations demonstrate the impact of the Mach number on the formation of an oblique shock on the ejector wall, its intensity, and the distance from the connecting wall to the zone of temperature reduction in the gas. The obtained results are important for optimizing the design of gas ejectors used in cooling and aspiration systems in industrial and energy processes.

Keywords: axisymmetric ejector; nozzle geometry; tangential injection; aspiration coefficient; mixing chamber.

УДК 533.6.08 : 53.082.76

Когерентні вихрові структури вихрових камер торцевого типу як фактор керування процесом змішування робочих середовищ

Турик В.М.¹, Кочін В.О.², Мороз В.В.²

1-КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

2-Інститут гідромеханіки НАН України, м. Київ, Україна

Доповідь присвячено пошуку раціонального способу покращення характеристик макро- та мікроструктури потоків на виході з вихрових камер торцевого типу з однобічним підведенням робочих середовищ, яке зазвичай викликає суттєву нерівномірність розподілу кінематичних параметрів, а отже, якість процесів перемішування компонентів. Проведена термоанемометрія профілів швидкостей, інтенсивності їх пульсацій, а також вимірювання гідравлічного опору вихрової камери при різних комбінаціях конструктивних параметрів вихрової камери, які найбільшою мірою впливають на формування стійких когерентних вихрових утворень, показало можливість використання їх в якості керувального впливу на характеристики течії згідно з узагальненим принципом взаємної сприйнятливості вихрових структур. Отримано практичні висновки на підставі порівняння отриманих експериментальних даних при наступних граничних значеннях максимальних діапазонів варіювання визначальних конструктивних параметрів камери: безрозмірна глибина тупикової частини камери відносно діаметра її циліндричної частини 0 і 4,4; кут установки проточної частини вхідного сопла прямокутної форми відносно поздовжньої осі камери -20° і $+20^\circ$. Досліди проведено в діапазоні чисел Рейнольдса згідно з параметрами проточної частини сопла $Re = 47080 - 86530$.

Ключові слова: вихрова камера; закручений потік; термоанемометрія; профілі швидкості; інтенсивність пульсацій; когерентні вихрові структури.

Вступ

Одним із способів інтенсифікації процесів тепломасопереносу в високофорсованих енергетичних і технологічних установках є використання закрутки потоків робочих середовищ. Виникаючі під дією відцентрових сил радіальні і осьові градієнти тиску, а також специфічні умови в'язкої відцентрової нестійкості поблизу криволінійних стінок вихрових камер, що найбільш характерно для вихрових камер торцевого типу (ВКТТ) з однобічним тангенціальним підведенням робочого середовища, формують в потоках складні зсувні процеси і тривимірні вторинні течії, що значно ускладнює її структуру [1]. Оскільки найбільш істотний вплив в турбулентну дифузію вносять низькочастотні складові течії, традиційно головна увага приділяється питанням керування великомасштабними вихровими структурами [2]. З цією метою, а також для компенсації певного придушення окремих коливальних складових турбулентного руху рідких частинок в полі відцентрових сил, базові конструкції камер змішування після викінчувальних випробувань ускладнюють, зокрема включенням додаткових елементів [3]. Зазвичай ці міри сприяють процесам перемішування компонентів та його рівномірності по об'єму камер, але підвищують гідравлічний опір, не кажучи про додаткові матеріальні і часові затрати. Зазначена проблема набуває особливого значення при організації якісного змішування окисника та відновника в камерах згоряння на стадії підготовки процесу екзотермічної реакції. Тому пошуки ефективних і нетрадиційних методів керування структурою обмежених закручених потоків є актуальними.

Мета роботи

Мета даної роботи полягає в з'ясуванні реакції структури, а отже, характеристики потоку на виході камери змішування на комплексну зміну таких її конструктивних параметрів: видовження L тупикової зони відносно вхідного сопла від 0 до 4,4 діаметра d_0 циліндричної

частини камери при кутах установки більшої сторони проточної частини прямокутної форми вхідного сопла відносно поздовжньої осі ВКТТ (так званих «осьових кутах» впуску потоку повітря) $\alpha = +20^\circ$ (вхідний струмінь має нахил відносно осі камери в бік її виходу) і $\alpha = -20^\circ$ (вхідний струмінь має нахил відносно осі камери в бік її глухого торця).

Основна частина

В роботі [4] експериментальним шляхом було отримано позитивний досвід керування вихідними характеристиками потоку ВКТТ за рахунок когерентних вихрових структур (КВС), генерованих у видовженій тупиковій зоні дослідної камери практично без додаткових енергетичних затрат порівняно з камерою без такої зони. Попередні досліди було виконано за однакових з наміченими в даній роботі режимних параметрах — величинах відносної довжини тупикової частини камери $L^* = L/d_0$ і фіксованого кута тангенціальності входу потоку повітря до камери $\gamma = 88^\circ$. Але якщо осьовий кут установки вхідного сопла раніше складав лише $\alpha = 0^\circ$, то в даному дослідженні передбачено комплексне варіювання кута $\alpha = 20^\circ; -20^\circ$ та видовження L^* в зазначених вище діапазонах. Дослідна ВКТТ має внутрішній діаметр $d_0 = 0,102\text{ м}$, загальну довжину 635 мм , вхідне тангенціальне сопло має проточну частину розмірами $0,041 \times 0,025\text{ м}^2$, максимальний досліджуваний діапазон чисел Рейнольдса за сопловими параметрами складає $Re = 47000 \div 87000$.

Термоанемометричні вимірювання актуальної швидкості потоку у вихідному перерізі та подальша статистична обробка інформації дозволили провести аналіз картин розподілу усереднених за часом безрозмірних значень трансверсальної $U^* = U/W_a$ та осьової $W^* = W/W_a$ компонент швидкості (W_a – середня за вихідним перерізом камери швидкість потоку), а також величин інтенсивності відповідних пульсацій швидкості $\varepsilon_u = \sqrt{u'^2} / U$ і $\varepsilon_w = \sqrt{w'^2} / W$.

Формування закрученого потоку вихрової камери змішування з видовженою тупиковою частиною до значення $L^* = 4,4$ порівняно з камерою при $L^* = 0$ при майже незмінному гідравлічному опорі супроводжується такими змінами в характеристиках течії на виході з камери.

1. Осьовий кут установки вхідного сопла $\alpha = +20^\circ$.

При $Re=86530$ спостерігається зменшення середньої за перерізом трансверсальної компоненти швидкості U^* на 16% при зростанні середньої відносної інтенсивності відповідних пульсацій швидкості $\bar{\varepsilon}_u$ на 17%. Середня осьова компонента швидкості W^* при цьому збільшується на 24% при зростанні середньої величини $\bar{\varepsilon}_w$ на 1,9%. При $Re=47080$ середня компонента швидкості U^* зменшується на 18% при зростанні середньої інтенсивності пульсацій $\bar{\varepsilon}_u$ на 15,2%. Середня осьова компонента швидкості W^* при цьому збільшується на 5,2% , але величина $\bar{\varepsilon}_w$ зменшується на 2,4%. Нерівноцінне зростання величини W^* при $Re=47080$ для певної компенсації зменшенням трансверсальної компоненти швидкості, а також зменшення величини $\bar{\varepsilon}_w$, можна пояснити збільшенням долі спінового моменту імпульсу макровихору в камері відносно орбітального моменту.

2. Осьовий кут установки вхідного сопла $\alpha = -20^\circ$.

При $Re=86530$ величина U^* зменшується на 22,3% при зростанні величини $\bar{\varepsilon}_u$ на 14,7%. Величина W^* при цьому збільшується на 15,4% при невеликому зменшенні значення $\bar{\varepsilon}_w$ —

на 2%. При $Re=47080$ величина U^* зменшується на 20,6% при дуже незначному зростанні (на 0,2%) інтенсивності пульсацій $\overline{\varepsilon}_u$. При цьому спостерігаються невеликі зменшення як осьової компоненти W^* на 1,3%, так і величини $\overline{\varepsilon}_w$ на 0,2%. Але останні величини сумірні з похибкою вимірювання, тому можна вважати їх мізерно малими. Відсутність компенсуючого ефекту перерозподілу енергії на користь осьової компоненти швидкості, а також зменшення величини $\overline{\varepsilon}_w$, пояснюються аналогічно наведеним вище аргументами для випадку $\alpha = +20^\circ$.

Висновок

Отримані результати створюють основу для подальшої розробки малозатратних та ефективних способів керування робочим процесом в камерах змішування.

Список літератури

1. Schlichting H., Gersten K. Boundary-Layer Theory. Ninth Edition. Springer-Verlag. Berlin, Heidelberg, 2017. 805 p.
2. Gupta . A. K., Lilley D. Syred G., N. Swirl flows. Abacus Press, Tunbridge Wells, England, 1984. 475 p.
3. Халатов, А. А., Авраменко, А. А., Шевчук, И. В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. К.: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, Т. 4: Инженерное и технологическое оборудование, 2000. 212 с.
4. Turyk, V., Kochin, V., Moroz, V., Miliukov, D. Development of an untraditional technique to control the structure of the output flow from a vortex chamber. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, Vol. 6, No. 8 (120), 2022. P. 55–64.

Coherent vortex structures of end-type vortex chambers as a factor controlling the mixing process of working media

Turick Volodymyr, Kochin Viktor, Moroz Volodymyr

The report is devoted to the search for a rational way to improve the characteristics of the macro- and microstructure of flows at the outlet of end-type vortex chambers with one-sided supply of working media, which usually causes significant uneven distribution of kinematic parameters, and therefore, the quality of the mixing processes of components. Thermal anemometry of velocity profiles, intensity of their pulsations, as well as measurement of the hydraulic resistance of the vortex chamber at various combinations of design parameters of the vortex chamber, which have the greatest influence on the formation of stable coherent vortex formations, has shown the possibility of using them as a control influence on the flow characteristics according to the generalized principle of mutual susceptibility of vortex structures. Practical conclusions were obtained based on a comparison of the obtained experimental data at the following limit values of the maximum ranges of variation of the determining design parameters of the chamber: dimensionless depth of the dead end part of the chamber relative to the diameter of its cylindrical part 0 and 4.4; installation angle of the flow part of the rectangular inlet nozzle relative to the longitudinal axis of the chamber -200 and $+200$. The experiments were carried out in the range of Reynolds numbers according to the parameters of the flow part of the nozzle $Re = 47080 - 86530$.

Keywords: vortex chamber; swirling flow; thermoanemometry; velocity profiles; pulsation intensity; coherent vortex structures

УДК 532.53

Ефективність демпфірування інерційних течій у резервуарах плаваючими перегородками

Ковальов В.А., Вей Ченьюй

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

При перевезенні великих об'ємів технічних рідин, наприклад, нафти у великих резервуарах, експлуатаційники часто стикаються з неконтрольованими внутрішніми резонансними течіями, так званими плесканнями, які завдяки великій масі рідини утворюють систематичні силові впливи на внутрішні конструкції.

У поданому матеріалі представлено результати чисельного моделювання замкнених течій в'язкої рідини при її резонансних коливаннях у резервуарах. При аналізі гідродинамічного механізму течій, що розглядаються, важливим є виявлення силових впливів основної маси рідини на стінки резервуара, а також внутрішні нерухомі перегородки.

Через наявність і систематичні міграції рухомих мас рідини в межах резервуара виникають суттєві нестійкості, а також ударні тиски на стінки і внутрішні конструкції, що у свою чергу приводить до деформації і навіть руйнування силових конструкцій. У матеріалі наводяться приклади розподілу і розвитку інерційних течій з точки зору силових дій на внутрішні конструкції.

Ключові слова: резервуар з рідиною; резонансні коливання рідини; власна частота коливань

Останнім часом великої популярності набули теоретичні дослідження, що базуються на чисельному моделюванні різноманітних течій в'язкої рідини в обмежених резервуарах. Широко відомі результати симуляції різко нелінійних течій при коливаннях резервуарів великих об'ємів у широкому діапазоні власних частот [1, 2]. Вони досить повно та якісно замінюють експериментальні дослідження подібних гідродинамічних процесів через те, що завдяки сучасним засобам математичного моделювання можна врахувати навіть найдрібніші і слабкі за розподілом параметрів течії у межах резервуара.

На рис.1 представлена картина інерційних течій в кубічному резервуарі при горизонтальних коливаннях і утворенню ударних впливів на праву вертикальну стінку. З рисунка видно суттєве зменшення (на 33 % об'єму) збурених областей потоку через вплив плаваючої приповерхневої перегородки.

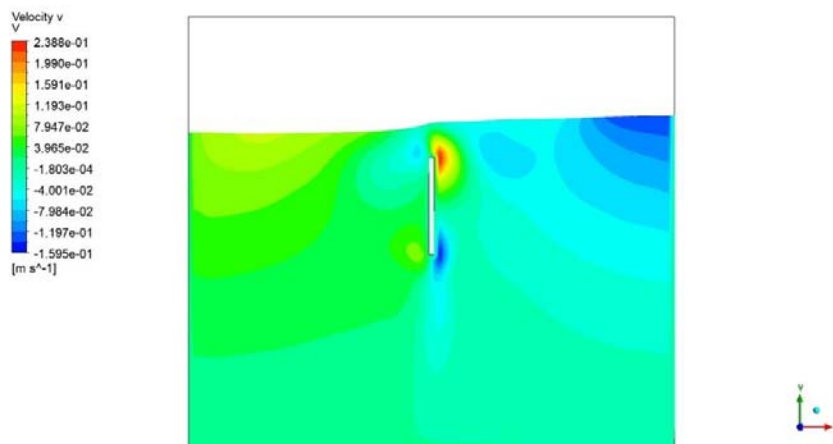


Рис.1. Розподіл горизонтальної компоненти швидкості рідини у приповерхневій області резервуара, зокрема у зоні розташування плаваючої вертикальної перегородки $h/H=0,3$ [3]

У порівнянні з придонною конструкцією (нижня крива на рис.2) частота коливань потоку плаваючої конструкції майже не відчуває зниження власної частоти коливань і таким чином силові впливи рідини фактично не змінні (рис.2, верхня крива).

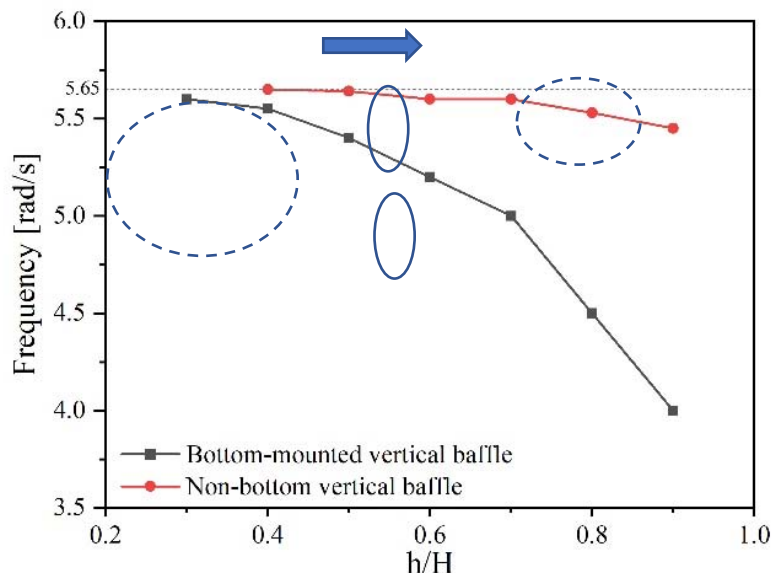


Рис.2. Залежність частоти коливань поверхні рідини від розташування плаваючої перегородки в резервуарі [4]: 1-придонна вертикальна перегородка; 2- перегородка, що відстоїть від дна резервуара; 3- частота коливань, 1/с

На рис.3 представлена залежність максимальної зміни відносної висоти поверхні розділу течії при коливаннях з різними за висотою перегородками (від 0,3H до 0,9H), причому максимальний підйом рідини відповідає випадку без перегородки. Це свідчить про те, що неконтрольована течія може спричинити більш енергоємні резонансні плескання у приповерхневому шарі резервуара. Отже, саме в цих областях потоку потрібно застосовувати плаваючі конструкції перегородок.

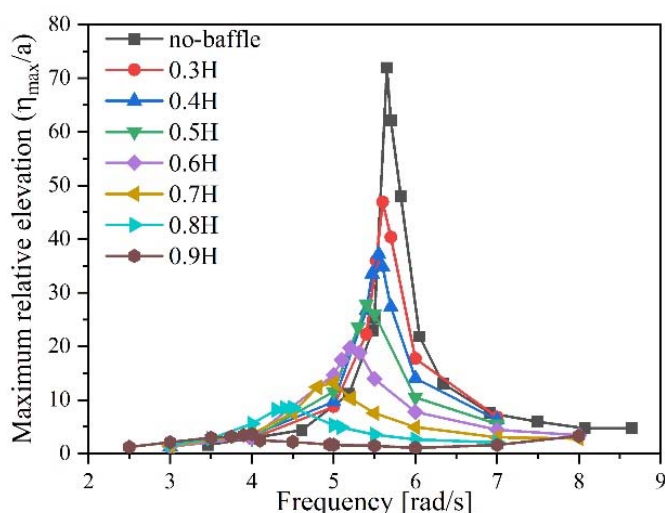


Рис.3. Максимальний відносний підйом поверхні рідини в залежності від частоти коливань стінок резервуара:1-частота коливань, 1/с; 2-без перегородки [5]

Крім того, з рис.3 очевидно, що максимальна частота, за якої має місце величина підйому становить 5,6 1/с, що свідчить про активну фазу розвитку інерційних течій і формування силових впливів у просторі резервуара у період направлено руху рідини до правої стінки резервуара. Зменшення резонансної частоти підйому рідини у резервуарі залежить не тільки від геометрії вертикальної перегородки, але й від розташування її у приповерхневих шарах течії [3,5].

Таким чином, можна стверджувати про те, що за рахунок довжини перегородки H можна суттєво впливати на утворення силових дій з боку інерційних течій рідини у резервуарі.

Висновки

Розташована у приповерхневій зоні течії вертикальна плаваюча перегородка сприймає максимальний інерційний силовий момент течії і розподіляє його у діапазоні частот 5,5 – 6,1 1/с, що відповідає максимальному впливу на течію. Результати моделювання силової дії перегородки досить сильно виражені у графічних залежностях щодо поля швидкостей та інерційних моментів впливу на стінки резервуара [3,5].

Подальше моделювання резонансних течій приводить до можливості прогнозування найбільш небезпечних режимів розподілу швидкостей та силових впливів у найбільш динамічних зонах потоку. Результати моделювання у більш широкому діапазоні власних коливань резервуара можуть бути представлені у наступних публікаціях.

Список використаних джерел

1. LUO M, WANG X, JIN X, et al. Three-dimensional sloshing in a scaled membrane LNG tank under combined roll and pitch excitations[J]. Ocean Engineering, 2020, 211: 107578.
2. KIM S Y, KIM K H, KIM Y. Comparative study on model-scale sloshing tests[J]. Journal of Marine Science and Technology, 2012, 17(1): 47-58.
3. Belakroum R., Kadja M., Mai T.H. ,et al. «An efficient passive technique for reducing sloshing in rectangular tanks partially filled with liquid» [J]. Mechanics Research Communications, 2010, 37(3): pp.341-346. DOI:10.1016 /j. mechrescom. 2010.02.003.
4. Ковальов В.А., Вей Ченьюй, Імітація резонансних плескань рідини у резервуарі з вертикальною перегородкою– J. of Adv. Eng. Vol. 8, No. 3, 2024, pp. 310–315. DOI: 10.20535/2521-1943.2024.8.3(102).299586
5. L Ren, Y Zou, J Tang, et al «Numerical Modeling of Coupled Surge-Heave Sloshing in a Rectangular Tank with Baffles» Shock and Vibration Hindawi, 2021, Article ID 5545635, 11 pages <https://doi.org/10.1155/2021/5545635>.

Tanks, operators often encounter uncontrolled internal resonant flows, so-called sloshing, which in many cases create systematic force flows on internal structures.

This material presents the results of numerical modeling of closed viscous flows during resonant rocking of tanks. When analyzing the hydrodynamic mechanism of flow, it seems important to identify forceful inflows of the main mass of the liquid onto the walls of the tank, as well as internal intact baffles.

Through the presence and systematic migration of dry oils between the tank, there is a rise in structural instability, as well as impact pressure on the walls and internal structures, which can lead to deformations and cause collapse of power structures. The material is subject to the application of division and development of inertial flows from the force point of view actions on internal structures.

Key words: reservoir with a liquid; resonant oscillations; own flow frequency

UDK 614. 841

Determining the elongation of T-type pressure fire hoses

Stas S., Bychenko A., Kolesnikov D.

National University of Civil Defence of Ukraine

The phenomenon of changing the geometric parameters of pressure fire hoses is manifested when they transport extinguishing liquids. Although the extension of pressure fire hoses does not have a significant impact on the fire extinguishing process, the energy costs associated with such changes should be taken into account. In fact, part of the power of the fire pump is spent not on transporting liquids and forming extinguishing jets but on the «optional» lengthening of pressure fire hoses. Latex pressure fire hoses with diameters of 51 mm and 77 mm and fire pressure hoses with doublesided polymer coating of 51 mm (all of type T) were randomly selected for the experiments. The temperature was 263 K and 298 K, the fluid flow rate was constant, the pressure values at the inlet of the Protek 366 fire barrel had fixed values. No significant changes in the diameters (expansion or narrowing) of pressure fire hoses were recorded during water transportation. An elongation of 79 cm with a hose length of 1960 cm (73 cm with a hose length of 1790 cm) was recorded when transporting water in the case of using hoses with a diameter of 77 mm, a pressure at their inlet of 0.8 MPa, a temperature of 263 K, and a water flow rate of 0 l/s. The force that provided such a stretch was 2.04 kN. When extinguishing liquid was supplied by pressure fire hoses with a diameter of 77 mm in the temperature range of 263–298 K, the elongation decreased slightly with decreasing temperature. A slight unevenness of stretching of pressure fire hoses along the length was found when stretching increased closer to their middle. The results indicate the dependence of the amount of stretching on the materials from which pressure fire hoses are made, as well as their diameter. The values of dynamic forces that cause stretching of pressure fire hoses established in the study can be used in practice when taking into account the forced energy losses for fluid transportation

Keywords: fire hose; hose line; water transportation; geometric dimensions; fire hose extension

Introduction.

In order to transport water and working solutions of foaming agents, fire hoses of various lengths, diameters, and types can be used at a fire site. Fire trucks are equipped with pressure fire hoses (PFH) of type T. In accordance with the norms of the civil protection operational and rescue service, the frequency of testing pressure fire hoses should be at least once a year. Such requirements are due to the conditions, modes, and features of the use of these types of fire protection equipment. PFHs are used as the main means for transporting extinguishing liquids to the site of most fires. The requirements for their reliability and operability are decisive since the result of fire extinguishing directly depends on their level. For manning fire trucks, PFHs of type T are used. They are usually made of synthetic materials and may have a rubber or polymer coating inside and outside. The main characteristics of PFH are geometric dimensions, operating pressure of the transported liquid, water resistance, and strength. The life cycle of PFH depends both on these characteristics and on the modes, frequency, and features of their operation.

Determination of the amount of stretching of pressure fire hoses when using fire barrels.

The hoses transported water to a fire barrel at an ambient temperature of 298 K. The fire barrels Protek 366 [1,2] and RS-70 were used. At this stage of research, the initial length of the PFH was 1790 cm. A gradual increase in the inlet pressure from 0.2 to 1.0 MPa in increments of 0.2 MPa was ensured by the operation of the fire pump PN-60-R-R with a capacity of up to 60 lps and a maximum pressure of 1.0 MPa. At different values of fluid flow using a fire barrel, as at the previous stage (at zero flow), no significant changes in the diameters of the PFH were recorded. The results of experiments for three types of PFH are shown in Fig. 4. The maximum elongation was recorded when

generating a flow of extinguishing liquid using a latex hose with a diameter of 77 mm at a pressure at its inlet of 1.0 MPa and a flow rate of 1.9 lps. The change in length was 620 mm (Fig. 1).

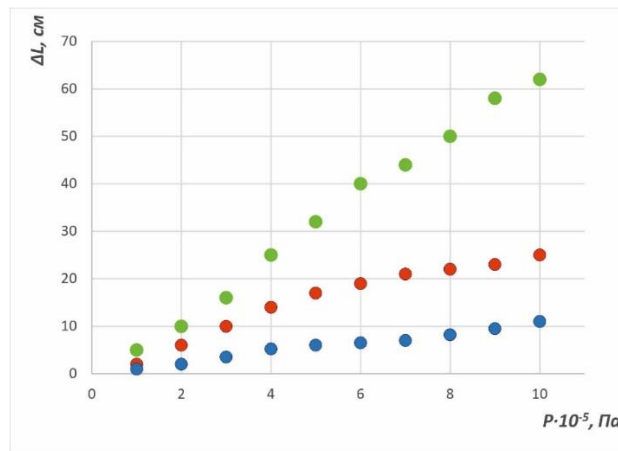


Fig. 1. Plot of changes in the lengths of the investigated pressure fire hoses when using the PROTEK 366 fire barrel: lower plot – double-sided polymeric, 51 mm; middle – latex, 51 mm; upper – latex, 77 mm

Determination of the force that provides tension of the pressure hose during water transportation. It was decided to conduct a full-scale experiment using the entire PFH, rather than its fragment. To determine the force that provides stretching of the hoses during the transportation of water, a test installation was designed (Fig. 2). With the help of the installation, the amount of force required to ensure the deformation that in previous experiments caused the tension of the PFH during the transportation of water was determined. The experimental data shown in Fig. 3 indicate an increase in the magnitude of elongation with an increase in the applied force.

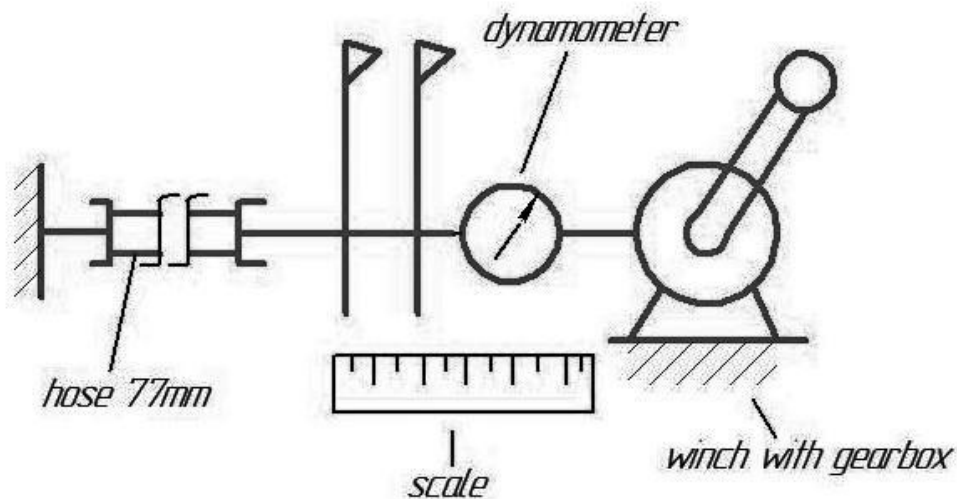


Fig. 2. Conducting a full-scale experiment using latex pressure fire hoses with a length of 1960 cm and diameter $D = 77$ mm: a – schematic; b – fragment of the experiment

Thus, the elongation by 79 cm of the investigated latex PFH with a diameter of 77 mm corresponded to a pressure at its inlet of 0.8 MPa [3]. The force providing such stretching was 2.04 kN, and according to [4] – 2.28 kN. The elongation by 62 cm of the investigated latex PFH with a

diameter of 77 mm corresponded to the pressure at its inlet of 1.0 MPa and flow rate of 1.9 l/s [5]. The force providing such stretching was 1.41 kN, and according to [4] – 1.69 kN. Due to the peculiarities of the experiments and randomly selected fire hoses that were in operation, such discrepancies in our results can be considered acceptable.

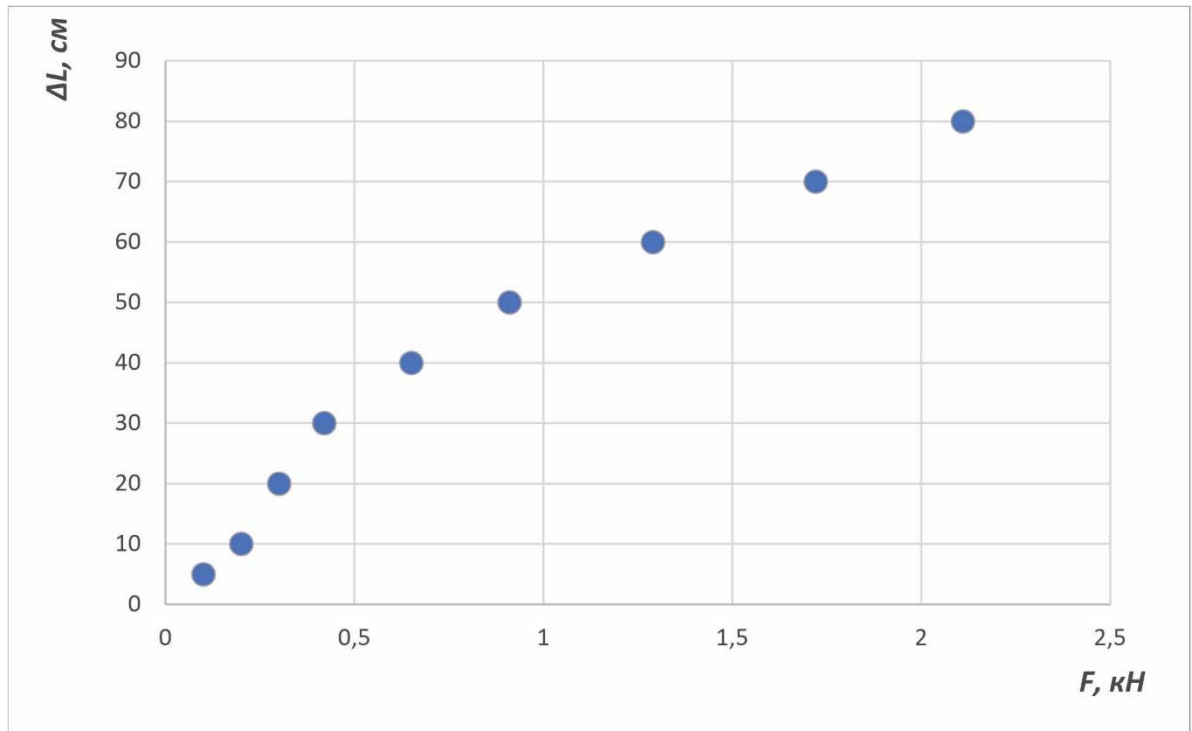


Fig. 3. Dependence of the elongation ΔL of latex pressure fire hoses with diameter $D = 77$ mm on tensile force F

Discussion of results of determining the elongation of pressure fire hoses.

As expected, as a result of the experiments, the dependence of the elongation of PFH on the value of the inlet pressure at which water is transported to the jet molding device was established. It was found that the elongation of different types of PFHs under the same initial conditions can vary significantly. The phenomenon of stretching PFH can be explained by the physical and technical features of their structure, the influence of conditions and modes of their operation. Thus, the dependences of change in the lengths of the investigated PFHs when using the PROTEK 366 fire barrel were significantly different for PFHs with different material bases. It is possible to allow the application of known laws of fluid motion through pipelines with solid walls with increasing pressures of transported liquids. However, this should take into account such manifestations of flexible pipelines-hoses as a sharp overlap of the fire barrel, the connection of new hoses through branching. It is important to take into account the lengthening of the hose line by adding new hoses, transitions of hose diameters, pulsation effects of fluid movement due to the operation of fire pumps [5], etc. In general, a certain value of PFH elongation (up to 4.3 %) can be taken as a basis for further research related to the transportation of extinguishing liquids by flexible pipelines that change their original geometric dimensions, such as length. At the same time, as a result of the experiments, a significant level of dependence of the obtained results of PFH elongation on the state Fig. 7. Elongation ΔL of latex pressure fire hoses with diameter $D = 77$ mm along length $L = 1790$ cm in the case of using a plug at the end of the hose (water consumption, 0 lps; pressure, 0.8 MPa) c a b Fig. 9.

Determining the tension of pressure fire hoses at an ambient temperature of 263 K: a – entrance section of the hose; b – fixed end of the hose before the experiment; c – lengthening of the hose under the action of water pressure Engineering technological systems: Reference for Chief Designer at an industrial enterprise 19 of their wear was established. For six latex PFHs of the same type with a diameter of 77 mm and a length of 1960 cm, the variation in the elongation value was about 12 % (73, 77, 79, 81, 82, 83 cm). For six latex PFHs with a diameter of 51 mm, the variation in the elongation value was about 9 %. Doublesided polymeric PFHs with a diameter of 51 mm were almost not extended.

Conclusions.

1. The results of investigating the properties of pressure fire hoses of type «Т» with internal diameter $D = 77$ mm and a length of up to $L = 1960$ cm at longitudinal deformations were confirmed by conducting a full-scale field experiment. using not a fragment but the entire pressure fire hose. The maximum value of the tensile force was 2.04 kN, and the relative elongation did not exceed 0.032. However, unlike previous studies, the uneven stretching of the pressure fire hose was revealed when the stretching increased closer to its middle [2].

2. It has been established that an important factor influencing the ability to extend the pressure fire hoses is the state of their wear, primarily the number of cycles and operating conditions. Thus, for six latex pressure fire hoses of the same type with a diameter of $D = 77$ mm and a length of $L = 1960$ cm, the variation in the elongation value was about 12 % (73, 77, 79, 81, 82, 83 cm), for six latex pressure fire hoses with a diameter of $D = 51$ mm, the variation of the elongation value was about 9 % [2].

References

1. Стась С. В. Експериментальне дослідження зміни геометричних параметрів пожежних рукавів при застосуванні пожежного ствола Protek 366 / С. В. Стась, А. О. Биченко, М. О. Пустовіт, О. І. Мигаленко, Д. В. Колесніков // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідролічні машини та гідроагрегати. – 2022. – №1. – С. 78–82. <https://doi.org/10.20998/2411-3441.2022.1.12>.
2. Stas, S., Bychenko, A., Kolesnikov, D., Myhalenko, O., Pustovit, M., Myhalenko, K. and Horenko, L. (2023) “Determining the elongation of T-type pressure fire hoses based on full-scale experiments”, Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 3(1(123), pp. 13–20. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.279616>.
3. Aripbaeva, A. E., Myrkhalikov, Zh. U., Koifman, O. I., Bazarov, Yu. M., Stepanov, S. G. (2016). Perspective direction of calculation and design of reinforcing carcasses of tension fire hoses on basis of synthetic fibers. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii khimiya khimicheskaya tekhnologiya, 59 (7), 92–95. doi: <https://doi.org/10.6060/tcct.20165907.5406/>
4. Nazarenko, S., Kovalenko, R., Asotskyi, V., Chernobay, G., Kalynovskyi, A., Tseabriuk, I. et. al. (2020). Determining mechanical properties at the shear of the material of «Т» type pressure fire hose based on torsion tests. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 5 (7 (107)), 45–55. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.212269>.
5. Stas, S., Bychenko, A., Kolesnikov, D., Myhalenko, O., Pustovit, M. (2021). Experimental study of changes the geometric parameters of fire hoses during the supply of extinguishing agents. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Hydraulic Machines and Hydraulic Units: 2021. – № 2. P. 39–42. doi: <https://doi.org/10.20998/2411-3441.2021.2.06>.

УДК 534.8:665.6

Ультразвукове гідрування мазуту

Бондар Р.О., Гришко І.А.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Зростання ціни на нафту та попит на світлі нафтопродукти стимулюють розвиток методів переробки важких фракцій. Традиційні методи мають обмежену ефективність, тому досліджується новий підхід — кавітаційне гідрування, який базується на застосуванні ультразвукової кавітації. Метою є визначення оптимальної кількості циклів дії кавітаційної установки на мазут для максимального виходу бензинових і дизельних фракцій із оброблювальної рідини. Експерименти проводилися на установці, що працює на частотах 19-25 кГц, із подачею водню в кількості 1,163 г на 350 г мазуту. Після кожного циклу пробу охолоджували до 40 °С. Максимальний вихід світлих фракцій (56%) досягався за 4 цикли. Збільшення кількості циклів спричиняло зниження виходу через деградацію оброблювальної рідини. Визначено, що оптимальним є 4 цикли кавітаційного гідрування, що робить метод перспективним для промислового застосування завдяки високому виходу світлих фракцій.

Ключові слова: ультразвук; ультразвукова кавітація; кавітація; нафтопродукти; важкі нафтопродукти; переробка мазуту кавітаційне гідрування; гідрування

Зростання цін на нафту у світі збільшило розвиток нафтопереробної промисловості. Збільшення попиту на нафтопродукти зі зміщенням акценту у структурі виробництва в бік бензину та зрідженого газу передбачають аналітики нафтової компанії British Petroleum [1-2]. Багато світових компаній досліджують питання отримання легких фракцій з важких вуглеводневих залишків.

На сьогоднішній день існують такі типи переробки важких вуглеводневих сполук, після первинної переробки нафти: вісбрекінг, каталітичний крекінг, кавітаційне гідрування та ін. Вісбрекінг та каталітичний крекінг мають ряд недоліків у порівнянні з методом кавітаційного гідрування [3-9]. Даний метод переробки мазуту полягає у застосуванні ультразвукової кавітації з метою отримання світлих фракцій нафтопродуктів. Також для застосування даного методу необхідна певна кількість водню [10-12]. Однією з переваг є можливість використання даного методу на різних типах мазутів та інших важких нафтопродуктах.

На рис. 1 представлена кавітаційна установка, яка дозволяє проводити експериментальні дослідження з важкими нафтопродуктами у закритому об'ємі.

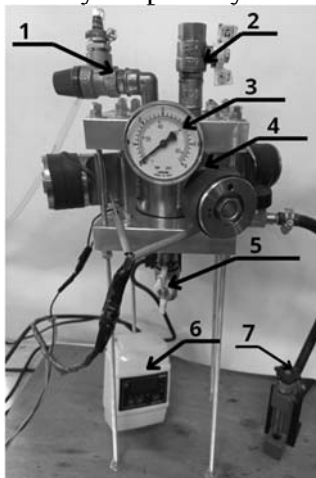


Рис.1. Установа для кавітаційного гідрування важких нафтопродуктів (1 –кран тиску, 2-заливна горловина, 3 –манометр, 4-кавітаційна камера, 5 –зливний кран, 6- датчик температури, 7 – регулятор витрати)

План побудови експерименту:

Об'єм кавітаційної камери 450 мл. Об'єм оброблювального зразка 350 мл. В якості досліджуваної рідини обрано важкий нафтопродукт типу мазут. Кількість легких фракцій у даній робочій рідині = 0 %. Провівши розрахунок визначено, що кількість подачі водню на 350 мл мазуту дорівнює 12,95 л або 1,163г. Провівши циклу кавітаційного гідрування, з метою визначення відсотку світлих фракцій, оброблену рідину подавали до перегінної установки.

Проведення наступних експериментів з впливу кавітаційного гідрування на мазут протягом 2-6 циклів потребувало завершення кожного циклу при зростанні температури до 90°C. В проміжках між циклами, робоча рідина, залишаючись у закритій робочій камері, піддавалась охолодженню до 40 °С, після чого цикл повторювався знову. Результати експериментальних досліджень представлено у таблиці 1.

Таблиця 1

Результати досліджень

Кількість циклів	Бензинова фракція до 180 °С, %	Дизельна фракція від 180 до 360 °С, %	Загальна кількість світлих фракцій, %
1	0	0	0
2	0	4	4
3	7	47	54
4	3	53	56
5	2	12	14
6	4	6	10

На основі результатів досліджень представлених у таблиці створено графік залежності загальної кількості виходу світлих фракцій у залежності від кількості проведених циклів (рис.2).

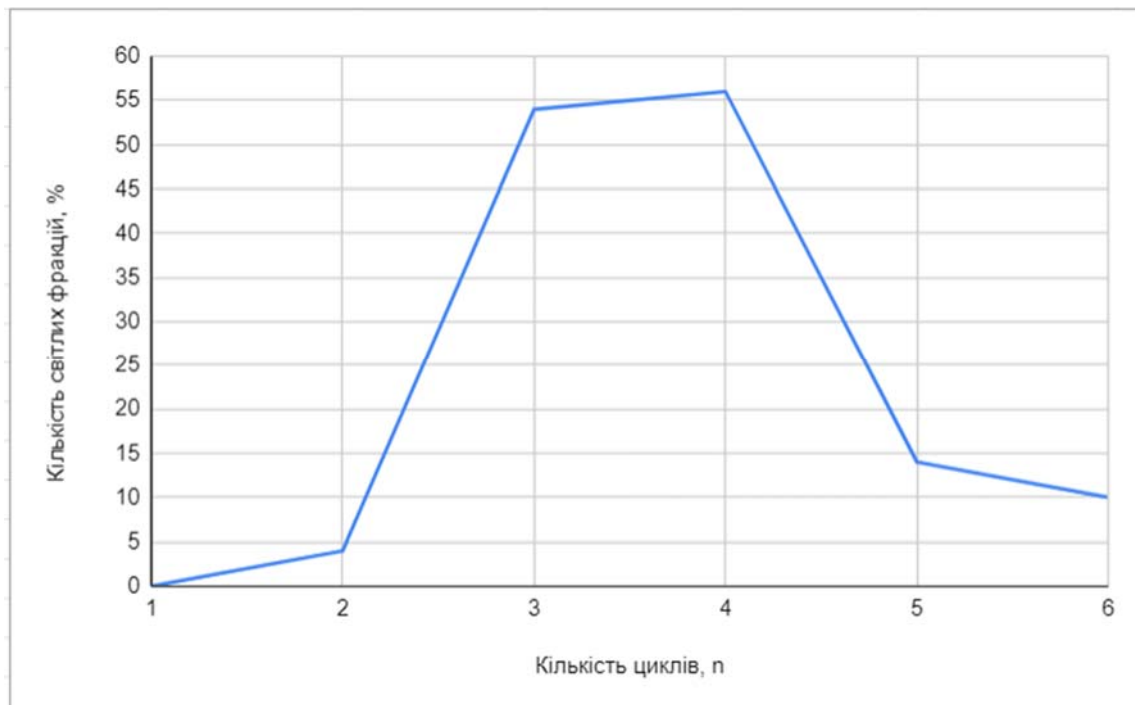


Рис. 2. Графік залежності відсотку виходу світлих фракцій залежно від кількості циклів

В результаті дії кавітаційного гідрування на мазут протягом 3-5 хв (один цикл) зміна кількості світлих фракцій не відбулась. При збільшенні кількості циклів кавітаційного

гідрування виявлено збільшення відсотку виходу світлих фракцій. Але при збільшенні кількості циклів вище 4-х на представлений установці відсоток бензинових та дизельних фракцій різко знижується.

Також побудовано стовпчасту діаграму відсотку бензинових та дизельних фракцій (рис.3)



Рис.3. Стовпчаста діаграма відсотку кількості бензинових та дизельних фракцій залежно від кількості циклів

З представленої діаграми слідує, що технологія кавітаційного гідрування мазуту призводить до отримання більшої кількості дизельних фракцій, який значно більше відсотку бензинової.

Висновки

1. Методом експерименту встановлено необхідну кількість циклів дії кавітаційного гідрування, що дорівнює 4 для отримання найбільшого відсотку світлих фракцій з мазуту. В ході досліджень визначено, що загальна кількість отриманих світлих фракцій дорівнює 56%. Також визначено, що збільшення кількості циклів вище 4-х, на даній установці, призводить до зменшення значення виходу світлих фракцій. Так як після процесу перегонки мазуту, який оброблявся протягом 5-6 циклів, кількість кубового залишку в розгінній колбі збільшилась, можна припустити, що довгий вплив кавітаційного гідрування на важкий нафтопродукт призводить до вибивання молекул водню з оброблювального нафтопродукту. Що в результаті призводить до зниження кількості отриманих світлих фракцій.

2. Також визначено, що дія методу кавітаційного гідрування мазуту на даній установці дозволяє отримати значно більшу кількість виходу дизельних фракцій, ніж бензинових.

Список літератури

1. Глобальний енергетичний прогноз // Нафтогазові технології. 2005. № 1. С. 43.
2. Ткачук В.В. Робоча програма з дисципліни «Товарознавство паливно-мастильних матеріалів». 2018. 26 с.
3. Gary J.H., Handwerk J.H., Kaiser M.J., Geddes D. Petroleum Refining: Technology and Economics. 5th ed. CRC Press, 2007. DOI: 10.4324/9780203907924.
4. Коріненко Б.В., Худоярова О.С., Хутько М.В., Ранський А.П. Особливості термодеструкції вторинної полімерної сировини. Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2021. № 1. С. 29-35. DOI: 10.31649/1997-9266-2021-154-1-29-36.
5. Шарко В.А., Сімахіна Г.В., Печонкін А.В. Інноваційні методи переробки важких нафтопродуктів. Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2019. № 1. С. 82-87. Режим доступу: <https://visnyk.vntu.edu.ua/index.php/visnyk/article/view/2673/2511>
6. П. І. Топільницький, В. В. Романчук, Т. В. Ярмола, Д. В. Зінченко. Фізико-хімічні властивості важких нафт з високим вмістом сірки. Вісник НУ "Львівська політехніка". 2020. № 3. С. 75-82. DOI: 10.23939/ctas2020.01.075.
7. Prasad S.K., Kakati A., Sangwai J.S. "Rheology of Polymer Blends and Nanocomposites"; Elsevier, 2020; С. 161–192. DOI: 10.1016/B978-0-12-816957-5.00008-2.
8. Eser S. Chemistry of Catalytic Cracking. FSC 432: Petroleum Refining. Penn State University. Режим доступу: <https://www.e-education.psu.edu/fsc432/content/chemistry-catalytic-cracking>
9. Chin Yen J. Hydrocracking vs Catalytic Cracking. FSC 432: Petroleum Refining. Penn State University. Режим доступу: <https://fsc432.dutton.psu.edu/2014/07/06/hydrocracking-vs-catalytic-cracking/>
10. Войтович О.В. Практична реструктуризація вуглеводнів та вуглеводів. Київ, 2018. 77 с.
11. Suas F., Safri A., Benmouna A. Огляд реології важких нафт для трубопровідного транспорту. Oil Research. 2021. № 6. С. 116-136. DOI: 10.1016/j.ptlrs.2020.11.001.
12. Meyer R.F., Attanasi E.D. Важкі нафти і природний бітум – стратегічні ресурси. USGS Fact Sheet. 2003. DOI: 10.3133/fs0700.

Ultrasonic Hydrotreatment of Fuel Oil

Roman Bondar, Igor Hryshko

The rising price of crude oil and the increasing demand for light petroleum products drive the development of methods for processing heavy fractions. Traditional methods have limited efficiency, prompting the exploration of a novel approach—cavitational hydrotreatment based on the application of ultrasonic cavitation. The goal is to determine the optimal number of cavitation unit cycles applied to fuel oil to maximize the yield of gasoline and diesel fractions from the treated liquid. Experiments were conducted using a setup operating at frequencies of 19–25 kHz, with the addition of 1.163 g of hydrogen per 350 g of fuel oil. After each cycle, the sample was cooled to 40°C. The maximum yield of light fractions (56%) was achieved after 4 cycles. Increasing the number of cycles led to a reduction in yield due to the degradation of the treated liquid. It was determined that 4 cycles of cavitational hydrotreatment is optimal, making the method promising for industrial application due to the high yield of light fractions

Keywords. ultrasonic; ultrasonic cavitation; cavitation; petroleum products; heavy petroleum products; fuel oil processing; cavitational hydrotreatment; hydrotreatment

УДК 62-82:535528

Дослідження кавітаційної ерозії конструкційних матеріалів**Тарасенко Т. В., Макаренко Р.О.**

Державне некомерційне підприємство «Державний університет «Київський авіаційний інститут», Київ, Україна

В роботі приведено конструкцію кавітаційної камери для дослідження кавітаційної стійкості конструкційних матеріалів. Запропоновано у якості генератора кавітації використовувати дросельний насадок конфузorno-дифузornoго типу, який працює у кавітаційному режимі. Запропонований генератор кавітації використовує енергію потоку і не потребує для генерації кавітації додаткового обладнання. Приведено результати експериментальних досліджень кавітаційної ерозії сплавів, які широко застосовуються у гідромашинобудуванні. Встановлено, що високу кавітаційну стійкість має нержавіюча сталь, сплави латуні і титану. Проведено аналіз способів захисту проточних поверхонь гідравлічних агрегатів від кавітаційної ерозії. Встановлено, що обробка проточної поверхні механічним способом, плазмовим напиленням, нанесенням полімерного захисного шару підвищує кавітаційну стійкість конструкційних матеріалів у декілька разів.

Ключові слова: кавітація; кавітаційна ерозія; гідравлічна система; конструкційні матеріали; кавітаційний генератор.

Гідравлічні системи отримали широке розповсюдження у авіації, енергетиці, машинобудуванні, хімічній промисловості та ін. Характерними особливостями роботи гідравлічних систем є високий тиск, значна витрата робочої рідини, напружений тепловий режим. При дроселюванні потоку рідини із значним перепадом тиску виникає кавітація. Кавітація може виникнути у гідравлічній системі при значних рівнях вібрації, низькому тиску всмоктування насосів, та ін. Кавітація у гідравлічній системі супроводжується високочастотними коливаннями тиску високої інтенсивності, акустичним шумом, деградацією робочих поверхонь гідравлічних агрегатів (кавітаційна ерозія) і деградацією робочої рідини. Ці всі фактори можуть призвести до хибних спрацювань гідравлічних агрегатів, порушення параметрів потоку, суттєвого скорочення ресурсу агрегатів і руйнування гідравлічної системи в цілому.

Одним із факторів, що визначають надійність та довговічність конструкційних елементів гідроприводів є попередження в них ерозійних руйнувань внаслідок дроселювання робочої рідини з великим перепадом тиску. Особливо актуальним є вибір конструкційних матеріалів, стійких до кавітаційної ерозії, та покращення їх стійкості до ерозії шляхом обробки сплавів змінним магнітним полем високої частоти [1], плазмового азотування, дробоструменевої обробки, фрикційного перемішування і покриття поверхні полімерними матеріалами.

Дослідження кавітаційної ерозії здійснюється у кавітаційній камері (рис.1), в якій встановлено генератор кавітації дросельного типу. У якості генератора кавітації використовується конфузorno-дифузornoний насадок, який працює у кавітаційному режимі. Генератор кавітації дозволяє перетворювати від 62% до 89% енергії потоку рідини у кавітацію [2].

У якості дослідних зразків для дослідження кавітаційної ерозії використовувались плоскі шайби із зовнішнім діаметром 25 мм, і отвором 4 мм з товщиною 0,7 – 20 мм. Дослідні зразки попередньо промивались і просушувались у сушильній шафі на протязі 30 хв. при температурі 373 К, потім зважувались не менше трьох разів на аналітичних вагах типу АДВ-200. Зважування проводилось до і після випробувань. Випробування проводились за температури 323 К і робочого тиску 15 МПа. При проведенні експериментів витрата рідини через дросельні

пристрої визначалася об'ємним способом за допомогою мірного бака об'ємом 2000 см³ (ціна поділки 0,1 л.). Час заповнення мірного бака визначався стрілочним секундоміром.

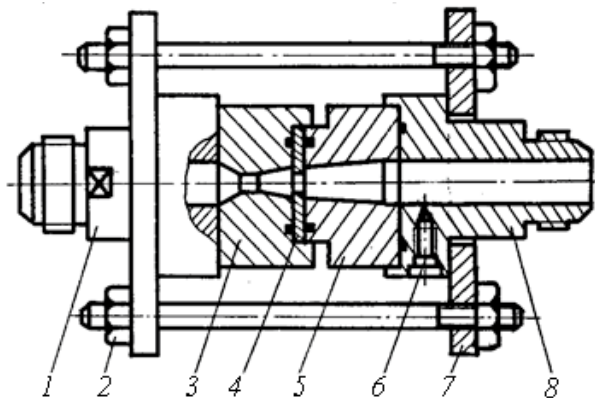


Рис. 1. Конструкція кавітаційної камери з конфузотно-дифузотним насадком:
1 – штуцер підводу рідини; 2 – шпилька; 3 – конфузотно-дифузотний насадок; 4 – дослідний зразок; 5 – упор; 6 – приймач статичного тиску; 7 – стяжна пластина; 8 – штуцер відводу рідини

Зовнішній огляд руйнування дослідних зразків (рис. 2) дає підстави припускати, що окремі дефекти і западини розподілені випадковим чином і можуть бути описані за допомогою законів математичної статистики з використанням ПЕОМ. Однак, у нашому випадку доцільно застосовувати ваговий спосіб визначення зміни маси через встановлені інтервали часу кавітаційної експозиції.

Характер поверхні дослідного зразка свідчить про багаторазовий вплив колапсуючих каверн і дрібних бульбашок, що призводить до руйнувань поверхні. Такий характер впливу типовий для гідравлічних мікроударів при колапсі кавітаційної бульбашки. Тиски, що виникають при мікроударах за своєю величиною (виходячи з фото) перевищують межі пластичності [3] та міцності поверхневих шарів металу.

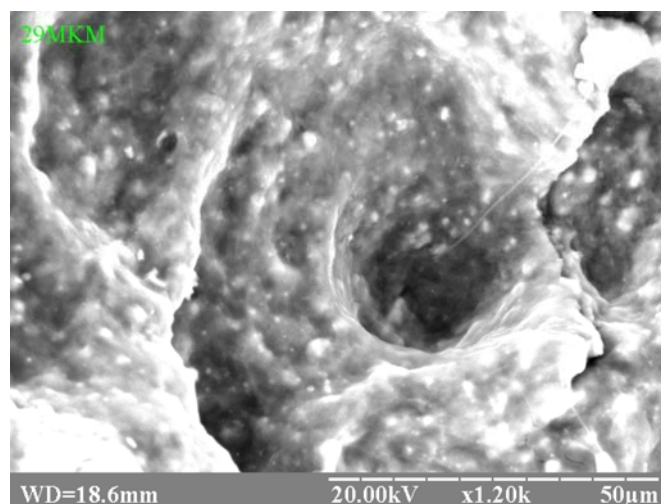


Рис. 2. Кавітаційна ерозія поверхні зрака, виготовленого із сплаву Д16АТВ, 1200-кратне збільшення: $p_{вх} = 15$ МПа; $\Delta p = 0,93$; $T_p = 323$ К; $t = 15$ хв.; генератор коливань – конфузотно-дифузотний насадок

Практичний інтерес для дослідження кавітаційної ерозії представляє порівняльний аналіз кавітаційної стійкості конструкційних матеріалів, які широко використовуються у гідромашинобудуванні. У якості параметрів оцінки кавітаційної стійкості було вибрано час

інкубаційного періоду і швидкість зміни маси матеріалу у період розвинутої кавітації [4]. На основі проведення експериментів побудовано гістограми, представлені на рис. 3.

Серед досліджуваних матеріалів найбільшою кавітаційну стійкість мають нержавіюча сталь, титану і латуні. Цей факт пояснюється структурними особливостями даних сплавів. Для пластичних матеріалів спостерігається практично лінійна залежність зменшення маси мішені від тривалості кавітаційної експозиції. При збільшенні твердості і крихкості сплавів спостерігається нелінійна залежність зменшення маси дослідного зразка в залежності від часу кавітаційної експозиції [4].

Для зменшення кавітаційної ерозії елементів гідравлічних агрегатів, поверхні проточних частин необхідно захищати шляхом обробки поверхонь механічним способом чи нанесенням захисного покриття.

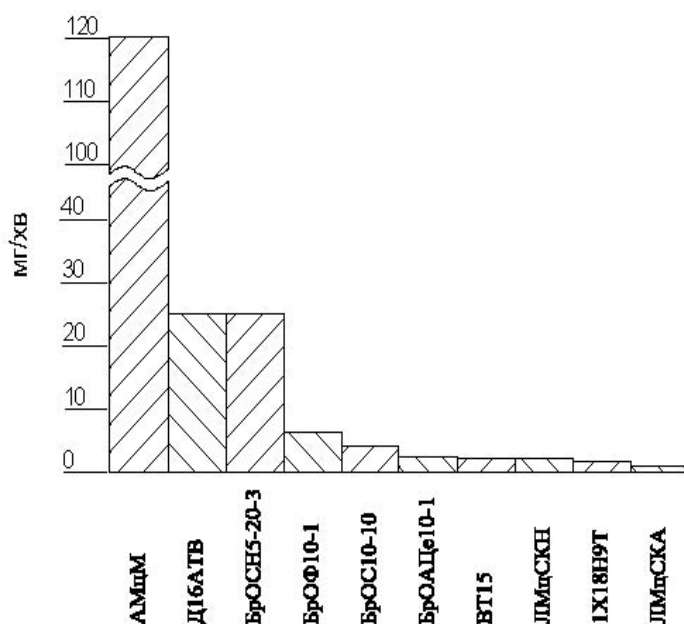


Рис. 3. Діаграма швидкості кавітаційної ерозії сплавів, що широко використовуються у машинобудуванні

Як стверджують автори [5] плазмове азотування може підвищити стійкість до кавітаційної ерозії приблизно вдвічі. Дробоструменева обробка або фрикційне перемішування може підвищити стійкість до кавітаційної ерозії до п'яти разів. Однак така обробка вносить у поверхневий шар напруги стиску, що знижує корозійну стійкість. Тестування в 3,5% розчині NaCl показало погіршення стійкості. Іншими ефективними методами запобігання ерозії є лазерна обробка (покращення від 1,15 разів до приблизно 7 разів), нанесення покриттів PVD (покращення до 40 разів) і покриттів HVOF або HVAF (покращення до 6,5 разів). Показано, що відношення твердості покриття до твердості підкладки також дуже важливе, і для значення твердості, що перевищує порогове значення, стійкість зменшується. Товсте, тверде та крихке покриття або легований шар може погіршити стійкість порівняно з необробленим матеріалом підкладки.

Автори роботи [6] вважають, що доцільно захищати проточні частини агрегатів від кавітаційної ерозії полімерними покриттями. Вони вважають, що існує два фактори, чому органічні полімерні покриття можуть протистояти кавітаційній ерозії: перший фактор полягає в тому, що хімічні властивості полімерних матеріалів нелегко піддаються корозії, і вони можуть утворювати бар'єр між рідиною та захищеними частинами. Другий фактор –

еластична стінка полімерного покриття взаємодіє з кавітаційними бульбашками і буферизує ударні хвилі. Покриття з низьким модулем пружності може буферизувати ударну хвилю, спричинену кавітаційними бульбашками. Але у такого покриття молекулярний ланцюг короткий і він легко розривається під дією ударної хвилі. Такі покриття погано опираються зношенню на ранній стадії кавітаційної ерозії. Покриття з високим модулем пружності мають слабку буферну дію на ударну хвилю при колапсі каверни, через високий ступінь зшивання молекулярного ланцюга і такий ланцюг непросто розірвати при колапсі каверни, тому такі покриття ефективні на ранній стадії ерозії. Чим більша молекулярна маса покриття, тим менша ймовірність руйнування молекулярного ланцюга під час кавітаційного впливу. Але при зростанні часу експозиції перевага високомолекулярного покриття слабшає і починає посилюватись ефект низького модуля пружності. Це можна пояснити тим, що енергія від колапсу каверни поглинається пружною деформацією покриття. Чим менший модуль пружності, тим більша пружна деформація буде створена і тим більше енергії буде поглинуто покриттям.

Для захисту проточних поверхонь гідравлічних систем від кавітаційної ерозії, необхідно обирати матеріали із високою стійкістю до кавітаційної ерозії і захищати проточні поверхні захисними покриттями різних типів в тому числі полімерними.

Список літератури

1. Babutskyi, A. Improvement of cavitation erosion resistance of structural metals by alternating magnetic field treatment / A. Babutskyi, S. Akram, M. Bevilacqua, A. Chrysanthou, D. Montalvao, M.J. Whiting, N. Pizurova // *Materials & Design*. Vol. 226, February 2023, 111630.
2. Тарасенко Т.В. Випробування конструкційних матеріалів на кавітаційну стійкість / Т. Тарасенко, В. Бадах, М. Макаренко, І. Дубковецький // *Проблеми тертя та зношування* 2(103) – 2024. – с. 4-15.
3. Joshi S. Sph modelling of a cavitation bubble collapse near an elasto-visco-plastic material / S. Joshi, J. P. Franc, G. Ghigliotti, M. Fivel, // *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. Vol. 125, April 2019. p. 420–439.
4. Тарасенко Т.В. Дослідження локалізації і інтенсифікації кавітаційної ерозії при високонапірному дроселюванні рідини в гідравлічних пристроях / Т.В. Тарасенко, В.М. Бадах // *Проблеми тертя та зношування*. №2 (83) – 2019. С. 93 – 103.
5. A.K. Krella Degradation and Protection of Materials from Cavitation Erosion: A Review / A.K. Krella // *Materials* 2023, 16(5), 2058; <https://doi.org/10.3390/ma16052058>
6. Y. Wang Experiment investigation on effects of elastic modulus on cavitation erosion of silicone rubber / Y. Wang, Z. Li, L. Tian, Z. Shang // *Ultrasonics Sonochemistry*, 05 Jan 2023, 93:106290 <https://doi.org/10.1016/j.ultsonch.2023.106290> PMID: 36634412 PMID: PMC9841055

Research into cavitation erosion of structural materials

Tarasenko Taras; Makarenko Ruslan

The work presents the design of a cavitation chamber for studying the cavitation resistance of structural materials. It is proposed to use a choke nozzle of the confuser-diffuser type, which operates in the cavitation mode, as a cavitation generator. The proposed cavitation generator uses flow energy and does not require additional equipment to generate cavitation. The results of experimental studies of cavitation erosion of alloys widely used in hydraulic engineering are presented. It has been established that stainless steel, brass and titanium alloys have high cavitation resistance. An analysis of methods for protecting the flow surfaces of hydraulic units from cavitation erosion has been carried out. It has been established that mechanical treatment of the flow surface, plasma spraying, and application of a polymer protective layer increases the cavitation resistance of structural materials several times. A polymer coating with a low modulus of elasticity buffers the shock wave well.

Keywords: cavitation; cavitation erosion; hydraulic system; structural materials; cavitation generator.

УДК 532.5

Формування ударного імпульсу в системі «бульбашкова рідина-структура»

Павлова К.С., Лук'янов П.В.

Державне некомерційне підприємство “Державний університет ”Київський авіаційний інститут”, Київ, Україна

Наведено нелінійну модель, що описує взаємодію бульбашкової рідини зі структурою. Модель описує лише зародження (формування) ударного імпульсу, оскільки ґрунтується на використанні автотельного розв'язку. Як і у випадку гідравлічного удару у крапельній рідині, без урахування взаємодії зі структурою, отримана автономна система рівнянь, що дозволяє розв'язати задачу у змінних тиск-швидкість руху рідини.

Ключеві слова: бульбашкова рідина; гідравлічний удар; взаємодія течії зі структурою; гідравлічний привід.

Вступ

Під час роботи гідравлічної системи, в окремих її місцях (гідропривід) виникає явище кавітації внаслідок чого в крапельній рідині присутня наявність бульбашок газу. Таку рідину називають бульбашковою [1]. При цьому вважається, що кількість бульбашок є відносно невеликою.

В попередніх роботах було вивчено зародження ударного імпульсу в крапельній рідині [2], в бульбашковій рідині [3] та в системі крапельна рідина – структура [4]. Наявність вказаних результатів дозволила зробити наступний крок – розробити модель формування ударного імпульсу у бульбашковій рідині з урахуванням її взаємодії із структурою (твердою поверхнею, що обмежує рідину).

Нелінійна модель формування ударного імпульсу під час взаємодії нестационарної течії бульбашкової рідини зі структурою.

Для отримання шуканої моделі використаємо рівняння нестационарної течії бульбашкової рідини [3]

$$\alpha_1 \left(\rho_{10}^o + \frac{p'}{c_1^2} \right) \left(\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} \right) + \frac{\partial p'}{\partial x} = 0, \quad (1)$$

$$\left(\rho_{10}^o + \frac{p'}{c_1^2} \right) \left(\frac{\partial V}{\partial x} - 3 \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \frac{w_{1a}}{a} \right) + \frac{1}{c_1^2} \left(V \frac{\partial p'}{\partial x} + \frac{\partial p'}{\partial t} \right) = 0. \quad (2)$$

та рівняння

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial z} + \frac{1}{\rho_f} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\lambda}{4R} V |V| + kD \left(\frac{\partial V}{\partial t} + c \cdot \text{sign}(V) \left| \frac{\partial V}{\partial z} \right| \right) = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial V}{\partial z} + \left(\frac{1}{K} + (1 - \nu^2) \frac{2R}{Ee} \right) \frac{\partial p}{\partial t} = 2\nu \frac{\partial U}{\partial z}. \quad (4)$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} - \frac{1}{\rho_t} \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = 0, \quad (5)$$

$$\frac{\partial U}{\partial z} - \frac{1}{E} \frac{\partial \sigma_z}{\partial t} = - \frac{\nu R}{Ee} \frac{\partial p}{\partial t}, \quad (6)$$

які описують взаємодію нестационарної (однофазної) течії рідини зі структурою [4].

Сумісне використання рівнянь (1)-(6) дає змогу отримати шукану модель. Вона, по суті, складається з двох рівнянь відносно безрозмірних функцій збурення тиску та швидкості рідини. Ці рівняння мають такий вигляд:

$$(1 + \bar{p}') \left(Nu_1 \frac{d\bar{p}'}{d\bar{\eta}} + \frac{Nu_2 Nu_4}{1 - Nu_3} \frac{d\bar{p}'}{d\bar{\eta}} - Bb \right) + (\bar{V} - 1) \frac{d\bar{p}'}{d\bar{\eta}} = 0, \quad (7)$$

$$0 + \left[(1 + \bar{p}') \left(Nu_1 + \frac{Nu_2 Nu_4}{1 - Nu_3} \right) + (\bar{V} - 1) \right] \frac{d\bar{p}'}{d\bar{\eta}} = (1 + \bar{p}') Bb. \quad (8)$$

Система рівнянь (7)-(8) є автономною і еквівалентною такому одному диференціальному рівнянню:

$$\frac{d\bar{p}'}{d\bar{V}} = \frac{Bb \left[(1 + \bar{p}') (\bar{V} - 1) + Br(SW1-1) \right]}{(1 + \bar{p}') DW \cdot \bar{V} |\bar{V}| \left[\left(Nu_1 + \frac{Nu_2 Nu_4}{1 - Nu_3} \right) + (\bar{V} - 1) \right]}. \quad (9)$$

Аналітичний розв'язок рівняння (9) поки що не відомий. Але частинний його випадок, що відповідає ігноруванню моделлю нестационарного тертя ($Br=0$), має аналітичний розв'язок у вигляді:

$$\bar{p}'(\bar{V}) = \begin{cases} 1 + \frac{(\alpha_1 - 1) LambertW(\arg_1)}{\alpha_1}, & \bar{V} < 0; \\ 1 + \frac{(\alpha_1 - 1) LambertW(\arg_2)}{\alpha_1}, & \bar{V} = 0; \\ 1 + \frac{(\alpha_1 - 1) LambertW(\arg_3)}{\alpha_1}, & \bar{V} > 0. \end{cases}$$

(10)

У розв'язку (10) \arg_1 , \arg_2 , \arg_3 відповідно дорівнюють:

$$\arg_1 = (-\bar{V})^{-\frac{\beta Nu_5 \alpha_1^2}{(Nu_5-1)^2(\alpha_1-1)}} \left(-Nu_5 - \bar{V} + 1 \right) \frac{\beta Nu_5 \alpha_1^2}{(Nu_5-1)^2(\alpha_1-1)} e^{\frac{\beta Nu_5 C_1 \alpha_1^2}{(Nu_5-1)(\alpha_1-1)} - \frac{\beta C_1 \alpha_1^{2+1-Nu_5}}{(Nu_5-1)(\alpha_1-1)} - \frac{\beta \alpha_1^2}{(Nu_5-1)(\alpha_1-1)\bar{V}}}$$

$$\arg_2 = e^{\frac{\beta \alpha_1^2(1+C_1)+1}{(\alpha_1-1)}},$$

$$\arg_3 = \bar{V}^{-\frac{\beta Nu_5 \alpha_1^2}{(Nu_5-1)^2(\alpha_1-1)}} \left(Nu_5 + \bar{V} - 1 \right) \frac{\beta Nu_5 \alpha_1^2}{(Nu_5-1)^2(\alpha_1-1)} e^{\frac{\beta Nu_5 C_1 \alpha_1^2}{(Nu_5-1)(\alpha_1-1)} - \frac{\beta C_1 \alpha_1^{2+1-Nu_5}}{(Nu_5-1)(\alpha_1-1)} + \frac{\beta \alpha_1^2}{(Nu_5-1)(\alpha_1-1)\bar{V}}}$$

Висновки.

Розроблено нелінійну модель, що описує взаємодію формування ударного імпульсу в бульбашковій рідині з врахуванням взаємодії нестационарної течії із структурою. Ця модель дозволяє більш точно використовувати структуру полів швидкостей (в рідині та пружному тілі) та тиску для чисельного розв'язання повної задачі, де враховується відбиття та інтерференція ударних імпульсів.

Список літератури

1. Nigmatulin, R.I. *Dynamics of multiphase media*. Hemisphere, 1991.
2. Lukianov, P.V., Pavlova K.S. Unsteady flow of droplet liquid in hydraulic systems of aircrafts and helicopters: models and analytical solutions. *Aviacijno-kosmicna tehnika I tehnologia – Aerospace technics and technology*. 2024, no. 1, pp. 32-42. DOI: 10.32620/aktt.2024.1.03.
3. Lukianov, P.V., Pavlova K.S. Unsteady flow in bubble liquid in hydraulic system of aircraft and helicopters. *Aviacijno-kosmicna Aerospace technics and technology*. 2024, no. 2, pp. 4-14. DOI: 10.32620/aktt.2024.2.01.
4. Lukianov, P.V., Pavlova K.S. Nonlinear model of interaction of unsteady fluid flow with structure in hydraulic systems of aircraft and helicopters. *Aviacijno-kosmicna Aerospace technics and technology*. 2024, no. 4, pp. 4-14. DOI: 10.32620/aktt.2024.4.01.

Shock impulse formation in “bubble fluid – structure” system

Pavlova K.S., Lukianov P.V.

A nonlinear model is presented that describes the interaction of a bubble liquid with a structure. The model describes only the origin (formation) of the shock pulse, since it is based on the use of a self-similar solution. As in the case of a hydraulic shock in a droplet liquid, without taking into account the interaction with the structure, an autonomous system of equations is obtained that allows solving the problem in the variables pressure-velocity of the liquid.

Keywords: bubble liquid; hydraulic shock; interaction of the flow with the structure; hydraulic drive.

УДК 532.528

Asymptotic solutions and dependences for calculation of cavitation flows for slender axisymmetric bodies

Serebryakov V.V.

Institute of Hydromechanics, National Academy of Sciences, Kyiv, Ukraine

An attempt is made to elaborate different variants of asymptotic solutions to one of the problems, which are critical for practical applications, - determination of the shape of slender supercavities behind extended axisymmetric bodies. This study is aimed at development of simple engineering equations based on asymptotic solutions for the reliable shape estimation of cavities behind extended axisymmetric cavitators of quite arbitrary shapes.

Problems of reliable calculation, in case of cavities with very big elongations, appear to be very topical for a number of applications. However, considerable elongation of supercavities combined with a complex singular structure of solutions provides an essential hindrance for elaboration of quite reliable numerical solutions of these problems. Therefore, reliable nonlinear numerical solutions are currently available only for separate stationary test problems. At the same time, applications require quite simple methods of calculation, which are in some cases essentially distinct from test solutions. On the other hand, slenderness appeared to be a considerable simplifying factor, which allows one to construct quite simple asymptotic solutions. These solutions are very convenient as the basis for elaboration of simple and reliable methods of engineering calculations in the majority of applications.

Problem statement. The basics of hydrodynamics of supercavitation is presented in monography [1]. Within framework of the model of ideal incompressible liquid, the problem of determination of a supercavitating flow within the limits of hydrodynamics of slender bodies is reduced to the solution of the integro-differential equation for the cavity shape $r = R(x)$ behind a cavitator $r = r_n(x)$ [2, 3] for the initial conditions in the flow separation cross section and the condition for cavity length assessment (1) :

$$\frac{1}{2R^2} \left(\frac{dR^2}{dx} \right)^2 + \frac{d^2R^2}{dx^2} \ln \frac{R^2}{4x(L-x)} - \int_0^{x_s} \frac{\frac{d^2r_n^2}{dx^2} \Big|_{x=x_1} - \frac{d^2R^2}{dx^2}}{|x_1-x|} dx_1 - \frac{(\ln 1/\delta_*^2)^{-1}}{(\ln 1/\delta_*^2)^{-1}} \quad (1)$$

$$- \int_{x_s}^L \frac{\frac{d^2R^2}{dx^2} \Big|_{x=x_1} - \frac{d^2R^2}{dx^2}}{|x_1-x|} dx_1 - \frac{\frac{dr_n^2}{dx} \Big|_{x=0}}{x} + \frac{\frac{dR^2}{dx} \Big|_{x=L}}{L-x} = 2\sigma(x) \quad (1)$$

$$\frac{(\ln 1/\delta_*^2)^{-1}}{(\ln 1/\delta_*^2)^{-1}} \quad (\ln 1/\delta_*^2)^{-1} \quad (\ln 1/\delta_*^2)^{-1} \quad (1)$$

$$[R = r_n(x)]_{x=x_s}, \left[\frac{dR^2}{dx} = \frac{dr_n^2}{dx} \right]_{x=x_s}, [R^2 = 0]_{x=L}$$

Here $x = x_s$ is flow separation cross section coordinate, $\sigma = 2(P_\infty - P_c) / \rho U_\infty^2$ is the cavitation number, where $P_\infty - P_c$ is the difference of hydrostatical pressure and pressure in a cavity, ρ is mass density of the liquid, and U_∞ is inflow velocity. The parameter $\delta_* = 2R_m / l + L_c$ defines the order of magnitude of the ratio between the maximal diameter of a cavity $2R_m$ and the total length $l + L_c$ of the cavitator - cavity system and is assumed to be a small parameter. Below each term of equation (1)

there is indication of the order of its smallness at $\delta^* \rightarrow 0$.

Regular solutions. *The direct solution method for preset cavitator length:* The Asymptotic solution of problem (1) is obtained for the preset values of: the length $l=1$ of quite arbitrarily shaped cavitator $r_n = r_n(x) = \delta \tilde{r}_n(x)$ and cavitation number $\hat{\sigma}(x) = O(1)$ under condition that $\varepsilon / \delta = O(1)$ and for the preset number of various alternatives $\delta = O(\varepsilon)$. In case of a cone, $\varepsilon = \tan \gamma$, where γ is the cone semi-opening angle. The flow separation cross-section is assumed to be fixed (Fig. 1). The solution for the cavity shape and length L_c is derived in the form of expansions:

$$R^2 = \delta^2 \left[\tilde{R}_0^2 + \frac{1}{\ln(1/\delta^2)} \tilde{R}_1^2 + \dots \right], \quad L_c = \tilde{L}_{co} + \frac{\tilde{L}_{c1}}{\ln(1/\delta^2)} + \dots \quad (2)$$

and is further reduced to the sequence of boundary problems

$$\frac{d^2 \tilde{R}_0^2}{dx^2} = -2\hat{\sigma}(x) \left[\frac{d\tilde{R}_0^2}{dx} = \frac{d\tilde{r}_n^2}{dx} \right]_{x=0}, \quad \left[\tilde{R}_0^2 = \tilde{r}_n^2 \right]_{x=0};$$

$$\frac{d^2 \tilde{R}_1^2}{dx^2} = \frac{1}{2\tilde{R}_0^2} \left(\frac{d\tilde{R}_0^2}{dx} \right)^2 + \frac{d^2 \tilde{R}_0^2}{dx^2} \ln \left(\frac{\tilde{R}_0^2}{4(1+x)(1-L_{co})} \right) - \int_{-1}^0 \frac{\frac{d^2 \tilde{r}_n^2}{dx^2} \Big|_{x=x_1} - \frac{d^2 \tilde{R}_0^2}{dx^2}}{|x_1 - x|} dx_1 - \quad (3)$$

$$- \int_0^{L_{co}} \frac{\frac{d^2 \tilde{R}_0^2}{dx^2} \Big|_{x=x_1} - \frac{d^2 \tilde{R}_0^2}{dx^2}}{|x_1 - x|} dx_1 - \frac{d\tilde{r}_n^2}{dx} \Big|_{x=-1} + \frac{d\tilde{R}_0^2}{dx} \Big|_{x=L_{co}}, \quad \frac{d\tilde{R}_1^2}{dx} \Big|_{x=0} = 0, \quad \tilde{R}_1^2 \Big|_{x=0} = 0$$

The solution in the form of two terms of a series is generally derived in quadratures:

$$R^2 = R_0^2 + \frac{1}{\ln(1/\delta^2)} R_1^2 = [\varepsilon^2 + 2m\varepsilon^2 x] - \left[\int_0^x \frac{(x-x_1)2\sigma(x_1)}{\ln(1/\delta^2)} dx_1 \right] + \frac{1}{\ln(1/\delta^2)} \left[\int_0^x (x-x_1) \frac{d^2 R_1^2}{dx_1^2} dx_1 \right] \quad (4)$$

The solution for a cone $m=1$ is derived in an analytical form [3], but calculation on the basis of solution (4) is more convenient. Fig. 1 illustrates accuracy of the solution (4) for a cone with $\sigma=0.04$, $\gamma=10^\circ$, and $l=1$ in comparison with the nonlinear numerical calculation [5].

Semi-inverse solution method. Equations of problem (1) are written in the coordinate system with $x=0$ in the cavity mid-section. The solution is derived for the preset length $L_e=1$ of the cavity rear part, which adjoins its mid-section by the slenderness parameter of this part of cavity, provided the condition $\varepsilon/\delta = O(1)$ is satisfied, in the form of expansions similar to (2) for initial conditions (5a):

$$a) \quad R^2(x) \Big|_{x=0} = \delta^2, \quad \frac{dR^2(x)}{dx} \Big|_{x=0} = 0, \quad R^2(x) \Big|_{x=1} = 0, \quad b) \quad \frac{dR^2}{dx} \Big|_{x=L_m} = 2R_n \tan \gamma, \quad R^2 \Big|_{x=L_m} = R_n^2, \quad (5)$$

where $\delta = 1/\lambda = R_m/L_e$, R_m being the maximal radius of a cavity. Conditions (5b) are thus set, which control the cavity radius R_n , the inclination angle of its meridian γ in the flow separation cross section, as well as location of the flow separation cross section $x=L_m$. When the problem solution was derived, it became possible to find dependence (6a) between the cavitation number and parameter λ of its rear part, in case of a cavity behind a cone.

$$a) \sigma = \frac{\ln \lambda^2 / \beta^2}{\lambda^2} \left[1 - 2 \left(1 + \varepsilon \lambda \sqrt{1 + (\varepsilon \lambda)^2} \ln \frac{\varepsilon \lambda}{\sqrt{1 + (\varepsilon \lambda)^2}} \right) \frac{1}{\ln \lambda^2 / \beta^2} \right], \quad \varepsilon = \tan \gamma : \quad b) \sigma = \frac{2}{\lambda^2} \ln \frac{\lambda}{e}, \quad (6)$$

Expression (6a) turned out to be more universal, yielding in the limiting cases the dependence for λ of a cavity behind a cylinder (6b) and the earlier derived dependence from elongation, in case of a small disk-type cavitator (6c) [3]. Results of calculations via dependence (6a) are depicted in Fig. 2. For the same cavitation numbers, according to dependences (6b, 6c), a cavity behind a cylinder appears essentially shorter than the rear part of a cavity behind a disk.

Engineering method of calculation of cavities behind slender axisymmetric cavitators. The refined variant of the system of equations [2], which is suitable for calculation of cavities behind slender cavitators, has the following form:

$$a) \mu_c \frac{d^2 R^2}{dx^2} + \sigma(x) = 0, \quad b) \left. \frac{dR^2}{dx} \right|_{x=0} = R_n \sqrt{\frac{2(c_d - k\sigma)}{k\mu_c}}, \quad c) R^2 \Big|_{x=0} = R_n^2, \quad (7)$$

The basic idea of deriving of these equations implies that the solution for the cavity shape is based on the differential equation (3), which is the first approximation of the integro-differential equation (1). However, the characteristic factors available in the problem solution are defined on the basis of solving more exact integro-differential equation (1). The main advantage of equations (7), in addition to their simplicity, is the exclusive universality of their applicability for calculations that imply both conditions $\varepsilon / \delta = O(1)$, and $\varepsilon / \delta \rightarrow 0$ for quite arbitrary shapes of cavitators and dependences from the cavitation number. A very weak dependence of factors in these equations from deformation of cavitators and cavities is observed, which is confirmed experimentally by the well-known principle of independence of expansion of a cavity [1]. This allows one to use values factors derived for the basic form of a cavitator and a cavity in calculations of other forms, which are not too distinct from the basic one. Equations (7) contain two characteristic parameters μ and k , which have a clear physical meaning. Value μ characterizes the inertia properties of the expanding cavity cross section, being a certain inertia factor. This value in the form of dependence (8b) is assessed on the basis of the second-order solution for cavity elongation λ and the second approximation of the problem solution (8a) for the case of $\delta / \varepsilon \rightarrow 0$ [3, 4]. The same dependence in form (8g) is also obtained at $\lambda \rightarrow \infty$ for regular $\delta / \varepsilon = O(1)$ asymptotic solution (6a).

$$a) \sigma = \frac{2}{\lambda^2} \ln \frac{\lambda}{\sqrt{e}} = \frac{2\mu}{\lambda^2}, \quad b) \mu = \ln \frac{\lambda}{\sqrt{e}} \rightarrow \quad c) \mu \approx \ln \sqrt{\frac{\ln 2 / \sigma}{e\sigma}},$$

$$d) \mu_c = \mu \frac{0.82}{(0.82 - k\sigma)}; \quad e) \mu = \frac{\ln \lambda^2}{\lambda^2} \left[1 - 2 \left(1 + \varepsilon \lambda \sqrt{1 + \varepsilon^2 \lambda^2} \ln \frac{\varepsilon \lambda}{\sqrt{1 + \varepsilon^2 \lambda^2}} \right) \frac{1}{\ln \lambda^2} \right], \quad (9)$$

$$f) \mu_{\varepsilon \rightarrow 0} \rightarrow \ln \frac{\lambda}{e}, \quad g) \mu_{\lambda \rightarrow \infty} \rightarrow \ln \frac{\lambda}{\sqrt{e}}$$

Results of calculation of factors μ depending on λ for a cavity behind a cone with $\gamma = 10^\circ$ (8e) and a cylinder (8f) at $\beta = 1$ are depicted in Fig. 3.

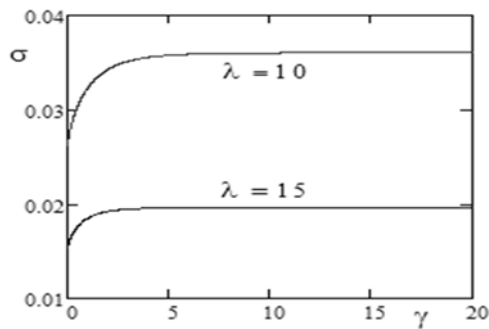


Fig. 2. Cavitation number σ in dependence (6a) from cone semi-opening angle γ for the fixed elongation values $\lambda=10$ and $\lambda=15$ of the rear part of a cavity behind its mid-section.

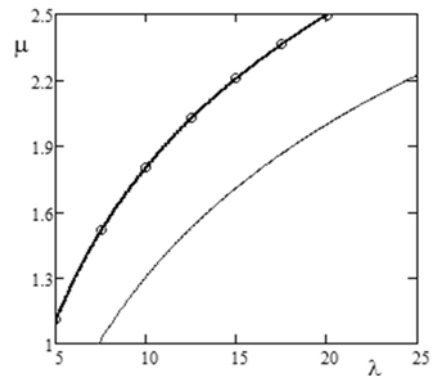


Fig.3. Dependence (8e) for the inertia factor $\mu = \mu(\gamma, \lambda), \beta = 1$, in case of a cavity behind a cone — a cone $\gamma = 10^\circ$, — — a cylinder
 o o o Numerical calculation $\mu = \sigma \lambda^2$, [5]

As the first initial condition (7b) of the problem (7), the equation of conservation of energy transferred from cavitator to cavity cross sections at the initial moment is used. This condition is the equivalent of merging and it simulates a small intermediate area in the cavitator's vicinity by a jump in the cavity meridian inclination angle. Value $k \sim 0.93 - 1$ in dependence (9a) characterizes a small-scale longitudinal transfer of energy along cavity cross sections. This value is calculated on the basis of the second approximation of the solution at $\delta / \varepsilon \rightarrow 0$. Correction (8d) is applied for not small enough values of σ .

A formal solution (10) at $\sigma = \text{const}$ of the first approximation of the regular problem of type (2-4), in case of equality of the inclination angles of cavitator and cavity meridians in the form of an ellipsoidal cavity is obtained as follows:

$$R^2 = R_n^2 + \left(\frac{dr_n^2}{dx} \Big|_{x=0} \right) x - \frac{\sigma}{\ln(1/\delta^2)} x^2 \quad (10)$$

At $\sigma = \text{const}$ the equation for engineering calculation (7a) also controls an ellipsoidal cavity (11) which, however, at the corrected inclination angle of cavity meridian in the flow separation cross section takes the following form:

$$\text{a) } R^2 = R_n^2 + R_n \sqrt{\frac{2(c_d - k\sigma)}{k\mu_c}} x - \frac{\sigma}{2\mu_c} x^2 \quad \text{b) } R_m = R_n \sqrt{\frac{c_d}{k\sigma}}, \quad \text{b) } L_c = \frac{R_n}{\sigma} \sqrt{\frac{2\mu_c}{k}} (\sqrt{c_d - k\sigma} + \sqrt{c_d}) \quad (11)$$

This equation allows one to derive dependences for the cavity maximal radius R_m (11b) and length L_c (11c). Results of calculation of the solution (11a) for a cavity behind a cone at $\gamma = 10^\circ$, $\sigma = 0.04, 0.02$, $R_n = 1$ $\gamma = 10^\circ$ $\sigma = 0.04, 0.02$, $R_n = 1$, in comparison with the results of nonlinear numerical calculation and experimental data [5-7], are depicted in Fig. 4.

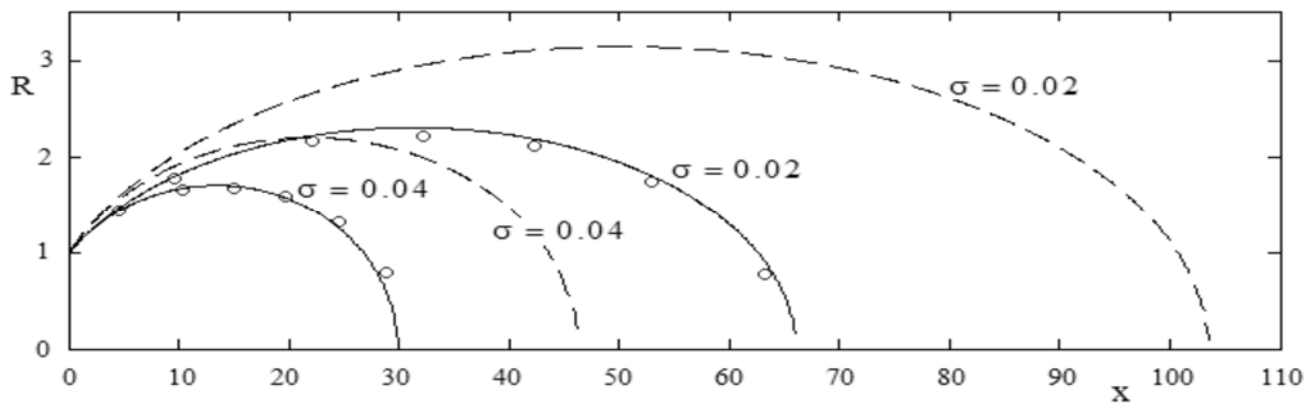


Fig. 4. Results of calculation for a cavity behind a cone $\gamma=10^\circ$ $\sigma=0.04, 0.02$, $R_n = 1$ on the basis of the equations for engineering calculation (7).

— — Solution (11a) on the basis of the equations for engineering calculation (7)

○ ○ ○ ○ Nonlinear numerical calculation [5]

—— The formal solution of the first approximation (10) in the form of an ellipsoidal cavity by parameter $\delta_* = 2R_m / (l + L_c)$ in case of equality of the inclination angles of cavitator and cavity meridians in the flow separation cross section.

Conclusions:

- Calculations of cavities formed behind extended cavitators of quite arbitrary shapes can be conducted using simple engineering equations.

Reverences

1. Logvinovich G.V., Hydrodynamics of Flows with Free Boundaries, Naukova dumka, Kiev (1969)
2. Logvinovich G. V. and Serebryakov V.V. "On methods of calculation of slender axisymmetric-shaped cavities," Hydromechanics, No. 32, pp. 47-54. (1975).
3. Serebryakov V. V. Asymptotic solution of the problem on slender axisymmetric cavity," Proc. DAN of Ukraine SSR, ser. A No.12, pp.1119 - 1122 (1973).
4. Serebryakov V.V. "Asymptotic solution of the problem on the shape of a slender axisymmetric cavity behind a slender body," J. Hydromechanics, No. 34, pp. 48-52(1976).
5. Krasnov V. K. and Kuznetsov Yu. V. "Application of boundary integral equations to the calculation of plane and axisymmetric cavitation flows," In: Actual problems of Hydrodynamics – 1989 Chuvash Univ, pp. 71-75. (1989)
6. Putilin S.I. "On drag of cones in cavitation flow," J. Hydromechanics, No. 44, pp. 94-96(1981).
7. V.V. Serebryakov, V.V. Moroz, V. V. Kochin, and J. E. Dzielski // Experimental Study on Planing Motion of a Cylinder at Angle of Attack in the Cavity Formed behind an Axisymmetric Cavitator // Journal of Ship Research, Vol. 64, No.2, USA, June 2020, pp.139-153)

УДК 66.084.8

Методика використання ультразвукових кавітаційних технологій у харчовій галузі

Берник І.М.

Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна

Ультразвукові кавітаційні технології набули широкого використання у технологічних процесах харчових виробництв. В роботі розроблена методика використання ультразвукових кавітаційних технологій для обробки середовищ харчової промисловості на основі врахування їхніх реологічних особливостей. Особливість даних досліджень є врахування властивостей на основі розгляду класифікаційних ознак оброблюваних середовищ, які підлягають акустичній обробці. Процес врахування реологічних властивостей полягав у виборі відповідної фізичної моделі, яка адекватно відображає реальні умови зміни параметрів і характеристики процесу обробки. Вибір моделі ґрунтувався на таких базових характеристиках, як деформація і напруження, які виникають під час технологічного впливу і формують напружено-деформований стан середовища. Визначений функціонал, який є інтегральним критерієм оцінки процесу, визначальними параметрами якого є тиск, енергія, інтенсивність і потужність.

Ключові слова: ультразвукова технологія; харчові середовища; реологічні властивості; методика; стадії обробки; параметри; енергія; інтенсивність; потужність.

Огляд існуючих досліджень. Формулювання мети і задач дослідження. Встановлення основних параметрів впливу технологічного середовища на робочий процес ультразвукової кавітаційної обробки наведено в роботах [1, 2], а дослідження хвильового опору рідинно-дисперсних середовищ в умовах ультразвукової кавітаційної обробки в роботах [3-5], Інтенсифікація процесу екстрагування рослинної сировини з використанням ультразвукової кавітації досліджена в роботі [6], а дослідження в'язкості дисперсних середовищ в умовах їхньої інтенсивної обробки в роботі [7]. Апаратне забезпечення ультразвукових кавітаційних технологій приведене в монографії [8]. Ультразвукові технологічні процеси на прикладі розпилення та екстрагування приведено в монографії [9]. Саме на основі наведених робіт сформульовано мету і задачі дослідження.

Мета та задачі роботи. Метою роботи є розробка методики використання ультразвукових кавітаційних технологій для обробки середовищ харчової промисловості. Задачі дослідження:

- здійснити огляд існуючих досліджень;
- запропонувати класифікаційних ознак оброблюваних середовищ, які підлягають акустичній обробці;
- дослідити і врахувати реологічні властивості харчових матеріалів у фізичної моделі;
- розробити алгоритм і методику використання ультразвукових кавітаційних технологій для обробки середовищ харчової промисловості.

Викладення основного матеріалу. Ефективність обробки технологічних середовищ за використання ультразвукових кавітаційних технологій залежить від розуміння фізики процесів та інформації щодо їх складу та реологічних властивостей.

Основними класифікаційними ознаками оброблюваних середовищ, які підлягають віброакустичній обробці, доцільно виділити наступні: тип навантаження на випромінювач, фізичні властивості, умови впливу на випромінювач. Так за режимом навантаження на випромінювач середовища поділяються на:

- акустично необмежені середовища з постійними фізичними параметрами;

- середовища з постійними габаритами, що мають постійні фізичні параметри;
- акустично необмежені середовища зі змінними фізичними параметрами;
- середовища зі змінними габаритами або мають змінні фізичні параметри.

Акустично необмежені середовища з незмінними фізичними властивостями мають стабільний вхідний опір, який не залежить від габаритів середовища. У таких умовах реакція відбитих хвиль на випромінювач є незначною завдяки достатньому рівню поглинання акустичної енергії в об'ємі середовища. Для рідких середовищ вхідний опір визначається їхніми характеристиками, частотою та розмірами випромінювача. У разі акустично обмежених середовищ вхідний опір залежить від габаритів і характеристик відбитих хвиль, таких як амплітуда та фаза. Середовища зі змінними параметрами в умовах розвиненої кавітації демонструють зміну коефіцієнта згасання хвиль і швидкості їх поширення, що безпосередньо впливає на робочі режими та налаштування параметрів.

Формалізація класифікаційних ознак охоплює лише ті аспекти, що пов'язані з розповсюдженням хвиль і взаємодією середовищ із випромінювачем. Подальші дослідження мають бути спрямовані на деталізацію змін реологічних властивостей середовищ, визначення акустичних параметрів та їх впливу на процеси обробки.

Процес врахування реологічних властивостей полягає у виборі відповідної фізичної моделі, що супроводжується математичним описом і визначенням впливу через розрахункові залежності. Вибір моделі ґрунтується на таких базових характеристиках, як деформація і напруження, які виникають під час технологічного впливу і формують напружено-деформований стан матеріалу.

Технологічні процеси під дією кавітації супроводжуються змінами реологічних властивостей середовищ. Зокрема, залежність хвильового опору від радіусу бульбашки та звукового тиску демонструє змінність цих параметрів. Під час виникнення кавітації швидкість звуку поблизу випромінювача зменшується в десятки разів порівняно зі швидкістю звуку в рідині. При підвищенні інтенсивності випромінювання швидкість звуку продовжує знижуватись, що спричиняє утворення гідродинамічної нелінійності, яка є порогом кавітації. Розвинена кавітація характеризується періодичним поширенням фронту хвиль із пульсаціями бульбашок. Важливість врахування реологічних властивостей ілюструється залежністю інтенсивності процесу від в'язкості середовища. Ця характеристика є ключовою при визначенні параметрів кавітаційного впливу та оптимізації технологічних режимів.

На розвиток і перебіг кавітаційного процесу вирішальний вплив мають такі акустичні параметри та властивості середовища:

$$F = f\{A, A_i, f, v, W, P, L, t, l, p, \sigma, c, E, \rho, \mu\},$$

де F - функціонал (інтегральний критерій оцінки процесу); A - амплітуда коливань контактної зони «акустичний апарат – середовище»; A_i – потокова амплітуда коливань середовища на відстані x_i від границі контактної зони «акустичний апарат – середовище»; f – частота коливань акустичного апарату; v – швидкість коливань контактної зони «акустичний апарат – середовище»; W – енергія, P – потужність; L – інтенсивність; t – час; l – характерний розмір середовища у напрямку розповсюдження в ньому акустичної хвилі; p – тиск на середовище; σ – напруження в середовищі; c – швидкість розповсюдження акустичної хвилі в середовищі; E – модуль пружності середовища; ρ – густина середовища; μ – коефіцієнт в'язкості середовища.

Інтегральні параметри цієї функції включають енергію, інтенсивність і потужність. Важливо зазначити, що ультразвукова енергія, яка передається від випромінюючої поверхні апарату до середовища, проходить декілька етапів трансформації, здійснюючи звуковий тиск у рідинному шарі. Така багатоступенева зміна енергії потребує системного підходу для визначення оптимальних режимів обробки, який передбачає детальне дослідження кавітаційного процесу.

Під час перетворення ультразвукової енергії можна виділити кілька основних етапів:

- встановлення залежності між амплітудою звукового тиску та товщиною шару рідини з урахуванням її в'язкості при незмінній амплітуді ультразвукових коливань;
- визначення залежності радіуса кавітаційної бульбашки від амплітуди звукового тиску, а також від товщини шару рідини; знаходження максимального радіусу бульбашки;
- розрахунок амплітуди тиску, що виникає під час сплескування бульбашки максимального радіуса, і порівняння отриманих значень із граничним, при якому забезпечується інтенсивна обробка середовища.

Таким чином, формується система функціональних залежностей між зазначеними величинами.

$$\left. \begin{aligned} P &= f(A, \omega, h, \rho); \\ R_{\text{кав}} &= f(P, \eta, \sigma); \\ P_m &= f(R_{\text{кав}}, h); \\ A &= f(P_m, \eta, \sigma) \end{aligned} \right\}$$

Основою методики дослідження взаємодії акустичного апарату із середовищем є гіпотеза про те, що ефективність генерації кавітаційної енергії визначається структурою і взаємодією елементів ультразвукової технологічної системи.

Параметри введення коливань у середовище залежать від ряду факторів, які забезпечують:

- максимальний рівень передачі енергії від джерела коливань;
- мінімізацію втрат енергії в конструктивних елементах апарату;
- ефективне використання акустичної енергії у процесі обробки середовища;
- стабільність параметрів апарату відповідно до заданих умов і режимів роботи.

Розуміння фізичних принципів і механізмів кавітаційного процесу є основою для визначення ключових параметрів і створення моделі. Структурна модель формується, враховуючи механічні та реологічні характеристики середовища. Додаткові етапи алгоритму визначають зони та області кавітації з урахуванням змін фізичних властивостей дисперсного середовища. Такий підхід дозволяє точніше побудувати математичну модель процесу, вдосконалити методологію досліджень і отримати достовірні результати щодо складності кавітаційного процесу.

Ключові реологічні параметри технологічного середовища включають пружні, в'язкі та пластичні характеристики. Визначення цих властивостей у кавітаційних умовах є основою для підвищення ефективності технологічних процесів. Середовище, як навантаження на ультразвуковий апарат, впливає на амплітуду коливань, яка визначається опором середовища. Методи визначення опору поділяються на дискретні і континуальні. Загальний опір складається з інерційних, пружних і дисипативних компонентів, що формують механічний імпеданс. Активна частина імпедансу відповідає за втрати енергії, а реактивна – за періодичний обмін енергією між різними її формами.

Основні параметри процесу кавітаційної обробки можна поділити на три групи: силові, енергетичні та характеристики середовища. Визначена зміна ультразвукової енергії, яка передається від випромінюючої поверхні апарату до середовища, що враховано відповідним алгоритмом запропонованої методики у вигляді математичного опису кожного етапу процесу від утворення до сплескування кластеру бульбашок. Створена методика використання ультразвукових кавітаційних технологій для обробки матеріалів на основі врахування їхніх реологічних особливостей та апробована на ключових середовищах харчової промисловості.

Висновок. Здійснено огляд існуючих досліджень та визначено методику й задачі досліджень. Запропоновано класифікаційні ознаки оброблюваних середовищ, які підлягають акустичній обробці на основі врахування типу навантаження на випромінювач, фізичних

властивостей та умов впливу на випромінювач. Досліджено і враховано реологічні властивості харчових матеріалів у фізичній моделі, яка відображає такі базові характеристики, як деформація і напруження, які виникають під час технологічного впливу і формують напружено-деформований стан матеріалу. Розроблено алгоритм і методику використання ультразвукових кавітаційних технологій для обробки середовищ харчової промисловості.

Список літератури

1. Луговський О.Ф., Берник І.М. Встановлення основних параметрів впливу технологічного середовища на робочий процес ультразвукової кавітаційної обробки. Вібрації в техніці та технологіях. – 2014. – № 3 – (75). – С. 21–126.
2. Берник І.М. Аналіз параметрів впливу на формування моделі акустичної обробки рідинних харчових середовищ. Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. Серія «Технічні науки». – 2014. – Вип. 45. – Т. 2. – С. 129–133.
3. Берник І.М., Назаренко І.І., Луговський О.Ф. Дослідження хвильового опору рідинно-дисперсних середовищ в умовах ультразвукової кавітаційної обробки. Mechanics and Advanced Technologies. – 2021. – Vol. 5. – № 3. – Р. 351–358.
4. Bernyk I., Nazarenko I., Luhovskyi O., Svidersky A. Researcher of the influence of low-frequency and high-frequency actions on processing of technological environments. Eureka: Physics and Engineering. – 2018. – № 1. – Р. 73–86.
5. Nazarenko I., Bernyk I. Research of the processes of acoustic cavitation technology for processing dispersed media. Dynamic processes in technological technical systems. – 2021. – Р. 94–109.
6. Берник І.М. Інтенсифікація процесу екстрагування рослинної сировини з використанням ультразвукової кавітації. Техніка, енергетика, транспорт АПК. – 2017. – № 3 (98). – С. 69–73.
7. Берник І.М. Дослідження в'язкості дисперсних середовищ в умовах їхньої інтенсивної обробки. Техніка, енергетика, транспорт АПК. – 2018. – № 1 (100). – С. 62–67.
8. Луговський О.Ф., Мовчанюк А.В., Берник І.М., Шульга А.В., Гришко І.А. Апаратне забезпечення ультразвукових кавітаційних технологій. Монографія. Вінниця: ФОП Кушнір Ю.В., 2021. – 216 с.
9. Луговський О.Ф., Шульга А.В., Берник І.М., Гришко І.А., Мовчанюк А.В., Зілінський А.І. Ультразвукові технологічні процеси. Розпилення та екстрагування: Монографія. Вінниця: Видавець ФОП Кушнір Ю.В., 2022. – 288 с.

Methods of using ultrasonic cavitation technologies in the food industry

Bernyk Iryna

Ultrasonic cavitation technologies are widely used in the technological processes of food production. In this work, a methodology for the use of ultrasonic cavitation technologies for the processing of food industry media based on the consideration of their rheological characteristics has been developed. The peculiarity of these studies is the consideration of properties based on the classification features of the processed media subject to acoustic treatment. The process of taking into account rheological properties consisted in the selection of an appropriate physical model that adequately reflects the real conditions of changing parameters and characteristics of the processing process. The choice of the model was based on such basic characteristics as deformation and stresses that occur during technological impact and form the stress-strain state of the medium. The functional, which is an integral criterion for evaluating the process, has been determined, the defining parameters of which are pressure, energy, intensity, and power.

Keywords: ultrasonic technology; food media; rheological properties; methodology; processing stages; parameters; pressure; energy; intensity; power.

UDC 532.526

Experimental PIV study of turbulent flow control by means of a combination of a dimpled surface and blowing through dimples

Kandume J.¹; Shkvar Ye.O.^{1,2}

1- Zhejiang Normal University, College of Engineering, Key Laboratory of Urban Rail Transit Intelligent Operation and Maintenance Technology & Equipment of Zhejiang Province, Jinhua, P.R. China

2- Institute of Hydromechanics of NASU, Kyiv, Ukraine

This study examines how turbulent flow control is affected by a dimpled surface and blowing through dimples. The flow properties over a dimpled surface under different blowing circumstances were examined using particle image velocimetry (PIV). Velocity and shear stress profiles were measured in the vicinity of the dimpled relief and smooth flat surface for various flow sections along its development direction and then compared. The results show that controlled blowing and surface dimples can successfully change the flow structure, lower turbulence, and improve aerodynamic efficiency. Finding the optimal blowing rate has important ramifications for automotive and aerospace engineering applications.

Keywords: Drag reduction; Combined flow control; Turbulent flow; Dimpled relief; Blowing

1. Introduction

In fluid dynamics, turbulent flow control is an important field of study, especially for applications using aerodynamic surfaces. It has been demonstrated that dimples, which are tiny surface indentations, affect flow properties by delaying flow separation. In order to improve flow performance in a variety of engineering applications, this study intends to investigate the synergistic effects of dimpled surfaces and active flow control by blowing.

By energizing the flow close to the surface, dimples can alter the behavior of the boundary layer and lessen the size of the separation rise that normally occurs at higher angles of attack, as previous studies have shown. By adding high-momentum fluid into the boundary layer, active flow control methods like blowing can intensify these effects and improve flow.

2. Study methodology

2.1 Experimental setup. The experiments were conducted in a closed-loop wind tunnel that Chongqing Lantian Co., Ltd. certified in 2017. (Fig. 1). The wind tunnel has two test sections with octagonal sections. The high-speed flow area is 600*600mm, and the speed is 60m/s, according to the wind tunnel certification passport. The low-speed flow area is 1050*1050mm, the amount of flow homogeneity turbulence in the low-velocity region is 0.02% for V=20m/s and in the high-velocity region is 0.03% for V=60m/s. The turbulence intensity doesn't exceed 0.5%.



Fig. 1. ZJNU CE TR-PIV system, integrated with the wind-tunnel

A flat plate with an array of dimples was mounted by vertical rod and the magnet, on the floor of the test section. The ellipsoidal dimples had a larger diameter of 30 mm, smaller diameter of 10 mm and a depth of 3 mm, arranged in a single array with a slit or array of holes in them (Fig. 2). The wind tunnel was operated at a freestream velocity range of 5-30 m/s.

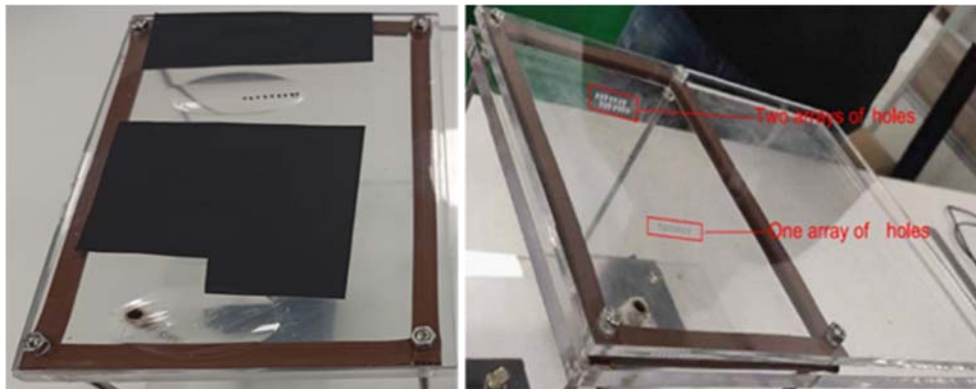


Fig. 2. Two configurations flat plate with ellipsoidal dimple(right) and a flat pate(left)

Dimples and synthetic jets are two interesting techniques utilized to manipulate boundary layers and improve aerodynamic performance. Two methods were utilized for generating steady blowing/periodic blowing-suction (synthetic jet), namely: blowing by the use of compressor (Fig. 3) and periodic air exchange through the surface by the use of speaker (Fig. 4).

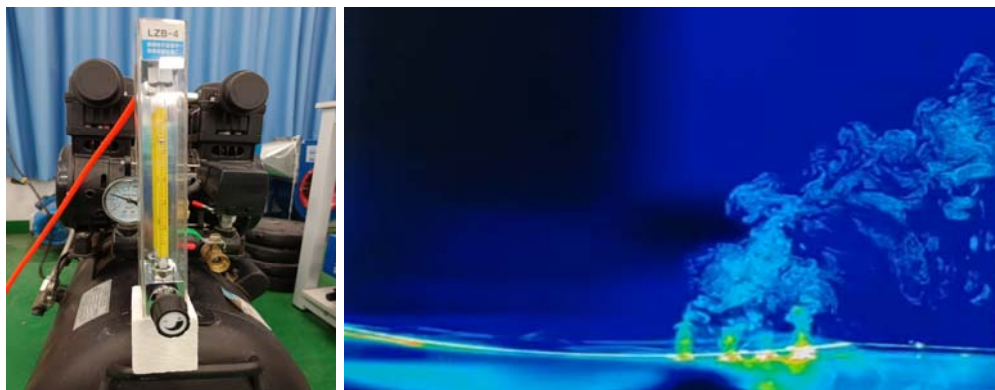


Fig. 3. Compressor, manometer and flow meter employed for providing and regulating the air rate (left) and visualization of blowing flow through the rear part of a dimple (right)

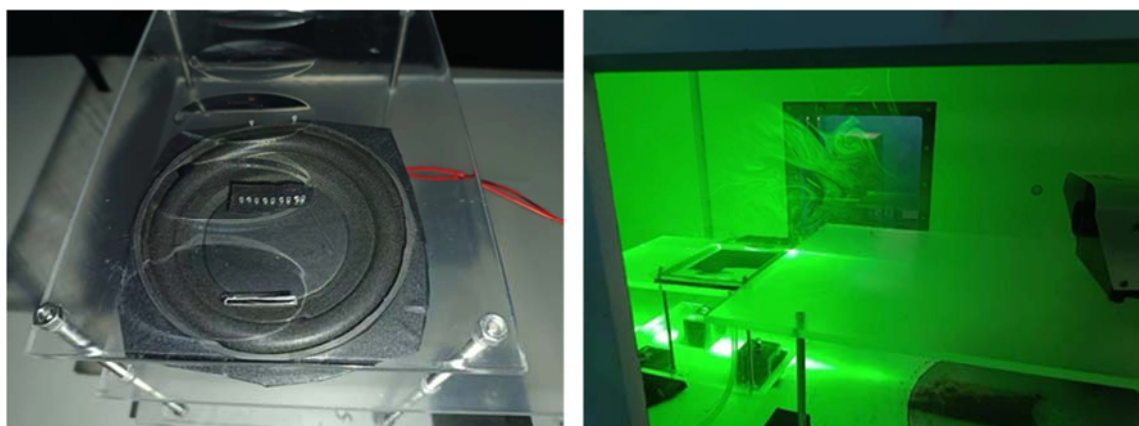


Fig. 4. Testing rig (left) and its set-up in the wind tunnel (right)

2.2 Particle Image Velocimetry (PIV) technique. Particle Image Velocimetry (PIV) as a sophisticated optical method used in many fluid dynamics applications to visualize flow fields and estimate flow velocities was used. PIV allows researchers to examine the velocity distribution and patterns inside a fluid by seeding it with tracer particles and using high-speed imaging to record their movement. This non-invasive technique helps engineers and environmental researchers better understand phenomena like turbulence, mixing, and aerodynamic performance by offering insightful information about intricate flow behaviors.

2.3 Blowing Mechanism. The experiment uses an Arduino micro-controller to control a speaker, which produces sound waves at the desired frequency range. The speaker is mounted under a dimpled plate, creating a synthetic jet of air through holes/slits. The diaphragm moves, creating alternating phases of suction and blowing, resulting in a synthetic jet. Air is then blown into the bounded space of the testing rig, exiting through holes/slits. Another innovative method for improving fluid flow properties and managing boundary layers in aerodynamics is periodic blowing and suction through surface dimples. This technique energizes the boundary layer, delays flow separation, lowers drag, and encourages mixing, sustaining connected flow throughout a wider range of angles of attack.

2.4 Data analysis. The PIV data were processed to obtain velocity profiles and turbulence intensity. Velocity data analysis with MATLAB enables effective processing, analyze, and visualize fluid flow characteristics. Adjust the code as needed based on a specific data-set and analysis requirements. Flow separation was analyzed by visualizing the streamlines and identifying the separation points, which were marked by a significant drop in velocity.

3. Main results

3.1 Flow Visualization. The PIV results showed distinct changes in the flow structure over the smooth (Fig. 5) and dimpled (Fig. 6) flat streamlined surfaces. Without blowing, the flow exhibited significant separation at the trailing edge of the dimples, characterized by a large vortices' separation. However, with blowing, the flow remained attached longer, effectively reducing the size of the separation vortices and improving flow attachment.

3.2 Velocity profiles. Velocity profiles at various positions downstream of the dimples were obtained. The results indicated that blowing through the dimples increased the mean velocity near the surface, enhancing momentum transfer and reducing turbulence intensity. For instance, at a blowing velocity of 10 m/s, the mean velocity increased by approximately 25% compared to the baseline case (no blowing).

3.3 Turbulence characteristics. The analysis revealed that the combination of dimples and blowing significantly reduced turbulence intensity compared to the baseline case (flat plate without dimples or blowing). The optimal blowing rate was found to be 10 m/s, which provided the best flow control, resulting in a turbulence intensity reduction of about 40% compared to the no-blowing condition. The experimental findings suggest that the combination of a dimpled surface and blowing

can be an effective strategy for turbulent flow control. The dimples serve to modify the flow structure, while active blowing enhances this effect by re-energizing the boundary layer. This dual approach can lead to improved aerodynamic performance in applications such as automotive and aerospace engineering.

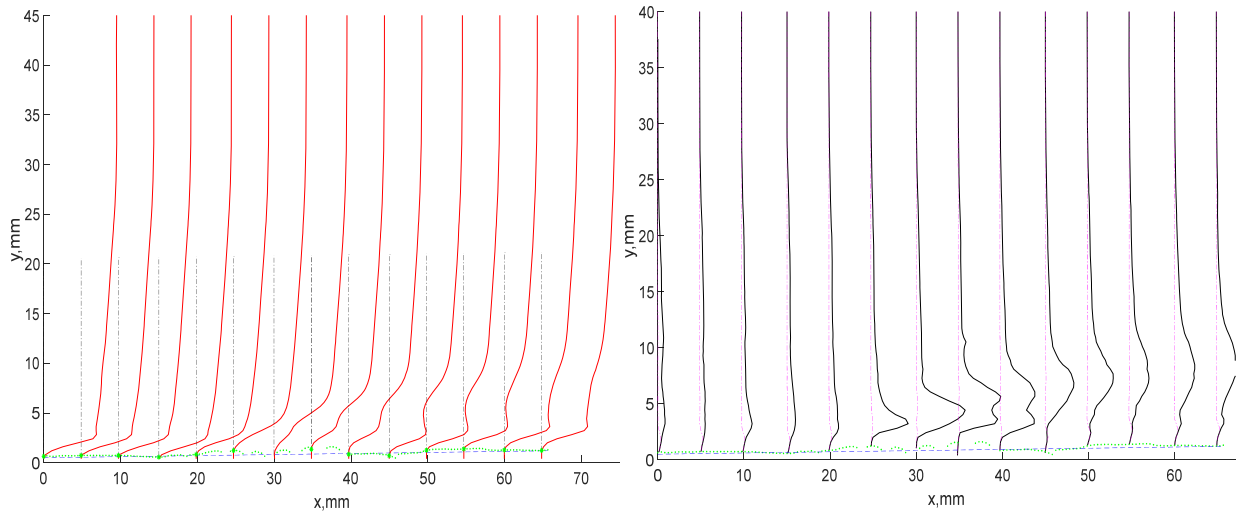


Fig. 5. Velocity profiles (left) and turbulent shear stress profiles (right): measuring place – mid-plane, main flow speed $V=10\text{m/s}$, blowing mode $Q=10\text{L/h}$ (smooth flat plate)

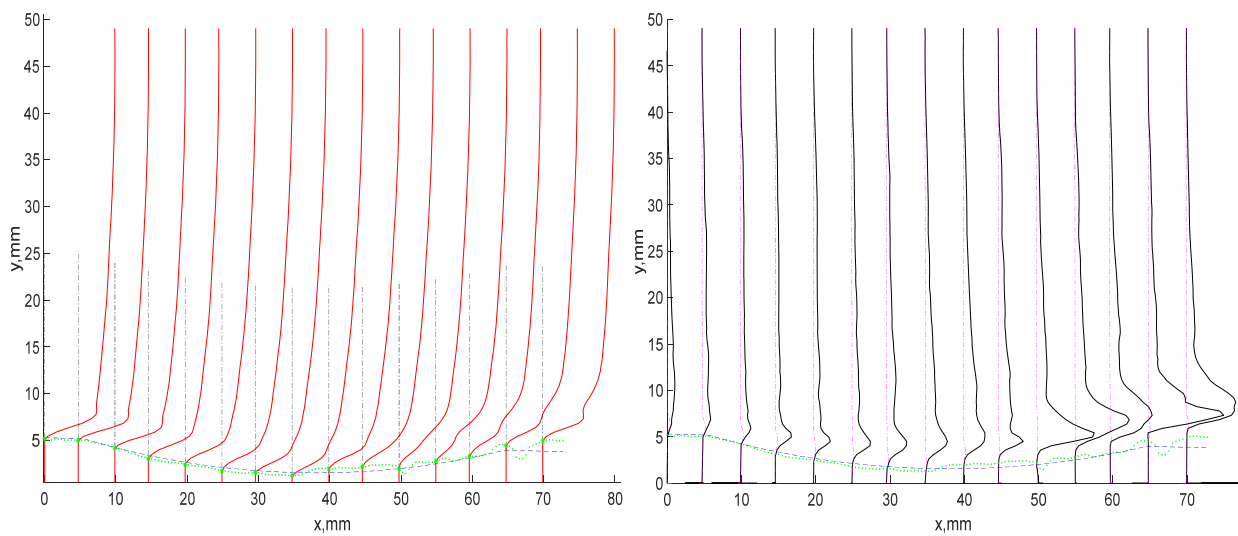


Fig. 6. Velocity profiles(left), and turbulent shear stress profiles (right): measuring place – mid-plane, main flow speed $V=10\text{m/s}$; blowing mode $Q=10\text{L/h}$ (dimpled flat plate)

4. Conclusions and further research plans

This study demonstrates the potential of using a combination of dimpled surfaces and blowing for turbulent flow control. The experimental PIV results indicate that this approach can effectively reduce turbulence and improve flow attachment. Further research is recommended to explore the implications of this technique in practical applications and to optimize the design parameters for various flow conditions. Investigating the long-term effects of this flow control method on performance and efficiency could provide valuable insights for future engineering designs. The results indicate that careful optimization of blowing rates is crucial, as excessive blowing may lead to flow destabilization. Future studies could explore the effects of different dimple geometries and arrangements, as well as varying blowing angles and frequencies, to further enhance flow control strategies.

References

1. Shkvar Ye., Kandume J., Islam M., Kryzhanovsky A. Particle image velocimetry and numerical simulation of combined flow control techniques by dimples blowing, synthetic jets and leading-edge tubercles. The 9th Int. Conf. "Computer Hydromechanics" Inst. of Hydromechanics of the NASU, Kyiv. Ukraine, Oct. 1-2. 2024.
2. Ali M. Hamed, Ryan M. Gally, Bailey R. McAtee, Localized Blowing for Near-Wake Flow and Vortical Structure Control in Turbulent Boundary Layers Over Periodic Two-Dimensional Roughness, <https://doi.org/10.1115/1.4064103>.
3. M. van Nesselrooij, O.W.G. van Campenhout, L.L.M. Veldhuis, B.W. van Oudheusden, F.F.J. Schrijer, Y.H.J. van Weersch. Drag reduction in turbulent boundary layers by means of dimpled surface.
4. Olaf W.G. van Campenhout, Michiel van Nesselrooij, Leo L.M. Veldhuis, Bas W. van Oudheusden, Ferdinand F.J. Schrijer, An experimental investigation into the flow mechanics of dimpled surfaces in turbulent boundary layers, Delft University of Technology, Delft, the Netherlands.

УДК 543.8 + 541.13

**Експериментальне дослідження явища люмінесценції в
електродинамічних процесах, що супроводжуються гідродинамічною
кавітацією**

Ночніченко¹ І.В., Костюк² Д.В., Кривошеєв² В.Є., Коваль О.Д.²

1- Ягеллонський університет, Краків, Польща

2- КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

Питання фізики процесу формування гідродинамічної люмінесценції потребує ретельного дослідження. У науково-технічній літературі широко використовуються два терміни, що позначають світіння рідини: сонолюмінесценція і світловипромінювання. Перший термін безпосередньо пов'язаний з ультразвуком як причиною світіння рідини; другий - передбачає більш широкий спектр причин, що викликають світіння. Так чи інакше, обидва процеси мають дві основні теорії свого виникнення - «теплову» і «електричну». «Теплова» теорія передбачає, що при зовнішньому впливі на кавітаційну бульбашку всередині неї утворюються високі температури, які стимулюють випромінювання бульбашки. «Електрична» теорія базується на електричних явищах всередині самої бульбашки або взаємодії з сусідніми кавітаційними бульбашками.

Практичне значення результатів роботи визначається пошуком надійної теорії явища гідродинамічної люмінесценції. Отримані результати сприяють глибшому розумінню досліджуваних явищ і створюють основу для розробки експериментально обґрунтованої теорії походження явищ сонолюмінесценції та гідроломінесценції, що позитивно впливає на впровадження цих явищ у технологію. процеси.

Актуальність дослідження зумовлена також широким використанням діелектричних трубопроводів при подачі вуглеводневих та інших рідин до різних технічних пристроїв. У майбутньому можливе використання цих процесів у хімії, фармацевтичній промисловості, а також створення ефективних методів обробки поверхні рідини.

Ключові слова: Кавітація; Сонолюмінесценція; Гідроломінесценція; Триболомінесценція; Візуалізація потоку рідини

У гідравлічному обладнанні в якості запірно-регулюючих елементів використовуються різні види дроселюючих елементів, в яких потік робочої рідини має турбулентний характер, а у вузькому перерізі висока швидкість викликає появу кавітації і пов'язане з нею активне виділення бульбашок нерозчиненого повітря та пари. У зоні підвищеного тиску бульбашки миттєво руйнуються, що викликає ерозивне руйнування матеріалу стінок каналу та активні акустичні процеси. Швидке закриття парогазових каверн за законами термодинаміки може викликати локальне підвищення температури, а за певних умов і світіння рідини. З огляду на вищезазначене викликає інтерес дослідження питання фізики процесу формування гідродинамічної люмінесценції. [1].

У науково-технічній літературі широко використовуються два терміни, що позначають світіння рідини: сонолюмінесценція і світловипромінювання. Перший термін безпосередньо пов'язаний з ультразвуком як причиною світіння рідини; другий – передбачає більш широкий спектр причин, що викликають світіння. Так чи інакше, обидва процеси мають дві основні теорії свого виникнення – теплову та електричну [2].

Теплова теорія передбачає, що при впливі на кавітаційну бульбашку всередині неї утворюються високі температури, що стимулює випромінювання світла з бульбашки. Теплову теорію гідродинамічної люмінесценції запропонував Колдамасов [3], у своїй статті вказавши, що джерелом люмінесценції є плазмовий згусток, що утворюється при середній температурі.

10^4 К. Прихильниками теплової теорії гідродинамічної люмінесценції є Гордєєв і Сербінов [4, 5]. У серії експериментів по дослідженню збудження вибуху в рідких ВР в [5] встановлено, що ініціювання вибуху кавітацією відбувається не при розширенні, а під час закриття кавітаційної порожнини у ВР. На основі отриманих результатів автори [4, 5] дійшли висновку, що причиною випромінювання світла при гідродинамічній люмінесценції є теплові процеси, які відбуваються під час кавітації.

Електрична теорія базується на електричних явищах всередині самої бульбашки або взаємодії з сусідніми кавітаційними бульбашками. Відповідність безперервного спектра, що спостерігається при солюмінесценції, спектру випромінювання чорного тіла відіграють певну роль як обґрунтування цієї теорії.

Також [6] світлове випромінювання пов'язували з електричними розрядами в рідині. Електричні ефекти, які супроводжують течію рідини при високому тиску, безпосередньо спостерігалися в [7, 8], в [3] подібний висновок зроблено в результаті непрямих вимірювань. Взагалі зв'язок кавітації з електричними розрядами може бути важливою для розуміння фізичної природи пробою рідких діелектриків.

Для проведення експериментальних досліджень була виготовлена модель гідродинамічного кавітатора з насадкою у вигляді прозорого циліндра з оргскла, рис. 1. Проточна частина кавітатора містить на вході ежектор, який дозволяє вводити повітря або іншу фазу в потік рідини у відповідній концентрації. Основна частина кавітатора складається з регульованого каналу у вигляді дроселя змінного перетину (активна площа проходу встановлюється поворотом гвинта) [2].

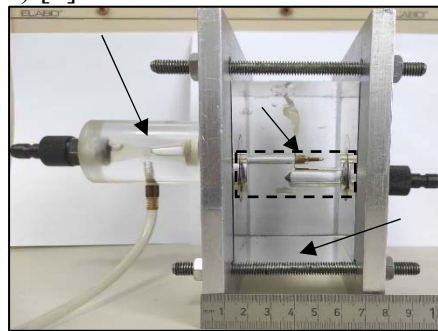


Рис. 1. Гідродинамічний кавітатор з циліндричним соплом та ежектором на вході (1 – кавітатор, 2 – ежектор, 3 – корпус)

Для дослідження фізичних процесів, що відбуваються всередині кавітатора, було вирішено модернізувати наявне сопло, додавши лакований мідний дріт, до якого можна підключити осцилограф та цифровий мультиметр (рис.2). Існуючий стенд та обладнання було заземлено, щоб уникнути шуму. Біля гвинта в зоні, де виникає явище гідродинамічного світіння з дроту була знята ізоляція.

При пропусканні через кавітатор потоку масла під тиском до 1 МПа видимих змін не відбувається і рідина залишається прозорою. Після підвищення тиску перед кавітатором до 1,5 МПа безпосередньо біля входу в наскрізний отвір утворюється досить тонкий шар мікробульбашок, локалізованих на внутрішній поверхні проходної секції (приєднана кавітація). При підвищенні тиску перед кавітатором до 2 МПа безпосередньо біля входу всередину проходного отвору відзначаються короткочасні (тривалістю 1–2 с) спалахи синьо-фіолетового світіння гідролюмінесценції. На виході з отвору розвивається факел кавітаційних бульбашок, який поступово заповнює всю вихідну камеру, але ця частина кавітаційних бульбашок ніколи не ініціювала гідролюмінесценцію. З підвищенням тиску до 2,5 МПа частота спалахів гідролюмінесценції зростає, і при досягненні тиску 3...3,5 МПа світіння

гідролюмінесценції стає безперервним, стійким, а подальше підвищення тиску лише незначно збільшує його інтенсивність.

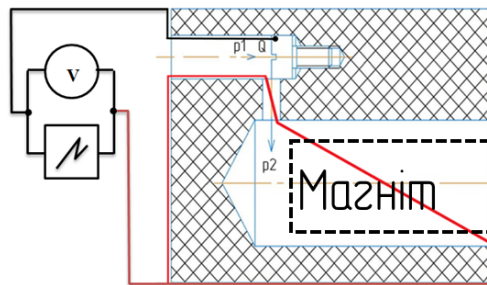


Рис. 2. Дослідна схема гідродинамічного кавітатора (червоним показано електричний дріт для визначення електричного потенціалу в області виникнення кавітації)

Спостерігаючи за процесом у сповільненій зйомці (зображення, отримані під час високошвидкісної відеозйомки), можна побачити, що гідролюмінесценція не є безперервним світлом, а виникає з певною частотою частими, несинхронізованими, випадковими спалахами (рис.3). Після досягнення тиску 3 МПа відбувається поступове зближення приєднаної кавітації (у звуженні) з факелом кавітаційних бульбашок у вихідній частині кавітатора, а приєднана кавітація і факел бульбашок просторово розташовуються, розділені. При встановленні режиму суперкавітації, коли факел кавітаційних бульбашок заповнює всю вихідну площу дросельного пристрою і замикається з зоною приєднаної кавітації, на осцилограмі були помічені аномальні «шуми». При поступовому зниженні тиску до 2 МПа в лівій вхідній камері кавітатора інтенсивність світіння поступово зменшується, але залишається стабільною навіть при тисках, при яких на початку роботи виникали дуже рідкі спалахи світіння. Так, при дослідженні гідролюмінесценції виявляється гістерезис процесу світлових спалахів.

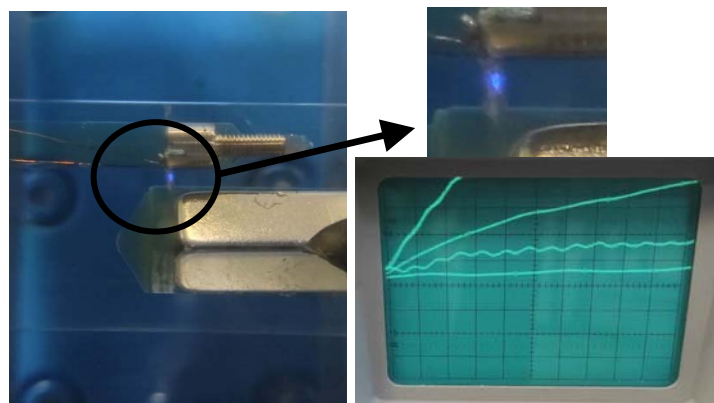


Рис. 3. Спостереження гідролюмінесценції в кавітаторі та поява електричних пульсації під час появи світіння

Таким чином, можна було припустити, що явище гідролюмінесценції за певних умов має електричний характер. Огляд досліджень показав, що випромінювання світла залежить від реологічних властивостей рідини. Він більш інтенсивний там, де в'язкість нижча. Отримані експериментальні дані були апроксимовані для можливості використання математичної моделі гідродинамічного кавітаційного генератора та дозволили врахувати властивості робочого тіла.

На підставі виконаної роботи можна зробити висновок, що причиною гідродинамічного світіння є тертя рідини об стінки каналу та світлове випромінювання подвійних електричних

шарів. Отже, причиною виникнення гідродинамічної люмінесценції є локальне підвищення напруженості електричного поля, яке виникає при порушенні електронейтральності всередині каверни.

Розроблений авторами стенд дозволив перевірити теорію залежності світлового випромінювання від реологічних властивостей рідини. Запропонована оригінальна конструкція дозволила дослідити зміну електричних параметрів потоку при виникненні люмінесценції, а саме підвищення напруги та появу пульсацій в режимі суперкавітації. Виявлено гістерезис процесу появи світлового випромінювання.

Список літератури

1. Кривошеєв, В. С. Експериментальне дослідження гідродинамічної кавітації, що супроводжується явищем люмінесценції : магістерська дис. : 131 Прикладна механіка / Кривошеєв Владислав Євгенійович. – Київ, 2020. – 110 с.
2. Experimental study of cavitation-hydrodynamic luminescence in gas-liquid environment / I. Nochnichenko [et al.] // Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser. : Hy-draulic machines and hydraulic units : zb. nauk. pr. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2021. – # 1. – S. 32-39.
3. Farhat M, Chakravarty A, Field J E., Luminescence from hydrodynamic cavitation. Proc R Soc A, 2011, 467: 591–606. doi: 10.1098/rspa.2010.0134.
4. Eberlein C. Theory of quantum radiation observed as sonoluminescence. Physical Review A. 1996. Vol. 53, iss. 4. P. 2772–2787. doi: 10.1103/PhysRevA.53.2772
5. Milton K. A. Dimensional and Dynamical Aspects of the Casimir Effect: Understanding the Reality and Significance of Vacuum Energy. URL: <https://arxiv.org/abs/hep-th/0009173> (accessed: 12.04.2021).
6. Герценштейн С. Я., Монахов А. А. Электризация и свечение жидкости в коаксиальном канале с диэлектрическими стенками. Изв. РАН. Механика жидкости и газа. 2009. № 3. С. 114–119.
7. Leighton T. G., Farhat M., Field J. E., Avellan F. Cavitation luminescence from flow over a hydrofoil in a cavitation tunnel. Journal of Fluid Mechanics. 2003. Vol. 480. P. 43–60. doi: 10.1017/S0022112003003732
8. Константинов В. А. ДАН СССР. 1947, Т. 56, № 3. С. 259–260.

Experimental study of the phenomenon of luminescence in electrodynamic processes accompanied by hydrodynamic cavitation

Nochnichenko Ihor, Kostiuk Dmytro, Kryvosheiev Vladyslav, Koval Oleksii

The issue of the physics process of hydrodynamic luminescence formation requires careful research. In scientific and technical literature, two terms denoting the glow of a liquid are widely used: sonoluminescence and light emission. The first term is directly related to ultrasound as the cause the liquid to glow; the second - provides a wider range of reasons that cause the glow. One way or another, both processes have two main theories of their occurrence - "thermal" and "electric". The "thermal" theory assumes that when an external influence is applied to a cavitating bubble, high temperatures are formed inside it, which stimulate the emission of radiation by the bubble. The "electrical" theory is based on electrical phenomena inside the bubble itself or interaction with nearby cavitating bubbles.

The practical value of the work results is determined by the search for a reliable theory of the phenomenon of hydrodynamic luminescence. The obtained results contribute to a deeper understanding of the studied phenomena and create a basis for the development of an experimentally based theory of the origin of the phenomena of sonoluminescence and hydroluminescence, which has a positive effect on the introduction of these phenomena into technological processes.

The relevance of the study is also due to the wide use of dielectric pipelines when supplying hydrocarbon and other liquids to various technical devices. In the future, it is possible to use these processes in the chemistry, pharmaceutical industry, and the creation of effective methods of surface treatment with liquids.

***Keywords:** Cavitation; Sonoluminescence; Hydroluminescence; Triboluminescence; Visualization of liquid flow*

УДК 532.528

Порівняння гідродинамічних параметрів у кавітаційних апаратах з різними конфігураціями звужувальних каналів

Вітенько Д.О.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, Україна

Дослідження присвячене аналізу гідродинаміки статичних кавітаційних апаратів та об'ємів парогазової фракції, що формується в дифузори. Для оцінки було застосовано методи чисельного моделювання. Досліджували моделі з конічною, шнековою та складною перешкодою та базову, конструкція якої не передбачає перешкоди. Результати засвідчили, що конічна перешкода забезпечує рівномірний розподіл парогазової фази вздовж дифузора, що наближається до нормального, тоді як шнекова перешкода сприяє формуванню локальних ділянок, характерних для пульсацій та зривів потоку. Складана перешкода демонструє рівномірне збільшення об'єму парогазової фракції до максимального значення, після чого спостерігається поступове зниження. Порівняння розподілу тиску та швидкості вздовж дифузора показало, що конічна перешкода забезпечує стабільніший потік, з оптимальним розподілом параметрів, тоді як шнекова перешкода створює значні коливання швидкості та тиску, що негативно впливає на стабільність кавітаційного процесу. Складна перешкода забезпечує більш збалансовану динаміку процесу із меншою варіативністю параметрів у порівнянні з шнековою перешкодою. Отримані результати мають значення для вдосконалення конструкцій кавітаційних пристроїв, сприяючи підвищенню їхньої стабільності, ефективності та адаптації до конкретних технологічних вимог.

Ключові слова: гідродинаміка; парогазова фракція; швидкість; тиск; чисельні методи

Кавітаційні явища активно досліджуються як ефективний інструмент для інтенсифікації гідромеханічних, тепломасообмінних та хімічних процесів у промисловості [1-4]. Зокрема, процеси кавітації використовуються для покращення теплопередачі, змішування рідин, а також в хімічних реакціях, де утворення мікробульбашок сприяє більш ефективному розподілу енергії та реагентів. Це дає можливість значно підвищити продуктивність обладнання, зменшити енергоспоживання та знизити витрати на реагенти. У таких процесах важливим є контроль за інтенсивністю кавітації, оскільки надмірне або неконтрольоване виникнення кавітаційних явищ може призвести до пошкодження обладнання або зниження ефективності процесу.

Моделювання кавітаційних апаратів є актуальним і перспективним напрямом, що дозволяє прогнозувати ефективність обладнання, оптимізувати дослідницькі процеси та значно скорочувати час і ресурси. Дослідження присвячено апаратам статичного типу які завдяки простоті, зручності експлуатації та високій керованості широко використовуються в різних галузях. Особливу увагу в дослідженнях приділяють умовам виникнення кавітації, її впливу на систему, а також конструктивним особливостям трубок Вентурі, які забезпечують значні перепади тиску. Визначальну роль у цьому процесі відіграють геометричні параметри внутрішнього каналу, такі як форма, площа перетину та довжина, а також технологічні характеристики потоку, які впливають на стабільність і ефективність роботи пристроїв. Оптимізація цих факторів не лише підвищує довговічність і продуктивність систем, а й розширює їх можливості для використання в інтенсифікації технологічних процесів.

Авторами [4] представлено сучасний стан досліджень щодо переваг тривимірного (3D) моделювання, порівняно до одновимірних (1D) і двовимірних (2D) підходів. У статті [5] досліджено вплив кута розширення дифузора та довжини звуженої ділянки, на кавітаційні параметри. Виявлено, що кут дифузора значною мірою впливає на виникнення та розвиток

кавітації, тоді як довжина ділянки має менш виражений вплив. У роботі [6] вивчали динаміку парогазової фракції. Авторами [7] встановлено, що геометрія трубки Вентурі впливає на об'єм та якісний склад парогазової фракції. У дослідженні [8] розглядають динаміку кавітаційної каверни залежно від кавітаційного числа та витрат рідини. У роботі [9] проаналізовано механізм відриву та колапсу кавітаційної порожнини, зокрема вплив кута розширення дифузора. Узагальнені результати демонструють значення оптимізації конструкції трубок Вентурі для покращення керованості кавітаційними процесами.

Моделювання виконували у середовищі Flow Simulation, інтегрованому у SolidWorks, з використанням рівнянь Нав'є-Стокса для опису законів збереження маси, імпульсу та енергії потоку. Вихідними даними були геометрія апарату, тип потоку, граничні умови (вхідний тиск 0,35–0,7 МПа, витрата 0,0017–0,005 м³/с) та фізичні властивості рідини. Результати включали розподіли тиску, швидкості та відносного об'єму парогазової фракції, що візуалізували для аналізу. Обчислення забезпечили раціональну точність завдяки налаштуванню роздільної здатності сітки та використанню адіабатичних стінок.

Чисельне моделювання кавітаційних явищ у досліджуваних моделях з перешкодами дозволило оцінити вплив геометричних параметрів внутрішнього каналу конфузора на кавітаційні характеристики та можливість регулювання інтенсивності кавітації, оскільки використання шнекових, гладких конічних та складних перешкод у конфузори буде змінювати вхідні параметри потоку і таким чином контролювати утворення і стабільність парогазової фази в дифузори, що є важливим фактором для промислових застосувань. Встановлення перешкод сприяє збільшенню швидкості потоку та зниженню тиску в межах ділянки, де утворюється парогазова фаза. Це впливає на енерговитрати. Перешкоди також дозволяють збільшити об'єм кавітуючої ділянки, де утворюються кавітаційні бульбашки, що відповідно впливає на її об'єм, сприяючи стабільнішому кавітаційному процесу.

За результатами розрахунку було встановлено, що за витрати рідини $Q = 0,0017$ м³/с, усі чотири конструкції демонструють відсутність кавітації. У базовій конструкції ($\sigma = 2,08$), трубі зі шнеком ($\sigma = 1,96$), з конусом ($\sigma = 1,85$) і зі складною перешкодою ($\sigma = 1,98$) число кавітації перевищує критичне значення 1, що означає відсутність кавітаційних явищ. За зростання витрати до $Q = 0,003$ м³/с спостерігається бульбашкова кавітація у всіх конструкціях. За таких умов у базовій - число кавітації ($\sigma = 0,89$) більше ніж у конструкції зі шнеком ($\sigma = 0,79$) та моделі з конусом ($\sigma = 0,76$). Для моделі зі складною перешкодою характерно $\sigma = 0,82$. За $Q = 0,005$ м³/с процес кавітації стає більш інтенсивним через збільшення швидкості потоку та зниження тиску. У базовій конструкції ($\sigma = 0,71$) і моделі зі шнеком ($\sigma = 0,63$) кавітація більше виражена. З іншого боку, для моделі з конусом $\sigma = 0,58$, а для конструкції зі складною перешкодою $\sigma = 0,70$. Отже, найменші значення числа кавітації спостерігаються в моделях з конусом зі шнеком, що свідчить про найбільшу інтенсивність кавітації у цих конструкціях. З іншого боку, базова конструкція і модель зі складною перешкодою мають більш високі значення числа кавітації, що засвідчує меншу інтенсивність кавітаційних явищ.

Аналіз гістограм, що відображають розподіл парогазової фази для різних конструкцій, показав відмінності щодо розподілу парогазової фракції в дифузори. У базовій конструкції спостерігається гострий пік за певних вхідних умов, що вказує на локалізовану ділянку де утворюється парогазова фракція. У конструкції зі шнеком спостерігається довша ділянка дифузора де спостерігається парогазова фракція. Пік розподілу парогазової фази зміщується до виходу, а розподіл стає більш рівномірним, що свідчить про більш стійку кавітацію. Завдяки шнековій перешкоді, що викликає турбулентність і закручування потоку, кавітаційна ділянка охоплює ще більшу частину дифузору, що сприяє стабілізації кавітації. Для конструкції з конусом розподіл парогазової фази виявляється більш широким, розподілом та вищим піком на гістограмі. Цей результат вказує на більш стабільне формування парогазової фракції в порівнянні з моделями без перешкоди і зі шнеком, що може бути важливим для

процесів, де потрібна стабільність кавітації. Модель зі складною перешкодою можна оцінити як найменш ефективною у порівнянні з попередніми конструкціями.

Список літератури

1. Luhovskyi, O., Zheliaskova, T., Zilinskyi, A., & Zheliaskov, V. Analysis of the hydrodynamics of cavitation devices with different obstacle configurations / O. Luhovskyi, T. Zheliaskova, A. Zilinskyi, V. Zheliaskov. — Mechanics and Advanced Technologies, 2024. — Vol. 8, No. 1. — P. 108-114
2. Bernyk, I., Nazarenko, I., Zapryvoda, A., Bolharova, N., Ruchynskyi, M., & Nesterenko, T. Identifying the parameters and operation modes of the cavitation apparatus taking into account the influence of the processing material / I. Bernyk, I. Nazarenko, A. Zapryvoda, N. Bolharova, M. Ruchynskyi, T. Nesterenko. — Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2024. — Vol. 131, No. 7.
3. К. О. Самоічук, О.О. Ковалев, А. О. Івченко. Аналіз методів оцінювання якості гомогенізації молока: монографія. — Мелітополь: Таврійський державний агротехнологічний університет, 2012. — 128 с. — Available: <http://elar.tsatu.edu.ua/handle/123456789/873>
4. Vijayan A. Characterization of cavitation zone in cavitating venturi flows: Challenges and road ahead / A. Vijayan // Physics of Fluids. – 2023. – Т. 35, № 11.
5. Simpson A., Ranade V.V. Modeling hydrodynamic cavitation in venturi: Influence of venturi configuration on inception and extent of cavitation / A. Simpson, V. V. Ranade // AIChE Journal. – 2019. – Т. 65, № 1. – С. 421–433.
6. Sato K., Hachino K., Saito Y. Inception and dynamics of traveling-bubble-type cavitation in a venturi / K. Sato, K. Hachino, Y. Saito // Fluids Engineering Division Summer Meeting. – 2003. – Т. 36967.
7. Li M., et al. Study of Venturi tube geometry on the hydrodynamic cavitation for the generation of microbubbles / M. Li, et al. // Minerals Engineering. – 2019. – Т. 132. – С. 268–274.
8. Brunhart M., et al. Investigation of cavitation and vapor shedding mechanisms in a Venturi nozzle / M. Brunhart, et al. // Physics of Fluids. – 2020. – Т. 32, № 8.
9. Fang L., et al. Numerical investigation of the cavity shedding mechanism in a Venturi reactor / L. Fang, et al. // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2020. – Т. 156. – С. 119835.

Comparison of Hydrodynamic Parameters in Cavitation Devices with Various Constrictor Configurations

Vitenko Dmytro

Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, Ukraine

The analysis is dedicated to investigating the hydrodynamics of three models of cavitation devices and comparing the volumes of the vapor-gas fraction formed in the diffuser. Numerical modeling methods were used to evaluate the hydrodynamic parameters. Models with conical, helical, and complex obstacles were investigated. The results showed that a uniform distribution of the vapor-gas phase along the diffuser is ensured by the conical obstacle, approaching a normal distribution, while the helical obstacle forms localized areas characteristic of pulsations and flow separation. A uniform increase in the vapor-gas fraction volume up to a maximum value is observed with the complex obstacle, after which a gradual decrease is noted.

The comparison of pressure and velocity distributions along the diffuser showed that the conical obstacle provides a more stable flow with an optimal parameter distribution. In contrast, the helical obstacle generates significant fluctuations in velocity and pressure, negatively affecting the stability of the cavitation process. A more balanced process dynamic, with less parameter variability, is ensured by the complex obstacle compared to the helical obstacle.

The results are crucial for improving cavitation device designs and enhancing stability, efficiency, and adaptability to specific technological requirements.

Keywords: Hydrodynamics; vapor-gas fraction; velocity; pressure; numerical methods.

УДК 630*377.4:531.6

Експериментальні методи визначення наслідків проїзду лісової машини ґрунтовою поверхнею

Мачуга О.С.; Бойко М.М.

Національний лісотехнічний університет України, м. Львів, Україна

Взаємодія колісного чи гусеничного рушія з ґрунтовою поверхнею руху породжує низку наслідків, головним виявом яких є пошкодження рослинності, утворення технологічної колії та теплові втрати потужності на еластичне деформування шин та під час проковзування. Багатофакторність таких процесів є у значній мірі утрудненим для дослідження теоретичними методами. Тому важливим є розроблення нових та удосконалення наявних експериментальних методів дослідження.

Метою даного дослідження є аналізування доступного обладнання, придатного для виконання експериментальних робіт пов'язаних із вказаним напрямком дослідження. Обґрунтовано методуку визначення ерозійно-експлуатаційних пошкоджень лісової дороги. Систематизовано методи визначення об'єму ґрунту, знесеного внаслідок неоднократного проїзду лісової машини. Інтегральним ефектом виконуваних досліджень є формування вимог до експериментального полігону для проведення відповідних досліджень щодо прийнятних експлуатаційних режимів.

Ключові слова: щільність ґрунту; технологічна колія; пошкодження лісової дороги; прийнятні експлуатаційні режими.

1. Для визначення об'єму знесеного ґрунту та середньої глибини пошкоджень на волоках застосовано комплект для натурного вимірювання показників в складі: мірна рулетка, геодезична рейка, ухиломір, бусоль, далекомір, лабораторія для досліджень властивостей ґрунту, тасьма, шпильки, фотоапарат.

Для визначення інтенсивності колієутворення від проїзду технологічного транспорту ґрунтовою поверхнею руху в польових умовах застосовано комплект для натурного вимірювання показників в складі: мірна рулетка, тахеометр Trimble M3 (Японія), геодезичний нівелір Н-3К (з компенсатором кутів нахилу), геодезична рейка, польова лабораторія марки ПЛЛ-9, тасьма, кілки, цифровий фотоапарат (рис. 1-3).

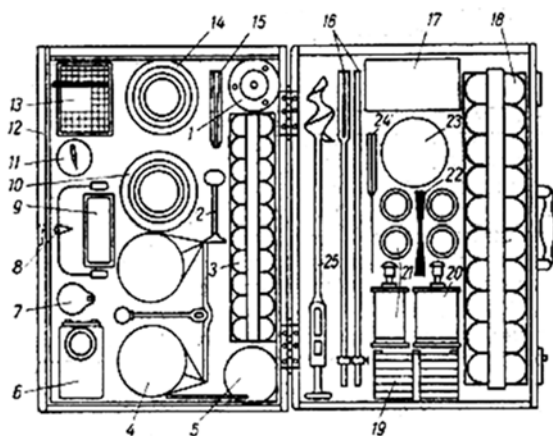


Рис. 1. Прилади та інструменти польової лабораторії марки ПЛЛ-9

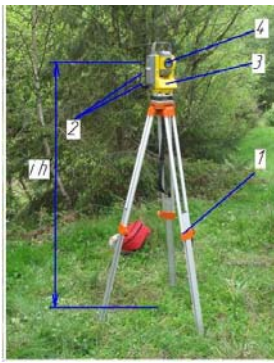


Рис.2. Загальний вигляд тахеометра Trimble M3



Рис.3 . Комплект геодезичного нівеліра марки Н-3К

2. На першому етапі задачею є встановлення ерозійно-експлуатаційних пошкоджень лісової дороги. Для цього спочатку розбивають дорогу на пікети – окремі ділянки; далі визначають масову вологість та щільність ґрунту; вимірюють азимут, ухили та характерні поперечні профілі дороги на початку ділянок в характерних точках перепаду ухилів, відгалуження, роз'їзди, повороти. Використовується мірна рулетка та далекомір 2. В подальшому визначається масова вологість та щільність ґрунту за допомогою приладів та інструментів польової лабораторії типу ПЛЛ-9. Після того виконуються виміри азимутів на поворотах дороги за допомогою бусолі та вимірюються значення ухилів за допомогою ухиломіра. Для знімання поперечного профілю дороги у відповідному пікеті накладається поперек дороги стрічка 6, яка відображає природний стан схилів обабіч дороги і ставиться геодезична рейка і через кожні 20 см по довжині поперечного профілю вимірюються показники висот на рівні дороги. Контроль точності вимірів поперечного профілю проводиться за допомогою фотоапарата. В подальшому фотографічні ілюстрації характерного місця дороги з встановленою посередині геодезичною рейкою проєктуються за допомогою фотопроектора і викреслюється характерний поперечний профіль дороги в та порівнюється з натурними дослідженнями. Отримані результати фіксують ступінь пошкодженості лісової дороги.

3. Для дослідного встановлення інтенсивності процесу колієутворення використовується попередньо охарактеризований інструментальний набір за участі пенетрометра. Вимірювання глибини колії виконується послідовно після задалегідь обраної кількості проїздів лісової машини. Формуються відповідні діаграми глибини колії у залежності від кількості проїздів машини. Встановлено сповільнено прогресуючий характер таких залежностей (див. зокрема рис.4.).

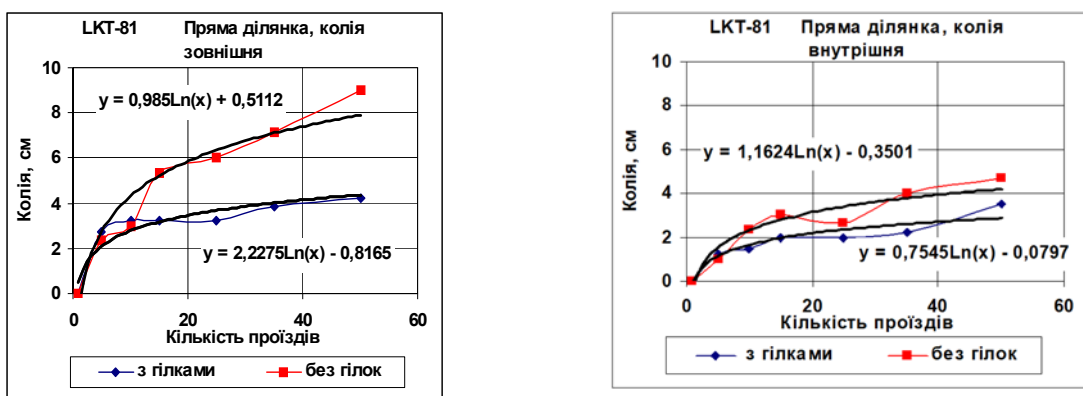


Рис. 4. Вплив настилу з гілок на коліє утворення колісний рушій. Поперечний ухил волоку – 9 град

Унаслідок опрацювання результатів натурних обстежень ерозійних процесів на тракторних волоках розраховували показники завданої шкоди: об'єм знесеного ґрунту, площа волоку і середня глибина пошкодження за формулами:

- об'єм знесеного ґрунту на ділянці між двома сусідніми пікетами:

$$V_i = \frac{1}{3}(S_i + \sqrt{S_i \cdot S_{i+1}} + S_{i+1}) \cdot h_i, \quad (1)$$

де V_i – об'єм знесеного ґрунту, м^3 ; S_i, S_{i+1} – площа поперечного перерізу сусідніх пікетів, м^2 ; h_i – довжина ділянки між сусідніми пікетами, на якій визначається об'єм знесеного ґрунту, $\text{м}^3/\text{м.п.}$

$$V_i' = \frac{V_i}{h_i}; \quad (2)$$

- площа волока:

$$S_{\partial} = \sum S_{\partial i}, \quad (3)$$

де $S_{\partial i}$ – площа волока між сусідніми пікетами, м^2 ;

$$S_{\partial}' = \frac{\sum S_{\partial i}}{L}, \quad (4)$$

де L – довжина волоку, м.

Отримані результати зводили до зручних для аналізу графічних залежностей між ухилом ділянки лісової дороги та показниками завданої шкоди.

4. Розроблення полігону для натурних випробувань. Площу полігону (рис.5.) для випробувань вибирається в межах 30-40 м на 50-60 м, з ухилом поверхні до $3^0 - 4^0$, на якій розбивається траса для проходження трактором характерних ділянок.

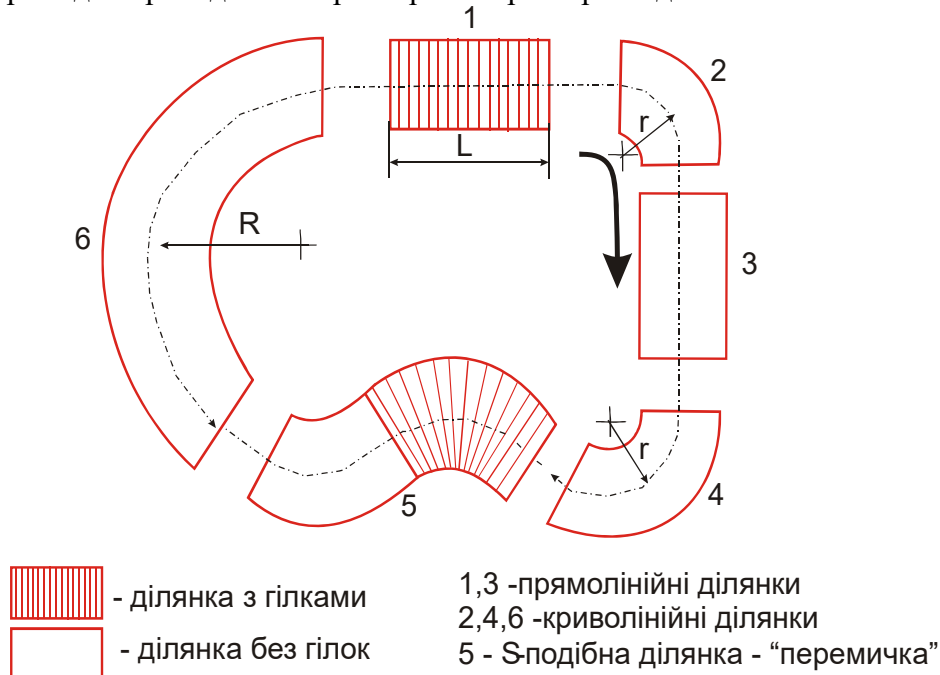


Рис. 5. Схема полігону для польових досліджень параметрів колісутворення

Метою натурних полігонних досліджень впливу колісного та гусеничного рушіїв на опорну поверхню є визначення розширених характеристик динаміки зміни колієутворення після їх проїздів в різних гірських регіонах. Головними факторами, що визначають дію рушія на ґрунт, є щільність ґрунту в слідах та глибина колії, які залежать від кратності дії (кількості проїздів рушія одним слідом).

Перед початком досліджень визначали такі параметри: радіуси поворотів, довжини прямолінійних ділянок, вагові та геометричні параметри трактора, а також на всіх ділянках брали проби непорушеного шару ґрунту. Проби бралися за допомогою ґрунтовідбірників з витискачем у ґрунтові бюкси об'ємом 50 см³ (лабораторія ПЛЛ-9). Ґрунтовідбірники втискувались в ґрунт перпендикулярно опорній поверхні до повного занурювання.

На кожній ділянці устанавлювалося, щонайменше чотири мірних точки, на відстані не менше 1 м одна від одної.

Після першого проїзду трактора трасою полігону в кожній точці на ділянках виконувалися такі заміри: глибини правої і лівої колій (лінійка, фотоапарат), брали проби ґрунту в обох коліях. Аналогічні заміри виконували після певної кількості проїздів трельовального трактора з вантажем чи без нього (рис. 6).

Унаслідок оброблення отриманих результатів визначаються: масова вологість ґрунту, фізична щільність ґрунту, модуль деформації ґрунту, щільність ґрунту за трудністю розроблення, глибина колії; будуються графіки залежності щільності ґрунту та глибини колії від кількості проїздів. В подальшому під час оброблення результатів і лабораторного аналізу проб визначали: середню глибину пошкодження в правій і лівій коліях; щільність – відношення маси сухого ґрунту до його об'єму; миттєву масову вологість - відношення різниці мас ґрунтової проби природної вологості і висушеної до температури 105 °С до об'єму проби.



Рис. 6. Дослідження взаємодії трельовального трактора LKT-81 з опорною поверхнею. Поворот з мінімальним радіусом.

Запропонований підхід дає змогу всебічно проаналізувати фактичний зв'язок між ступенем пошкоджень непорушеного ґрунту та експлуатаційними умовами й режимами руху. Такі залежності можуть виявити допустимі режими руху з огляду на мінімальну інтенсивність пошкоджень.

Список літератури

1. Библюк Н., Библюк М. Екологічні аспекти гірської лісозаготівлі// Праці НТШ. Т. 2., 1998. – С. 586-600.
2. Adams J. D., Visser Rien J. M., Prisley S. P. Modeling Steep Terrain Harvesting Risks Using Gis. Austro2003: High Tech Forest Operations for Mountainous Terrain. – Schlaegl, Austria. October 5-9, 2003. - 13 p.
3. Owende P. M. O., Luons J., Haarlaa R., Peltola A., Spinelli R., Molano J., Ward S. M. Operations protocol for Eco-efficient Wood Harvesting on Sensitive Sites. Project ECOWOOD. 2002. – 74 p.

4. . Bygden G., Wästerlund I., Eliasson L. Rutting and soil disturbance minimized by planning and using bogie tracks. 2nd Forest Engineering Conference. Proceedings. Techniques and Methods. - Växjö, Sweden. 12-15 May, 2003. – P. 89-95.

Experimental methods for determining the consequences of a forest machine passing over the soil surface

Machuga O.S.; Boyko M.M.

The interaction of a wheeled or tracked vehicle with the soil surface of movement generates a number of consequences, the main manifestation of which is damage to vegetation, the formation of a technological rut and thermal power losses due to elastic deformation of tires and during slipping. The multifactorial nature of such processes is largely difficult to study using theoretical methods. Therefore, it is important to develop new and improve existing experimental research methods.

The purpose of this study is to analyze available equipment suitable for performing experimental work related to the specified direction of research. The methodology for determining erosion and operational damage to a forest road is substantiated. Methods for determining the volume of soil removed as a result of repeated passage of a forest machine are systematized. The integral effect of the research is the formation of requirements for the experimental site for conducting relevant studies on acceptable operating modes.

Keywords: soil density; technological track; forest road damage; acceptable operating modes.

УДК 681.121

Імітаційне моделювання перетворювачів витрати

Писарець А. В., Драчук О. О.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ, Україна

Актуальною проблемою сьогодення є контроль споживання невідновлюваних природних енергетичних ресурсів. Розв'язання цієї проблеми можливо створенням нових приладів обліку або вдосконаленням існуючих. Проектування вимірювальних приладів передбачає розв'язання низки задач, що здійснюється із застосуванням обчислювальних програмних комплексів.

Основою приладів обліку витрати та кількості енергоносіїв є первинні перетворювачі витрати. Базуючись на різних фізичних методах вимірювання, дані прилади поділяються на класи, що в свою чергу вимагає застосування різних підходів до побудови геометричної моделі та налаштування параметрів досліджень.

Роботу присвячено дослідженню особливостей функціонування ультразвукових перетворювачів витрати шляхом імітаційного моделювання, висвітлено ключові аспекти проведення обчислювального експерименту з урахуванням умов експлуатаційного використання перетворювачів.

Ключові слова: енергоресурси; облік; первинний перетворювач витрати; проектування; імітаційне моделювання.

Питання раціонального споживання енергетичних ресурсів дуже тісно пов'язані з їх обліком. Оцінити ефективність витрачання енергоресурсів дозволяє їх якісний облік, що потребує застосування високоточних вимірювальних приладів. Тому актуальними залишаються питання створення приладів обліку витрати та кількості енергетичних ресурсів. Основною складовою, що визначає якість функціонування зазначених приладів, є первинний перетворювач витрати (ППВ).

Проектування перетворювача витрати є трудомістким багатокроковим процесом, який передбачає розробку вимірювального ланцюга; побудову математичної моделі процесу вимірювання; виявлення параметрів, що суттєво впливають на якість вимірювань; перевірку роботоспроможності запропонованої ідеології; здійснення експериментальних досліджень; перевірку адекватності результатів математичного моделювання експериментальним даним; оптимізацію конструкції тощо.

Кожна з перелічених задач може бути розв'язана розробкою алгоритму та створенням програмного забезпечення на його підґрунті або застосуванням CFD-технологій. При цьому створення програмного забезпечення дозволяє оцінити коректність накладених на математичну модель обмежень, метрологічні характеристики перетворювача у діапазоні вимірюваних витрат, у той час, як дослідження за допомогою CFD-технологій сприяє виявленню особливостей роботи перетворювача за певної витрати.

Стрімкий розвиток обчислювальної техніки призвів до створення та широкого розповсюдження обчислювальних програмних комплексів, які дозволяють розв'язувати широкий спектр дослідницьких задач за відсутності лабораторного обладнання. Основою таких комплексів є метод кінцевих елементів.

Застосування віртуального моделювання дає можливість в значно менші терміни провести дослідження та отримати максимально наближені до реальних результати.

Моделювання можуть бути використані як для простого аналізу життєздатності інженерного рішення, так і для оптимізації роботи вже працюючих систем чи досліджуваних процесів. Також віртуальні моделювання дають можливість імітації різних впливових

факторів, що можуть порушити працездатність пристроїв, аналізувати та прогнозувати різні сценарії можливих наслідків без необхідності використання реальних ресурсів.

Алгоритм обчислювального експерименту складається з трьох основних частин: підготовка, розрахунок, аналіз результатів. У свою чергу підготовка передбачає розробку геометричної моделі перетворювача витрати, створення розрахункової сітки на геометричній моделі, позначення зон входу та виходу потоку, вибір вимірюваного середовища із зазначенням його фізичних властивостей, вибір моделі потоку вимірюваного середовища, завдання початкових і граничних умов.

Результати моделювання відображаються у вигляді масиву числових даних із значеннями швидкості, тиску, температури та інших параметрів потоку залежно від типу дослідження та постановки задачі, а також у вигляді тривимірних потоків, векторних та контурних зображень, що дають досліднику чітке розуміння процесів, які відбуваються всередині досліджуваних областей.

Серед широкого різноманіття перетворювачів витрати найбільш застосовними є перетворювачі, що базуються на методі змінного перепаду тиску, тахометричні (турбінні та крильчасті), вихрові, ультразвукові та електромагнітні.

Особливостями зазначених перетворювачів витрати є [1-3]:

- зміна поперечного перерізу потоку, що спричиняє утворення перепаду тиску до та після місця встановлення нерухомого чутливого елемента;
- наявність рухомого чутливого елемента, частота обертання якого є мірою витрати;
- нерухомий чутливий елемент, форма та розміри якого сприяють утворенню вихорів у місці його встановлення;
- зміна поперечного перерізу потоку через профілювання внутрішньої поверхні корпусу.
- необхідність врахування характеристик, що можуть впливати на електропровідність вимірюваного середовища.

Моделювання кожного класу вимірювальних перетворювачів має певні особливості. Зокрема, наявність рухомих елементів чи тіл обтікання всередині потоку вимагає створення відповідних розрахункових регіонів та зазначення їх характеристик, допустимих спрощень та обмежень.

Створення розрахункової моделі та завдання граничних умов моделювання у різних програмних засобах ґрунтується на різних підходах, але їх використання та отримані результати значно спрощують та пришвидшують визначеність в контрольних питаннях та прийнятті рішень дослідником для реалізації власних ідей.

Імітаційне моделювання посідає важливе місце в процесі реалізації інженерної ідеї, значно спрощує та пришвидшує отримання фінального продукту чи рішення, але в той же час, має ряд обов'язкових для розуміння критеріїв використання.

Для коректного визначення умов моделювання необхідно чітко розуміти особливості умов експлуатаційного використання (зовнішніх та внутрішніх) та знати гідравлічні процеси, що відбуватимуться в приладі при його роботі. Лише за правильних обмежень та вірної постановки задачі моделювання можна отримати адекватні результати.

У доповіді наведено результати імітаційного моделювання ультразвукових вимірювальних перетворювачів витрати, що може бути застосовано для розв'язання задач точного вимірювання витрати газу в широкому діапазоні. Дослідження здійснено для декількох різних конструкцій, що мають подібну схему будови, але різне конструктивне виконання.

Перша схема реалізує багатоканальний вимір, а друга – складну траєкторію з відбиттям вимірювального променя за допомогою однієї пари вимірювача-приймача.

За результатами дослідження виявлено вплив конструктивних елементів первинних перетворювачів на гідравлічні характеристики вимірювальної ділянки, а саме: спотворення

епюри розподілу швидкості потоку внаслідок зміни геометричних параметрів робочих зон ППВ; зони підвищеного тиску; загальні втрати тиску на вимірювальній ділянці, розраховано коефіцієнти коригування вимірюного сигналу.

Список літератури

1. Коробко І. В. Приладовий комплекс реєстрації об'єму та об'ємної витрати газу / І. В. Коробко, О. О. Драчук // *Mechanics and Advanced Technologies*, т. 84, вип. 3(84), 84(3), С. 61–68, Груд. 2018. DOI: 10.20535/2521-1943.2018.84.143848
2. Писарець А. В. Про вибір оптимальної форми тіла обтікання вихрового витратоміра. / А. В. Писарець, А. М. Мельник, О. О. Драчук // *Вісник КПІ. Серія приладобудування*, Вип. 62(2), С. 75 – 81, 2021. DOI: 10.20535/1970.62(2).2021.249237
3. Drachuk O., The measurement quality evaluation of an ultrasonic flow sensor with a complex measuring path trajectory / O. Drachuk, I. Korobko, A. Pysarets // *Bull. Kyiv Polytech. Inst. Ser. Instrum. Mak.*, вип. 67(1), с. 84–90, Чер 2024. DOI: 10.20535/1970.67(1).2024.307245

Simulation modeling of flow transducers

Pysarets Anna, Drachuk Olesya

Controlling the consumption of non-renewable natural energy resources is a pressing issue today. This problem solution is possible by creating new measuring instruments or improving existing instruments.

Designing measuring instruments involves solving a number of problems. For this purpose, engineering simulation and design software is used.

Primary flow transducers are the basis of instruments for measuring flow rate and quantity of energy resources.

The operating principle of such instruments is based on various physical measurement methods. This in turn requires the use of different approaches to constructing a geometric model and setting up the research parameters.

The work is devoted to the study of the operating features of ultrasonic flow transducers by means of simulation modeling; key aspects of the computational experiment are presented taking into account the operating conditions of the transducers.

Keywords: energy resources; metering; primary flow transducer; design; simulation modeling.

УДК 532.256.2

Моделювання пристінного пограничного шару з зовнішнім збуренням

Дмитрів В. Т.; Дмитрів Т. В.

Національний університет «Львівська політехніка», Львів, Україна

Для вирішення задач проектування систем, що працюють в Ньютонівських середовищах в режимі обтікання поверхонь, необхідно знати характеристики руху середовищ на поверхнях обтікання. Це дозволить розрахувати втрати енергії на транспортування середовищ та силові характеристик переміщення об'єктів таких середовищах. Середовище обтікання прийнято Ньютонівським. Для універсальності результатів моделювання швидкості по товщині ламінарного пограничного шару і дотичних напружень на поверхні обтікання, проведено у відносних параметрах. Співвідношення товщини пограничного шару u/δ взято в межах $\approx 0...1$, відношення швидкостей на межі і в пограничному шарі – $v_x/v_0 = 0...1$, число Маха за умови ламінарного пограничного шару – $0,0001...0,1$. Отримано розподіл швидкості по товщині пограничного шару і дотичні напруження.

Ключові слова: пограничний шар; число Маха; швидкість; поверхня обтікання; рівняння Нав'є-Стокса

Дослідження характеристик пограничного шару на поверхнях обтікання, які підпорядковуються законам Ньютона (Ньютонівські середовища) є актуальним завданням для різних сфер приладобудування та задач прикладної механіки. Критерієм оцінки є дотичні напруження і розподіл швидкості в пограничному шарі, що безпосередньо впливає на втрати енергії (втрати тиску) при руху об'єкту в середовищі.

Розглядається поверхня обтікання у вигляді площини твердого покриття, непроникної (рис.1). Швидкість потоку v_0 є сталою на інтервалі часу t . На самій поверхні пластини швидкість потоку рівна «нулю»: $v_0 = 0$ за $y = 0$. Товщину пограничного шару умовно позначимо δ . Вісь X паралельна поверхні і співнапрямлена з напрямком вектора обтікання поверхні середовищем. Вісь Y перпендикулярна до поверхні обтікання. В пограничному шарі буде справедлива умова:

$$\frac{\partial v_x}{\partial y} \neq 0 \text{ за } y < \delta ,$$

і зовнішній потік, де

$$\frac{\partial v_x}{\partial y} = 0, v_x = v_0 \text{ поза шаром } y \geq \delta .$$

В пограничному шарі сили, які виникають із-за в'язкості середовища обтікання і сили інерції є співрозмірними.

Розглянемо рух середовища на поверхні обтікання тільки в одному напрямку ординати X . Рівняння руху середовища обтікання і нерозривності потоку будуть мати вигляд

$$v_x \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \cdot \frac{\partial v_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} ; \quad (1)$$

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y} = 0. \quad (2)$$

Рівняння дотичних напружень має вигляд загально відомий

$$\tau_{\text{тер}} = \mu \cdot \frac{\partial v_x}{\partial y}. \quad (3)$$

Диференціюємо рівняння (3), попередньо поділивши його на ρ :

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \tau_{\text{тер}}}{\partial y} = \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}. \quad (4)$$

Інтеграл рівняння (4), після ряду перетворень і інтегрувань, буде мати вигляд

$$\rho \cdot \frac{\partial}{\partial x} \cdot \int_0^{\delta} (v_x \cdot (v_0 - v_x)) \cdot dy = \tau_{\text{тер.с}}, \quad (5)$$

де v_0 – швидкість на межі пограничного шару, за умови $y = \delta$.

Для розв'язку рівняння (5) задаємо функцію розподілу швидкості у пограничному шарі на площині обтікання. Вважаємо, що швидкість, за ламінарного режиму руху обтікання площинної поверхні, в пограничному шарі змінюється по траєкторії (рис.), яку можна описати кубічним рівнянням.



Рис.1. Розподіл швидкостей на поверхні обтікання за ламінарного пограничного шару

Тоді:

$$v_x = a + b \cdot y + c \cdot y^2 + m \cdot y^3. \quad (6)$$

Коефіцієнти a, b, c, m визначаємо із граничних умов:

1) на поверхні площини обтікання: $y = 0, v_x = 0$, підставляємо у рівняння (13), отримуємо, що $a = 0$;

2) за $y = 0, v_x = 0, v_y = 0$, відповідно $\partial^2 v_x / \partial y^2 = 0$;

Диференціюємо два рази рівняння (13)

$$\frac{\partial v_x}{\partial y} = b + 2c \cdot y + 3m \cdot y^2;$$

$$\frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} = 2c + 6m \cdot y = 0, \Rightarrow c = 0.$$

Тоді з рівняння (6) отримаємо за $a = 0$ і $c = 0$:

$$v_x = b \cdot y + m \cdot y^3. \quad (7)$$

Врахуємо початкові умови:

1) $y = 0, v_x = 0, \partial v_x / \partial y = 0$:

$$b + 3m \cdot y^2 = 0, b = -3m \cdot y^2;$$

2) $y = \delta, v_x = v_0$:

$$v_0 = -3m \cdot \delta^3 + m \cdot \delta^3, b = \frac{3}{2} \cdot \frac{v_0}{\delta}.$$

Враховуючи рівняння (5) і результати опрацювання кубічного рівняння, після інтегрування отримаємо залежність для моделювання швидкості ламінарного пограничного шару за умови, що градієнт тиску на поверхні обтікання наближається до «нуля»:

$$v_x = v_0 \cdot \sqrt{\frac{1,231 \cdot \delta}{y + \frac{1}{3} \cdot \delta \cdot \ln \frac{3\delta^2 - y^2}{\gamma^2}}}. \quad (8)$$

Для розроблення аналітичної моделі дотичного напруження на в ламінарному пограничному шарі на поверхні обтікання візьмем диференціал першого порядку виразу (8):

$$\frac{dv_x}{dy} = \frac{1,231}{\delta} \cdot \frac{v_0^2}{v_x} \cdot \frac{\frac{\delta}{3} \cdot \left(\frac{y}{3\delta^2 - y^2} + \frac{1}{y} \right) - 1}{\left(\frac{y}{\delta} + \frac{1}{3} \cdot \ln \frac{3\delta^2 - y^2}{y^2} \right)^2}. \quad (9)$$

Враховуючи рівняння (9) і (3), дотичні напруження будуть визначатись залежністю:

$$\tau_{\text{тер}} = \mu \cdot \frac{1,231}{\delta} \cdot \frac{v_0^2}{v_x} \cdot \frac{\frac{\delta}{3} \cdot \left(\frac{y}{3\delta^2 - y^2} + \frac{1}{y} \right) - 1}{\left(\frac{y}{\delta} + \frac{1}{3} \cdot \ln \frac{3\delta^2 - y^2}{y^2} \right)^2}, \quad (10)$$

де $\tau_{\text{тер}}$ – дотичні напруження на поверхні обтікання в ламінарному пограничному шарі, Н/м²; μ – динамічна в'язкість середовища обтікання, Н·с/м²; v_0 – швидкість потоку середовища обтікання на зовнішній межі пограничного шару, м/с; v_x – швидкість середовища обтікання по висоті пограничного шару, м/с; δ – товщина пограничного шару, м; y – координата товщини пограничного шару, м.

Проведено моделювання швидкості по висоті ламінарного пограничного шару і дотичних напружень на поверхні обтікання у відносних параметрах. Для врахування співвідношення товщини пограничного шару і координати y прийємо відношення y/δ в межах $y/\delta = \approx 0 \dots 1$, відношення швидкостей на межі і по товщині пограничного шару – $v_x/v_0 = 0 \dots 1$, число Маха за умови ламінарного пограничного шару – $M = 0,0001 \dots 0,1$.

Моделювання проводили для повітря за стандартних умов: тиск на поверхні обтікання $P = 100$ кПа, температура повітря 20 °С, густина повітря $\rho = 1,29$ кг/м³; динамічні в'язкості повітря $\mu = 18,6$ мкПа·с. Поверхня обтікання є площинною, градієнт тиску на поверхні обтікання приймали рівним «нулю».

Аналіз результатів моделювання показує, що на віддалі від поверхні обтікання в межах до 20 зм швидкість повітря є на межі ≈ 0 . Дотичні напруження (рис.3) на віддалі 10...20 зм від поверхні обтікання становлять від 704,4 ППа ... 704,4 ЕПа за чисел Маха $M = 0,0001 \dots 0,1$ до 124,2 ГПа...14,22 ТПа. Після товщини пограничного шару 21 зм дотичні напруження знижуються не лінійно і на віддалі $0,3475 \cdot \delta$ наближаються до «нуля».

Для визначення ефективності взаємодії поверхонь обтікання з пристінними пограничними шарами за вимушеної турбулентності потоків повітря для моделювання, що уможливить адекватне відображення зовнішніх збурень на пристінний пограничний шар, пропонується система диференціальних рівнянь у вигляді:

- диференціального рівняння енергії:

$$\left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) (2\rho c A) = \frac{\partial}{\partial y} \left[(k + k_T) \frac{dA}{dt} \right] + (\mu + \mu_T) \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + u \frac{dp}{dx} + \omega_v; \quad (11)$$

- диференціального рівняння руху:

$$\left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) \rho = - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_T) \frac{\partial u}{\partial y} \right] + S_v; \quad (12)$$

- диференціального рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0; \quad (13)$$

- рівняння стану:

$$\rho = p/(RT), \quad (14)$$

де x, y – похвильові і вертикальні координати відповідно, м; u, v – похвильові і поперечні швидкості повітря відповідно, м/с; ν – частота хвилі збурення, с^{-1} ; ρ – густина повітря, кг/м^3 ; C – швидкість розповсюдження хвилі, м/с; A – амплітуда збурення, м; k – коефіцієнт пружності повітря, Па; k_T – коефіцієнт турбулентного переносу кількості пружності, Па; μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, $\text{Па}\cdot\text{с}$; μ_T – коефіцієнт турбулентного переносу кількості руху, $\text{Па}\cdot\text{с}$; ω_ν, S_ν – члени, що характеризують інтенсивність внутрішньої енергії коливання, $\text{Н}\cdot\text{м}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$ і кількості руху, Н/м^3 , відповідно; p – тиск потоку, Па; R – газова стала, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; T – температура потоку, К.

В основі запропонованої системи рівнянь є рівняння пограничного шару, запропоновані Л. Прандтлем, отримані в ході спрощення диференціальних рівнянь Нав'є-Стокса. Для збурення запропоновано застосувати надходження енергії від прикладених коливань в заданому частотному діапазоні.

З математичної точки зору такий підхід уможливує спростити задачу, розділивши потік й розглядати тільки динамічний пограничний шар.

Приведена задача і її математичне формулювання системою рівнянь (11 – 14) є незамкнутою із-за невизначеності величин коефіцієнтів турбулентного переносу кількості руху μ_T і турбулентного переносу кількості пружності k_T .

Запропонована математична модель впливу на пограничний пристінний шар збуренням за рахунок надходження енергії від прикладених коливань в заданому частотному діапазоні уможливує аналітично дослідити характер зміни швидкості потоку повітря на обтічній поверхні в пристінному пограничному шарі.

Modeling of a near-wall boundary layer with external perturbation

Dmytriv Vasyl, Dmytriv Taras

To solve the problems of designing systems that operate in Newtonian medium in the mode of streamlined surfaces, it is necessary to determine the characteristics of the motion of such medium on the streamlined surfaces. This will allow you to calculate the energy loss for the transportation of environments, as well as the power characteristics of the movement of objects in such environments. The flow environment is adopted by Newtonian. For the universality of results of modeling of speed over a height of a laminar boundary layer and tangential stresses on a streamlined surface, it is carried out in relative parameters. The ratio of the thickness of the boundary layer y/δ is taken within $\approx 0 \dots 1$, the ratio of velocities at the boundary and in the boundary layer is $v_x/v_0 = 0 \dots 1$, the Mach number under the condition of the laminar boundary layer is $0,0001 \dots 0,1$. As a result of the simulation, the velocity distribution over the thickness of the boundary layer and tangential stresses are obtained.

Keywords: boundary layer; Mach number; velocity; flow surface; Navier-Stokes equation

УДК 553.6.002.5

Фільтраційне обладнання систем аспірації, пневмотранспорту та вентиляції в промисловості: особливості експлуатації, проблеми аеродинаміки та шляхи їх вирішення

Коколенко А. О.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського, Київ, Україна

Фільтраційне обладнання використовують в промисловості згідно з такими напрямками: в системах аспірації; в кінцевій фазі транспортування систем пневмотранспорту для відокремлення твердої компоненти від транспортуючого середовища; в системах припливної та витяжної вентиляції. Розглядається ретроспектива розвитку різноманітних конструкцій фільтраційного обладнання та особливості його експлуатації відповідно до наведених напрямків використання. Приділено увагу питанням аеродинаміки робочих процесів в системах, аналізуються підходи до покращення умов протікання робочих процесів з метою підвищення ефективності та надійності експлуатації систем. Пропонуються шляхи розв'язання невирішеної до кінця загальної проблеми, типової для апаратів припливної та витяжної вентиляції – проблеми забезпечення рівномірного розподілу середовища в розгалужених системах розподілу та збору потоків. Це стосується як конструктивних заходів, так і використання засобів автоматичного керування процесами.

Ключові слова: аеродинаміка промислових апаратів; фільтрація; вентиляція; аспірація; пневмотранспорт; автоматичне керування

Робота машинобудівних та енергетичних підприємств та промислових будівель завжди супроводжується викидами речовин, небезпечних для робітників та навколишнього середовища. Вплив небезпечних викидів залежить від частоти, тривалості та рівня забруднення повітря. Неприятливий вплив на здоров'я людей, флору й фауну може виникнути одразу після викиду продукту (наприклад, вплив чадного газу) або після тривалого періоду дії забруднень (наприклад, вплив азбесту). Один з найпоширеніших способів локалізації та видалення з потоком повітря шкідливих дрібних сухих речовин (пилу, стружки, тирси та ін.) з робочих зон різного роду верстатів, агрегатів та обладнання підприємств по переробці сировини є використання аспіраційних інженерних пневмосистем. Принцип їх дії полягає у відведенні забрудненого повітря, подальшій його фільтрації, тобто відділенні твердої компоненти від повітря в тканинних фільтроелементах, та у викиді чистого повітря в робочу зону підприємств або поза межами їх [1]. Кількість забрудненого повітря, що відсмоктується, визначається, насамперед, виконанням головної функції аспіраційних і фільтраційних систем — захисту навколишнього середовища і здоров'я людей, а не виходячи з умов з надійності та економічності транспортування відходів трубопроводами, хоча останні питання є також важливими.

Апарати аспірації можуть використовувати не тільки для очищення робочих приміщень та цехів, але й для відокремлення твердої компоненти від газоподібної в системах пневмотранспорту сипучих середовищ. В таких системах реалізується примусове переміщення широкого спектру порошкоподібних та гранульованих твердих речовин у потоці газу. Транспортування відбувається через трубопроводи, під дією тиску повітря чи іншого газу. Галузі, в яких сипучі матеріали транспортуються пневмотранспортом, включають сільське господарство, хімічну, фармацевтичну, лакофарбову, гірничодобувну, мінеральну промисловість, харчову, сталеливарну, пластикову, машинобудівну та електроенергетичну галузі. Пневмотранспортні операції можуть включати внутрішньозаводське переміщення

матеріалів між стадіями технологічного процесу, наприклад, переміщення сировини з виробничої зони до бункерів зберігання [2]. В кінці процесу проходить відокремлення продукту від газу-носія, у випадку використання аспіраційних агрегатів тверді матеріали відфільтровуються, а очищене повітря повертається в систему.

Вентиляційні системи відповідають за процес циркуляції повітря в приміщенні, забезпечуючи свіжий приплив повітря та видалення витратного. Це важливо для підтримання оптимального рівня кисню, вологості та комфорту для життя й роботи. Вентиляція може бути здійснена за допомогою природних або механічних систем. Фільтраційні системи вентиляції являють собою картриджні або кармані тканні елементи, що слугують захистом робочого приміщення та повітропровідних каналів від пилу, диму, неприємних запахів та інших негативних факторів. Відмінність аспірації від фільтраційних систем вентиляції полягає в тому, що аспіраційні системи працюють переважно на видалення пилових частинок, використовуючи повітря як носій сухих забруднень, а робота фільтрів вентиляційних систем зосереджена на уловлюванні частинок пилу при притоці повітря до промислових приміщень з врахуванням керування потоками повітря з метою здійснення необхідних повітрообмінів для підтримки рівня кисню та видалення використаного повітря. Разом з тим, використання систем аспірації значно спрощує та полегшує експлуатацію загальнообмінної вентиляційної системи та фільтрів у ній. Якщо вентиляція та аспірація налаштовані технологічно правильно, то вентиляційній системі залишається забезпечувати лише достатній повітрообмін і приміщенні повітряних мас (без використання спеціальних фільтрів у вентиляційних каналах).

Активне використання вентиляційних та аспіраційних систем почалося наприкінці 1800-х років та набрало широку популярність у США під час промислової революції. Винайдення першого аспіраційного фільтру є предметом суперечок, дехто приписує винахід Вільгельму Бету, який створив конструкцію на основі звичайного тканевого фільтра, а дехто - Джону Фінчу, який винайшов циклонний пиловловлювач приблизно в 1885 році. У середині 1920-х років значний прогрес аспіраційних агрегатах стався завдяки винаходу Вільгельмом Бетом у Німеччині струшувального пиловловлювача. Фільтрувальні елементи в цій системі самоочищаються за допомогою вібраційного двигуна, прикріпленого до рами, який струшує фільтрувальні мішки, щоб витіснити накопичений пил. В середині 1950-х років було розроблено реверсивні фільтри (очищення способом зворотної продувки), а невдовзі було розроблено спосіб імпульсної очистки фільтроелементів (використанням напрямленого струменя стисненого повітря для збиття пилу з тканини). Імпульсний спосіб регенерації активно використовується і в наш час та є найпоширенішим способом очистки елементів від пилу (рис.1.). Використання імпульсної регенерації супроводжувалось впровадженням каркасу у фільтроелементах.

На початку 1970-х було винайдено картриджні фільтра. Такі агрегати дозволяли виконувати більш тонку фільтрацію повітря (до 0,3 мкм) та чудово справлялись з видаленням диму. В наш час аспіраційне устаткування та пневмосистеми продовжують розвиватися, засоби автоматизації дозволяють в реальному часі проводити віддалений моніторинг та контроль основних характеристик роботи апаратів.

Разом з аспіраційним устаткуванням паралельно йшов активний розвиток вентиляційної ланки. На початку 20-го століття, коли електроенергія стала загальнодоступною, промислові підприємства досягли бажаного рівня вентиляції. У 1931 році шведський інженер-будівельник Свен Ромедал опублікував статтю, в якій зазначав проблематику вентиляції приміщень, прив'язуючи її до їх висоти, а також запропонував схему механічної витяжної системи.

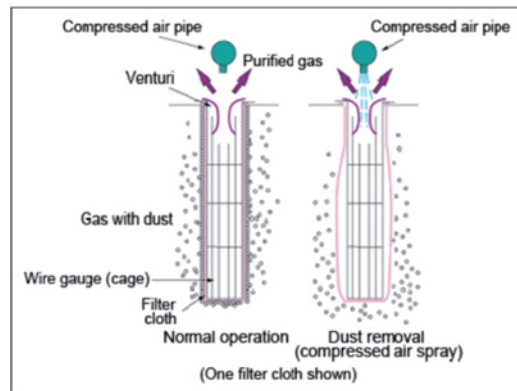


Рис.1. Імпульсний спосіб регенерації

В 1970-х роках починають поширюватись системи припливно-витяжної вентиляції, які дозволяли забезпечувати необхідну якість повітряного середовища у робочому приміщенні. В наш час припливно-витяжні вентиляційні установки використовуються майже на кожному підприємстві, в них додані функції рекуперації, що є незамінним енергозберігаючим елементом системи.

Функціонал сучасних систем дає можливість регулювати більшість характеристик вентиляції, але гостро стоїть питання рівномірного розподілення потоків в розгалужених системах розподілу та збору повітря. Крім того, в більшості технологічних фільтраційних установок систем вентиляції та аспірації технологічний процес здійснюється обдуванням або продуванням потоку газу через постійні робочі фільтрувальні елементи. До таких елементів належать: пучки труб, стрижнів або пластин, а також шарові або інші насадки, призначені для нагрівання або охолодження одного робочого середовища іншим; тканинні, волокнисті, сітчасті, зернисті та інші фільтрувальні перегородки тощо. Цілком очевидно, що у всіх випадках нерівномірний розподіл потоку по робочому перерізу або робочій (пористій) поверхні, а також по окремих фільтрах розгалужених колекторних систем може призводити до суттєвого погіршення технологічних показників установок порівняно з тими, які працюють за умов рівномірного протікання робочого середовища через усі фільтрувальні елементи. Якщо при нерівномірному розподілі потоків технологічні та енергетичні показники установок вдається підтримувати досить високими, то це означає, що розміри апарата і кількість робочих елементів обрано із завеликим запасом. У випадку забезпечення рівномірності потоку навіть при зменшених розмірах установок можна було б підвищити їх продуктивність, масогабаритні та екологічні показники.

Забезпечення оптимального розподілу потоків у вентиляційних установках передбачає правильні розрахунки геометричних співвідношень припливних і витяжних колекторних елементів, а також їх режимних параметрів роботи (витрати, швидкостей в окремих елементах, тиску у повітропроводах). При розгляді аспіраційних систем додатково до вищевказаних параметрів має бути врахований розподіл твердої компоненти по транспортуваному середовищу. Авжеж, варто зазначити, що при незначній концентрації пилу в струмінні рухомого газу (параметр концентрації $\leq 1,1$ кг/кг) та розмірах твердих частинок 50 мкм, характер поля швидкостей буде однаковим як для запиленого, так і для незапиленого потоків [3].

Існує також складна аеродинамічна проблема осідання твердої фази в двокомпонентних потоках пневмотранспортних систем при певних режимних параметрах. Ця проблема потребує постановки багатьох експериментальних досліджень з використанням твердих частинок різної густини, особливостей злипання при різних температурах тощо в транспортуючих потоках.

Сучасний аеродинамічний розрахунок розгалужених вентиляційних та аспіраційних систем розподілу та збору повітря в переважній більшості випадків має дуже спрощений характер, тому що розміри колекторів та повітропроводів приймаються, головним чином, за рекомендованими швидкостями руху (які є сталими величинами, що виведені на основі економічних міркувань, а саме, оптимальні швидкості потоків мають відповідати мінімальним витратам на обладнання). На основі отриманих такими розрахунками перерізів каналів проводять подальший розрахунок фактичних величин швидкостей, втрат тиску тощо [4]. Залишаються не до кінця вивченими питання попередньої оцінки фізичних явищ, пов'язаних з особливостями динаміки потоків змінної маси, що призводять до так званого «колекторного ефекту», особливо при дискретній зміні маси вздовж припливних та витяжних колекторних трубопроводів. Додатково, в системах активно не використовуються сучасні пристрої дистанційного керування, регулювання та контролю руху середовища, які можуть покращувати характеристики роботи пневматичних агрегатів (перевагу, як правило, надають застарілим елементам ручного керування).

Для того, щоб уникнути негативних наслідків недостатньо аргументованих методів розрахунку транспортування повітряного середовища, необхідно побудувати більш адекватну аналітичну модель аеродинамічних процесів дискретного розподілу потоків в вентиляційних системах, а також розробити засоби автоматизації процесів керування розподілом потоків робочого середовища.

Список літератури

1. Глебов І.Т., Рисев В.Е. Аспіраційні та транспортні пневмосистеми деревообробювальних підприємств: підручник, Єкатеренбург: Урал. гос. лесо-техн. ун-т, 2004. – 180 с.
2. A review of CFD modelling studies on pneumatic conveying and challenges in modelling offshore drill cuttings transport URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0032591016307082>.
3. Ідельчик І.Е. Аеродинаміка технологічних апаратів (підвід, відвід та розподіл по січню апаратів): монографія, М.-Машинобудування, 1983. – 351 с.
4. Богословський В.Н., Новожилов В.І., Симаков Б.Д., Тітов В.П. Опалення та вентиляція: навч. посібник в 2-х ч. Ч.2., М. – 1976., 439 с.

Filtration equipment for aspiration, pneumatic transport and ventilation systems in industry: features of operation, aerodynamic problems and ways to solve them

Kokolenko Artur

Filtration equipment is used in the industry according to the following directions: in aspiration systems, in the final phase of transportation of pneumatic transport systems to separate solid components from the transporting medium; in supply and exhaust ventilation systems. A review of the development of various designs of filtration equipment and the peculiarities of its operation in accordance with the indicated directions of use is considered. Attention is paid to the issues of aerodynamics of work processes in systems, approaches to improving the conditions of the flow of work processes are analyzed in order to increase the efficiency and reliability of system operation. Ways to solve a general problem that has not yet been resolved, typical for supply and exhaust ventilation devices - the problem of ensuring uniform distribution of the medium in branched distribution and flow collection systems are proposed. This applies to both constructive measures and the use of automatic process control tools.

Keywords: aerodynamics of industrial machines; filtration; ventilation; aspiration; pneumatic transport; automatic control.