

УДК 621.791.16

Мовчанюк А.В. к.т.н., доц., Луговской А.Ф. д.т.н., проф.,  
Фесич В.П., вжж.  
КПІ ім. Ігоря Сікорського, г. Київ, Україна

### МЕХАТРОННА СИСТЕМА УПРАВЛЕННЯ ПЬЕЗОЕЛЕКТРИЧЕСКИМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ В УЛЬТРАЗВУКОВОМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ОБОРУДОВАНИИ

Ультразвуковое технологическое оборудование находит широкое применение, например, в машиностроении, медицине и сельском хозяйстве. При этом ультразвуковое оборудование реализует технологические процессы кавитационной обработки жидкостей с целью обеззараживания, диспергирования, перемешивания и дегазации, мелкодисперсного распыления, резки и сварки биологических тканей и пластмасс. Для обеспечения высокой эффективности ультразвукового оборудования в указанных технологических процессах, отличающихся существенной нестабильностью нагрузки, необходимо с помощью мехатронной системы управления обеспечивать постоянство амплитуды колебаний рабочей поверхности. Например, в технологическом процессе ультразвуковой сварки листов пластмассы ПВХ необходимо за счет больших акустических потерь при приложении ультразвуковых механических колебаний, создаваемых пьезоэлектрическим преобразователем, разогреть пластмассу при одновременном ее сжатии в заданном временном интервале. При этом качество сварного соединения будет зависеть от амплитуды подведенных ультразвуковых колебаний, силы сжатия и времени сварки.

Мехатронная система управления такого сварочного оборудования должна поддерживать резонансный режим работы ультразвукового пьезоэлектрического преобразователя, регулировать и поддерживать амплитуду колебаний его рабочей поверхности на заданном уровне не зависимо от силы прижима и регулировать время сварки. Данные возможности можно реализовать программным путем на основе микроконтроллеров. При этом алгоритмы поддержания резонансного режима, регулировки амплитуды, ограничения мощности и т.д. разрабатываются индивидуально под конкретное приложение.

Ультразвуковой пьезоэлектрический преобразователь представляет собой сложную электромеханическую систему. При этом он имеет, как минимум, два резонанса – механический и электромеханический. На механическом резонансе внутренне сопротивление преобразователя минимально, а на электромеханическом – максимально. При работе на механическом резонансе амплитуда колебаний пропорциональна подведенному току и уменьшается при подведении механической нагрузки. Поэтому для поддержания амплитуды необходимо поддерживать постоянной амплитуду тока через преобразователь. При этом малое входное сопротивление хорошо согласуется с малым выходным сопротивлением ультразвуковых транзисторных инверторов.

Объединение пьезоэлектрического преобразователя с согласующим фильтром L-типа позволяет реализовать режим работы пьезообразователя на электромеханическом резонансе. Было установлено, что при этом амплитуда колебаний рабочей поверхности остается постоянной при изменении механической нагрузки, а регулировка амплитуды

может здійснюватися изменением питающего напряжения на пьезообразователе. При этом амплитуда напряжения может изменяться за счет широтно-импульсной модуляции. Такой подход в сочетании с DDS позволяет реализовывать поддержание резонансного режима работы и регулировки амплитуды при помощи микроконтроллера. Резонансный режим целесообразно поддерживать фазовым методом.

УДК 629.027

Ночиченко І.В., к.т.н., ст. викл., Костюк Д.В., ас., Карпов А.С., студент  
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

### ДЕМПФЕР ПРОТЕЗУ КОЛІННОГО СУГЛОБУ НА ОСНОВІ ФЕРОМАГНІТНОЇ РІДИНИ

Гідралічні демпфери отримали широке розповсюдження у складі протезу колінного суглобу. Принцип роботи демпфера оснований на поглинанні частини енергії руху шарірного механізму з подальшим перетворення її в теплову енергію за рахунок в'язкого тертя на дросельних елементах. Перетворення відбувається за рахунок переткання робочої рідини з поршневої порожнини у штокову. Одним з недоліків гідралічних пристроїв демпфування колівань є залежність зусилля опору від температури навколишнього середовища, що викликає зміною в'язкості робочої рідини [1-4]. Це обумовлює ускладнення експлуатації демпферів та потребує постійного підлаштування зусилля опору в процесі роботи при експлуатації демпфера в широкому діапазоні температур. Відомо, що за рахунок застосування керування рідин можна отримати стабільні робочі характеристики демпфера та забезпечити змінні режими демпфування та навантаження [3]. Тому запропоновано модернізувати існуючий гідралічний демпфер за рахунок застосування в його складі магнітореологічного каналу з феромагнітною рідиною, що значно покращить роботу характеристики та максимально відтворить реальність ходи людини [1-2].

Основні характеристики магнітореологічної рідини є залежність напруги плинності від напруженості прикладеного магнітного поля і напруги зсуву від градієнта швидкості для неактивної рідини. Використовуючи дані залежності, можна розрахувати необхідні геометричні параметри пристроїв, їх каналів і підібрати джерела магнітного поля. З залежності напруження плинності від напруженості магнітного поля (рис.1, а) видно, що в магнітних рідинах спостерігається ефект насичення, так після деякого значення величини прикладеного магнітного поля напруження плинності залишається практично постійним і подальше зростання магнітного поля істотно не впливає на реологічні характеристики рідини [5].

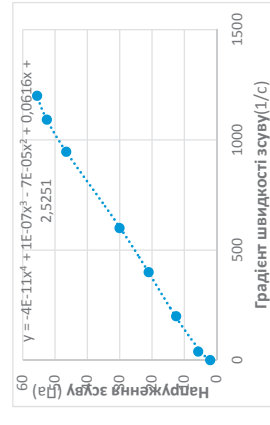
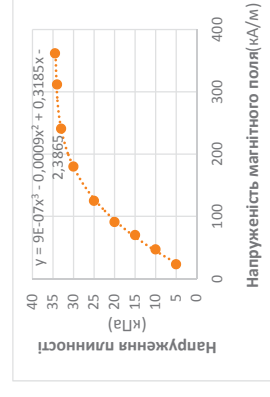


Рис.1- Характеристики МР рідин (рідина LORD MRF-122EG):  
а) Напруження плинності напруга магнітного поля; б) Напруження зсуву як функція градієнта швидкості зсуву, без прикладеного магнітного поля при  $t = 40^{\circ}\text{C}$

Метою проведеної роботи є перевірка можливості керування характеристиками рідині за рахунок магнітного поля та розробка дослідного зразка демпфера протезу суглоба на основі феромагнітної рідини.

Рационально керувати зусиллям опору демпфера за рахунок використання ФМР (наприклад типу FerroFluid з розміром часток 0,00001 мм). Таким чином в'язкість ФМР можна змінювати в десятки разів з часом реагування не більше 40 мс. Характерні режими роботи феромагнітної рідини: клапанний режим, режим зсуву, режим стиснення. Наприклад при застосуванні схеми феромагнітного демпфера з використанням постійних магнітів величина магнітного поля визначається переміщенням магніту щодо каналу з магнітного рідиною (рис.2). Перевагою такого способу управління є енергонезалежність демпфера.

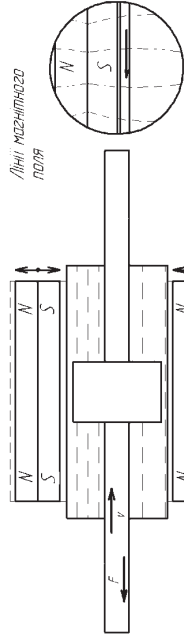


Рис.2-Схема демпфера з використанням феромагнітної рідини та постійних магнітів

Головним показником всіх амортизаторних рідин, від якого значно залежить зусилля опору демпферів, є коефіцієнт кінематичної в'язкості [2]:

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{dP_T}{ds} \cdot \frac{du}{dz} \cdot \rho \quad (1)$$

де  $\mu$  -динамічний коефіцієнт в'язкості;  $\rho$  - щільність,  $dP_T$  - елементарна величина сили в'язкого тертя, Н;  $ds$  - площа дотику шарів в частині рідини, мм<sup>2</sup>;  $\frac{du}{dz}$  - модуль градієнта швидкості;  $\frac{du}{dz}$ -різниця швидкостей на зсувних площинах рідини;  $dz$  - відстань між площинами.

На наступному кроці було визначено рациональну величину дії прикладеного магнітного поля шляхом визначення максимальної реакції рідини на магнітне поле від зазору магніту (рис.3). При приближенні магнітного поля в міру зменшення зазору до ФМР зростає магнітне поле, що викликає активацію «зтушення» магнітореологічної рідини.



Рис.3-Реакція ФМР на магнітне поле від зазору магніту: а- зазор магнітного поля 14 мм; б- зазор магнітного поля 10 мм; в- зазор магнітного поля 6 мм.

Таким чином в'язкість ФМР можна змінювати майже миттєво та в десятки разів. Для отримання на основі феромагнітної рідини демпфера із заданими характеристиками -

максимальне зусилля опору 900 Н і максимальна швидкість поршня 0,3 м/с, розраховані геометричні розміри дрроселя, з використанням залежностей [6-7]. Попереднє дослідження працездатності демпфера було проведено шляхом навантаження штока масою, величиною 2 кг, та порівнянням часу переміщення поршня демпфера в кінцеве положення під дією сили тяжіння, без прикладання до демпфера зовнішнього магнітного поля та з прикладеним магнітним полем, яке створювалось неодимовими магнітами, з магнітною енергією 80 кДж/м<sup>3</sup>.

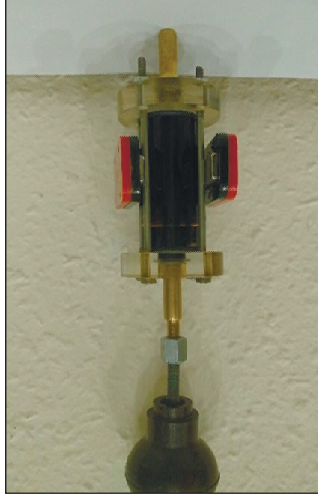


Рис.4-Фото дослідного зразка демпфера з використанням феромагнітної рідини та постійних магнітів

Зміна часу переміщення складає близько 33% за наявності магнітного поля.

Розглянута можливість використання магнітореологічної рідини як робочого середовища в гідравлічному демпфері. Запропоновано конструкцію демпфера, і виконаний розрахунок розмірів каналу магнітореологічного дрроселя.

Таким чином проведена перевірка показала можливість та ефективність керування зусиллям демпфера за рахунок зміни величини прикладеного магнітного поля.

Список літератури:

1. Шульман З.П. Магнітореологічний ефект. /З.П. Шульман, В.И. Кордонский. – Под. ред. академіка АНБСР Р.И. Солоухина. – Мн.: Наука и техника, 1982. – 184 с.
2. Дербаровичер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобиля. - М.: Машиностроение, 1986. –216 с.
3. Михайлов В.П., Степанов Г.В., Базиленьков А.М. и др. Магнитореологические устройства активной виброзащиты и позиционирования для нанотехнологического оборудования // Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана, серия "Триборостроение", специальный выпуск "Наноинженерия", - 2010, - С.138-148.
4. Vibration control of a beam using linear magnetostrictive actuators / Seok-Jun Moon, Chae-Wook Lim, Byung-Hyun Kim, Young-Jim Park. – Smart Structures and Materials 2005: Damping and Isolation. – Proceedings of SPIE Vol. 5760 (SPIE, Bellingham, WA, 2005).
5. DS7015\_MRF-132DGMRFFluid [WWW document]. URL http://www.lord.com/sites/default/files/Documents/TechnicalDataSheet/DS7015\_MRF-132DGMRFFluid.pdf (2 травня 2011).
6. І.В. Ночиченко, До питання побудови демпфера протезу ноги на основі магнітореологічної рідини Д.В. Костюк, І.В. Ночиченко // Міжнародно науково-технічна конференція «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» - м.Вінниця, 2016.- С. 58 – 60.
7. І.В. Ночиченко, Експериментальне дослідження магнітореологічного дрроселя І.В. Ночиченко, О.С. Галещкий // XV міжнародної науково-технічної конференції. Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта м. Київ, 2014.- С. 30 – 32.

УДК 629.027

Семінська Н.В., к.т.н., доц.  
Волосяжир Р.В.,  
КПІ ім. Ігоря Сікорського

### КОМПЛЕКС ЗАХОДІВ ПО МОДЕРНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

В сучасному аграрному виробництві спостерігається тенденція економічних пріоритетів. Основною метою при розробці нових і удосконаленні існуючих машин є зменшення витрат на їх розробку і виготовлення, підвищення технічного рівня та конкурентоспроможності на внутрішньому і зовнішніх ринках, зменшення шкідливої дії на навколишнє середовище, створення безпечних і комфортних умов їх експлуатації. В останні роки на ринок сільськогосподарської техніки фірми-виробники пропонують різні варіанти комплектації тракторів — від простих і дешевих до компютеризованих дорогих. Якщо раніше за базову модель пропонувались трактори найбільш складної комплектації, то в останні роки ставку роблять на відносно прості конструкції, що доступні широкому колу споживачів. Модернізація сільськогосподарської техніки — це необхідність, обумовлена конкурентними умовами виробництва агропродукції.

У своїх дослідженнях нами було запропоновано комплекс заходів по модернізації сільськогосподарської техніки на базі трактору Білорусь МТЗ-82, який широко використовується при виконанні сільськогосподарських робіт на полях нашої країни. Проведена діагностика цього трактору довела, що існують певні недоліки, уникнення яких можливо провести при незначних витратах.

До цих недоліків можна віднести не досконалість гідравлічної схеми; не достатність запобіжної та сигналізуючої апаратури; не зручне керування для користувача.

- проведена модернізація гідравлічної системи трактора Білорусь МТЗ-82 для здійснення полегшення процесу керування, за рахунок заміни ручного керування розподільників на електромагнітне,
- проведено заміну гідророзподільника з ручним керуванням для прислужувальних додаткових гідромашин до гідравлічної системи. Здійснено перевірку на працездатність цієї системи за допомогою складеної програми для контролеру на електроннеавтоматичному навчальному стенду фірми FESTO.
- створена система контролю занурення в ґрунт на різну глибину вихідної ланки трактору та розроблено програмне забезпечення для контролю.
- для забезпечення зручності та надійності керування силового гідроциліндру гідравлічної системи кнопки керування трактора встановлені зовні
- модернізовані елементи гідравлічної системи, а саме конструкція та функціональність зливного фільтру та гідродвигуну.

Все це дає можливість стверджувати про можливість при мінімальних затратах значно підвищити технічний рівень данного трактору та зробити його більш конкурентоспроможним на внутрішньому і зовнішніх ринках.

УДК 532.54.013.2

Яхно<sup>1</sup> О.М., д.т.н., проф., Гнатів<sup>2</sup> Р.М., д.т.н., доц., Гнатів<sup>2</sup> І.Р., магістрант  
1- КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна  
2- НУ «Львівська політехніка», м. Львів, Україна

### ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДІВ ІНТЕГРУВАННЯ РІВНЯНЬ НЕУСТАЛЕНОГО РУХУ РІДИНИ В ЦИЛІНДРИЧНИХ ТРУБАХ

Розв'язок нестационарних задач течії рідини в трубах та визначення розподілу швидкостей в перерізах труби представляє навіть на базі спрощених диференціальних рівняння значні математичні складності [1]. Класичний метод розділення змінних в даному випадку неприйнятний, а при застосуванні операційного методу виникають складності в отриманні оригіналу розв'язку. В роботі для розв'язку нестационарних задач використано варіаційний метод Канторовича, за допомогою якого інтегрування системи диференціальних рівнянь для функцій трьох змінних приводиться до інтегрування системи диференціальних диференціальних рівнянь для функцій двох змінних[2].

Розглянуто нестационарну задачу осесиметричного руху стисливої рідини в круглих трубах, що призводить до розв'язку диференціальних рівнянь

$$\rho \frac{\partial v_z}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} \right), \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial r} = 0,$$

$$\rho c^2 \left( \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r} v_r \right) + \frac{\partial p}{\partial t} = 0, \quad (2)$$

за наступних початкових і граничних умов

$$v_z = 0, p = 0 \text{ при } t = 0;$$

$$p = p^* \text{ при } z = 0, \quad (3)$$

$$p = p^{**} \text{ при } z = L;$$

$$v_z = 0, v_r = 0 \text{ при } r = d. \quad (4)$$

Де  $v_z, v_r$  — поздовжні та радіальні складові швидкості;  $p$  - тиск;  $\rho$  - густина рідини;  $\mu$  - коефіцієнт в'язкості;  $c$  - швидкість звуку в рідині;  $t$  - час;  $L$  - довжина труби.

Отримано розв'язок цієї нескінченної системи диференціальних рівнянь в частинних похідних ітераційним методом, який на кожному етапі ітерації вимагає інтегрування нескінченної незв'язаної системи рівнянь. Вказується ітераційний процес, за якого остання система відповідає моделі плоскопаралельної течії розв'язку задачі.

За допомогою операційного методу наведено розв'язок в першому наближенні ітераційного процесу задачі про нестационарну осесиметричну течію рідини за одного випадку простої зміни в часі тиску на кінцях труби. Визначаються компоненти швидкості руху рідини як в осьовому, так і в радіальному напрямках.

#### Список літератури

1. Бондаренко Ю.А. Математические модели и численные методы для решения задач нестационарной газовой динамики / Ю.А. Бондаренко, В.В. Башуров, Ю.В. Янликлин // Обзор зарубежной литературы. — М.: 2003. - (Препринт/РФЯЦ ВНИИЭФ, №88-2003).
2. Гнатів Р.М. Розв'язок задачі про неусталений рух рідини прямим методом Канторовича за допомогою дисипативної моделі/ Р.М. Гнатів// Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Теорія і практика будівництва – Львів: НУ ЛПІ.- 2012.- № 737.- С. 55-58.

УДК 621.22

**Зілінський А.І. асистент, Лутовський О.Ф. д-т.н., проф., Гришко І.А. к.т.н., доц., Пацьола Б.В., асп., Змочень А.О. маг.**  
 КПШ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ УЛЬТРАЗВУКОВОЇ КАВІТАЦІЇ В ПРОТОЧНИЙ ГІДРОСИСТЕМІ**

Ультразвукова кавітаційна обробка в рідких середовищах широко застосовується в різних галузях промисловості в технологічних процесах, пов'язаних з перемішуванням, отриманням прямих і зворотних емульсій, ультразвуковим очищенням виробів від жирів і механічних забруднень, лакових і полімерних плівок, окалини і продуктів корозії.

Ефективність кавітаційних процесів залежить від інтенсивності протікання процесу ультразвукової кавітації на яку, як відомо, впливають багато факторів, серед яких акустичний тиск, статичний тиск, температура робочої рідини та її реологічні характеристики, кількість розчиненого у рідині газу і т.д. Під час протікання процесу ультразвукової кавітації у замкненій не проточній системі за короткий проміжок часу швидко зменшується кількість зародків кавітації і інтенсивність кавітаційного впливу різко знижується [1-3]. Для вирішення проблеми газонасичення робочої рідини було розроблено схему експериментального стенду з проточною робочою камерою (Рис. 1), під час роботи якої в камеру постійно подається нова робоча рідина.

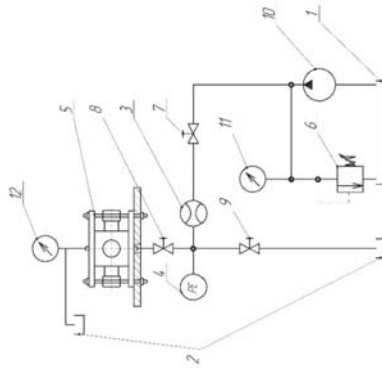


Рис. 1 Схема експериментального стенду з проточною кавітаційною камерою. 1 – бак для забору робочої рідини, 2 – бак для зливу робочої рідини, 3 – витратомір, 4 – електронний датчик тиску, 5 – ультразвуковий кавітатор, 6 – клапан тиску, 7-9 – крани, 10 – насос, 11,12 – манометри.

**Опис роботи стенду.** Всередину камери ультразвукового кавітатора 5 вздовж його вертикальної осі на спеціальне кріплення встановлюється металевий тестовий зразок □3 мм, який буде піддаватися ультразвуковій кавітаційній обробці. Перекривається кран 8 і відкриваються крани 7 та 9, вмикається насос 10, який проводить забір робочої рідини (у нашому випадку вода) з баку 1, для тарування витратоміра 3 і датчика тиску 4. Після тарування відкривається кран 8 і закривається кран 9 для заповнення робочої камери кавітатора 5, робоча рідина поступово заповнює камеру і прямує до баку зливу

відпрацьованої робочої рідини 2. Манометр 12 відслідковує тиск на виході із кавітаційної камери. Блок підготовки робочої рідини обладнано клапаном тиску 6 який виступає у ролі запобіжного клапана у випадку виникнення несправностей на напірній магістралі системи та манометром 11 налаштовується тиск в кавітаційній камері.

На нашу думку, дана установка спроектована таким чином, що зможе підтримувати постійну подачу «свіжої» робочої рідини в камеру ультразвукового опромінення, що підвищить інтенсивність впливу ультразвукової кавітації на оброблюваний зразок.

**Список використаних джерел**

1. Сироток М.Г. Виванне температури і газосодержання жидкости на кавитационные процессы. М.Г. Сироток Акустический журнал, 1966, т.12, вып.1, 87-92.
2. Сироток М.Г. Протекание процессов ультразвуковой кавитации при повышенных гидростатических давлениях. М.Г. Сироток Акустический журнал, 1966, т.12, вып.2, 231-238.
3. Тампразев А.К. Кинетическая теория материи. М. Учпедгиз, 3-е изд. 1956, стр. 48.

**УДК623.451:519.6**

**Коваль О.Д. к.т.н., доц., Козерацький М.С. асп., Мазуркевич К.Ф. студ.**  
 КПШ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

**ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ УЛЬТРАЗВУКОВОГО РОЗПИЛЕННЯ ПОВЕРХНЕВО АКТИВНИХ РІДИН**

Розпилення рідини в тонкому шарі відбувається за рахунок введення ультразвукових коливань в тонкий шар рідини, що призводить до виникнення, так званого, кавітаційно-хвильового механізму розпилення за допомогою спеціальних ультразвукових диспергаторів. Розглянемо декілька розрахункових формул.

$$A_{11} = \frac{\delta_{\lambda_k}^2}{2\pi^2 f}, \lambda_k = 3 \sqrt{\frac{8\pi\sigma}{\rho f^2}}$$

$$\delta = 2 \frac{\eta}{\rho} \left( \frac{2\pi}{\lambda_k} \right)^2, \text{ або } \delta = \delta_0 \left( 1 + \kappa_1 \frac{a^2}{\lambda_k^2} \right),$$

де,  $A_{11}$  – граничне значення амплітуди коливань віброуючої поверхні диспергатора,  $\delta$  – декремент загукання,  $\lambda_k$  – довжина капілярних хвиль,  $f$  – частота ультразвукових коливань,  $\kappa_1$  – коефіцієнт, який залежить від частоти, температури і реологічних властивостей рідини, що знаходиться на віброуючій поверхні диспергатора,  $\eta$  – в'язкість рідини,  $\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу рідини;  $\rho$  – густина рідини.

В.М.Хмельовим запропоновано математичну модель низькочастотного кавітаційного розпилення в язках рідин в якій використовуються ентальпія рідини  $H$ :

$$H = \frac{\pi}{n-1} \frac{(P_0 + B)^{\frac{1}{n}}}{P_0} \left[ \left( P_0 - \rho_0 \omega^2 A h \sin(\omega t) + B \right)^{\frac{n-1}{n}} - \left( P_0 - \frac{R_0}{R} \right)^{\frac{3n}{n}} - \frac{2\sigma}{R} - 4\mu \frac{\partial R}{\partial t} + P_n + B \right]^{\frac{n-1}{n}}$$

У деякі розрахункові формули входить в'язкість рідини, густина та коефіцієнт поверхневого натягу, але нажаль в літературних джерелах недостатньо інформації про вплив в'язкості на процес розпилення, дисперсність або продуктивність.

Попередні експерименти [1] дозволили зробити припущення, що «в'язкість розпилення»  $\mu \approx 0,005 \text{ Па} \cdot \text{с}$  можна вважати особливістю обраного для досліджень диспергатора. Досягти такого значення в'язкості можна було або розчиненням, або нагріванням рідин. В роботах [1,2] в якості модельних рідин використовувались оливи різного призначення. Майже всі вони за реологічними властивостями були ньютонівськими рідинами.

В роботі [3] запропоновано кавітаційно-хвильову гіпотезу акустичного розпилення рідини. Коли поверхня диспергатора вібрає, але енергії, що вводиться в шар рідини, недостатньо для розриву рідини, енергія при цьому витрачається на подолання в'язкого тертя в рідині. Нами було експериментально підтверджено наявність моменту початку процесу хвильового розпилення при поступовому збільшенні ультразвукової енергії (рис. 1), коли з гребеня хвилі, яка втрачає стійкість, зривається крапля аерозолу і починається процес, так званого хвильового розпилення з утворенням близького до монодисперсного аерозолу.

Для експериментальних досліджень використовувались миючі засоби, які за результатами наших експериментів, виявились ньютонівськими рідинами. На рис.2, в якості прикладу наведені реологічні криві, які були отримані для миючого засобу «Faigu» Лимон. В'язкість таких рідин зменшується з ростом швидкості деформації. Коефіцієнт динамічної в'язкості миючого засобу «Faigu» Лимон змінювався в діапазоні 3,55 ... 0,14 Па·с. Для 90% розчину 1,83 ... 0,12 Па·с (рис.3).



Рис.1- Кавітаційно- хвильове ультразвукове розпилення миючого засобу «Gala»

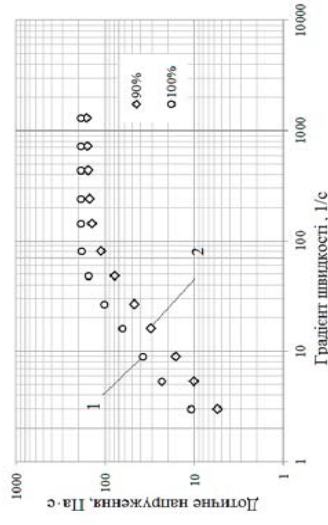


Рис.2 - Реологічні криві миючого засобу «Faigu» Лимон: 1- концентрація 100%; 2 - волинй розчин з концентрацією «Faigu» 90%

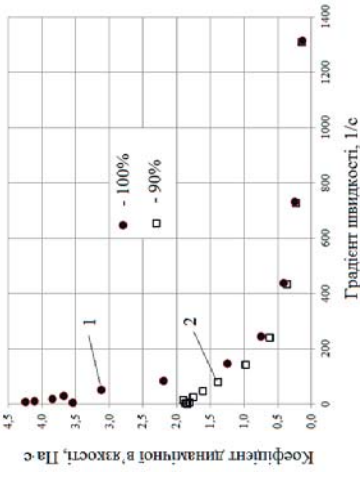


Рис.3 – Залежність в'язкості від градієнту швидкості для «Faigu» Лимон: 1- концентрація 100%; 2 - волинй розчин з концентрацією «Faigu» 90%

В табл.1, в якості прикладу, наведені результати розпилення деяких миючих засобів, які у своєму складі мають ПАР.

Таблиця 1.

Назва рідини, її склад та результат експерименту

№	Назва	Склад	Концентрація	Результат досліджу
1.	Засіб для миття посуду («Faigu» Лимон)	Вода; 5-15%- Аніонні ПАР; 5%- Неіонні ПАР; Хлорид натрію; Гліцерин; Нітрат срібла; Лимонна кислота; Гідроксид натрію; Парфумерна композиція; Консервант бензізоіазолінон;	100%	Розпилення не відбулось
			90%	Розпилення при виборі частоти

	Консервант метілізіотіазолінон	50%	Розпилення
2.	Засіб для миття посуду («Gala» посуд лимон)	100%	Розпилення
3.	Засіб для миття посуду («Розумний вибір» з ароматом грейпфруту)	90%	Розпилення
		100%	
		80%	
4.	Засіб для миття посуду «Чистюля»	50%	Розпилення при виборі частоти
		100%	
		80%	Розпилення
		50%	

Такі рідини були обрані в якості модельних, тому що у наявних формулах для розрахунку параметрів ультразвукового розпилення наявні коефіцієнти поверхневого натягу та в'язкість рідини, яку розпилюють. Було зроблено припущення, що наявний розпилювач спроможний розпилювати рідини, в'язкість яких менша за 0,005 Па с.

Як показали реологічні дослідження (рис.2), засіб для миття посуду «Fairy» (Лимон) є псевдопластичною рідиною ( $n < 1$ ), в'язкість якої зменшується при значному збільшенні градієнту швидкості. При збільшенні швидкості деформації зменшується коефіцієнт в'язкості, що приводить до зменшення дотичних напружень і до розриву рідини. На нашу думку, саме ньютонівські властивості можуть стати визначальними при розпиленні рідин подібних до вищезазначених.

#### Список використаних джерел

1. Коваль О.Д., Бойко Ю.О. /Вивчення впливу властивостей рідини з метою вибору раціональних режимів їх ультразвукового розпилення/Міжнародна науково-технічна конференція "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці", Київ, 26 - 29 травня 2015 р.: Матеріали конференції -Київ: 2015. - С.66.
2. Коваль О.Д., Козерацький М.С., Мазуркевич К.О./ Вивчення впливу реологічних властивостей рідин з метою вибору раціональних режимів їх ультразвукового розпилення/ Міжнародна науково-технічна конференція "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці", Київ, 24 - 27 травня 2016 р.: Матеріали конференції -Київ: 2016. - С.76-79.
3. Богуславський Ю.Я. О физическом механизме распыления жидкостей акустическими колебаниями / Ю. Богуславский, О. Жданюк // Акуст. ж. – Москва, 1969. Вып. 15. – С.1 – 17.

УДК 614.8 62-175

Стась С. В., к. т. н., доцент  
Черкаський інститут пожежної безпеки імені Героїв Чорнобиля НУЦЗ України, Черкаси,  
Україна

### РОЗРОБКА КОМПАКТНОГО ГЕНЕРАТОРА ПІНИ СЕРЕДНЬОЇ КРАТНОСТІ ДЛЯ ГАСІННЯ ПОЖЕЖ В УМОВАХ ОБМЕЖЕНОГО ПРОСТОРУ

Питання організації ліквідації надзвичайних ситуацій загалом та гасіння пожеж зокрема значною мірою опираються на застосування сучасних технічних засобів, що надають можливість виконати у найпростіший спосіб та найкоротший термін ряд складних задач. Серед останніх є доставка протипожежних засобів чи аварійно-ригувального обладнання безпосередньо до місця надзвичайної ситуації. Особливості застосування ланок газодимозахищеної служби під час виконання розвідки у підвалах, на схованих клітинах будівель тощо не передбачають наявності у них спеціальних засобів, що давали б змогу використовувати пристрої генерування піни одразу після виявлення такої потреби. Фактично, може виникнути ситуація, коли постане необхідність для ланки повертатися від місця надзвичайної ситуації до місця, де знаходиться генератор піни, оскільки розміри засобів генерування піни не дають змогу включити їх до базового комплектування ланки.

У основу роботи поставлено завдання створення компактного генератора піни середньої кратності, що повинен мати тактико-технічні характеристики не гірші ніж у подібних пристроїв, співставних за розмірами у робочому стані. Для проведення порівняльної оцінки характеристик розроблюваного пристрою може бути обраний типовий піногенератор ППС-200.

У Черкаському інституті пожежної безпеки імені Героїв Чорнобиля Національного університету цивільного захисту України упродовж останніх років під керівництвом к. т. н. Мирошника О. М. було розроблено декілька варіантів піногенераторів «Академія», для яких основною відмінністю від існуючих стала їх компактність. За результатами теоретичних розрахунків були створені та випробувані дослідні зразки (рис. 1, а, б), частина із яких дала змогу підтвердити висуnutí припущення щодо можливості внесення змін до конструкції піногенераторів, найбільш застосовуваних у практиці пожежогашіння.

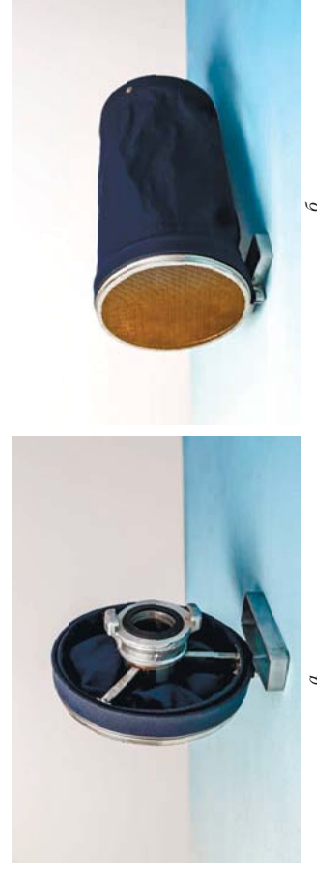


Рис. 1 - Піногенератор «Академія-1к» у складеному (а) та розкладеному (б) стані

З метою перевірки існуючих теоретичних положень в області формування піни, а також для підвищення точності вимірів основних досліджуваних параметрів розроблюваного пристрою був застосований раніше розроблений у Черкаському інституті пожежної безпеки імені Героїв Чорнобиля стенд дослідження водяних струменів.

Під час проведення експериментів особлива увага зверталася на дослідження питань, пов'язаних із жорсткістю корпусу розроблюваного пристрою у розкладеному стані (рисунки 1, б) та впливу типу матеріалу стінки піногенератора та його конусності на параметри отриманої піни. Для серії проведених експериментів не було виявлено суттєвої відмінності параметрів піни, що були генеровані пристроями ГПС-200 та «Академія-1к».

Таблиця 1  
Порівняльна таблиця характеристик піногенераторів ГПС-200 та «Академія-1к»

Показник	ГПС-200	«Академія-1к»
Витрати піни, л/с	200	200
Витрати 6% розчинну піноутворювача, л/с	2,0	2,0
Тиск перед приладом, МПа	0,6	0,6
Дальність подачі піни, м, не менше	10	не визначалася
Висота подачі піни, м, не менше	3	не визначалася
Кратність піни	70...130	80...90
Габаритні розміри, у розкладеному стані, мм		
довжина	485,	485,
діаметр	Ø 230	Ø 230
Габаритні розміри у складеному стані, мм		
довжина	не існує	152,
діаметр		Ø 230
Маса, кг, не більше	2,40	1,68

Отримані таблиці залежностей параметрів піни від початкових умов, якими у даному випадку були тиск на виході рукавної лінії (0,4-0,6 МПа) та витрати розчину піноутворювача (1,8 л/с), зроблені припущення про якісні закономірності процесу піногенерування.

У таблиці надана порівняльна оцінка характеристик типового піногенератора та розроблюваного пристрою.

Проведені експерименти із використанням стенда генерування водяних струменів дали змогу стверджувати про перспективність застосування розроблюваних компактних генераторів піни середньої кратності. Разом із тим, слід визнати необхідність подальшого удосконалення пропонуваніх конструкцій піногенераторів. Серед перспективних варіантів, що досліджуються ніні у Черкаському інституті пожежної безпеки імені Героїв Чорнобиля, слід назвати моделі із застосуванням кілець та/або пружин, що забезпечують мідність їх корпусу у робочому стані.

Для випадків, коли буде використовуватися більше одного генератора піни, заплановано провести зіставлення гідравлічних характеристик потоків в'язких і аномально-в'язких рідин в гідравлічних системах із транзитними витратами з подібними результатами за умови сталості витрати.

#### Список літератури

1. Шароварников, А. Ф. *Леннообразователи и пены для тушения пожаров*. Состав, свойства, применение / А. Ф. Шароварников, С. А. Шароварников. – М.: Пожнаука, 2005. – 335 с.
2. Корольченко, А. Я. *Пожаровывающая способность веществ и материалов и средства их тушения* / А. Я. Корольченко, Д. А. Корольченко, ч. 1. – М.: Пожнаука, 2004. – 714 с.

УДК 621.69.001

Пупков В.С., к.т.н., доцент  
ДонДУ, м.Лисичанськ, Україна

### ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ СТРУМЕНЕВИХ НАСОСІВ ПРИ КОЕФІЦІЕНТІ ПІДСМОКТУВАННЯ МЕНШИМ 0,05

Струменеві насоси відрізняються великою надійністю та простотою конструкції, але мають досить низький коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) що суттєво обмежує коло їх застосування [1]. Однак маючи дуже низьку собівартість струменеві насоси є досить розповсюдженими. При цьому основні зусилля розробників сконцентровано на покращенні к.к.д. [2].

Пристрої змішування є одним з найбільших напрямків використання струменевих насосів. Здебільшого це промислові пристрої, тому значна непліність робочої характеристики не є проблемою оскільки використовуються механізми регулювання.

Сьогодні набуває розповсюдження метод поліпшення якості водопровідної води за рахунок додавання у неї вітамінних або мінеральних добавок. Оскільки концентрації таких речовин не перевищують 2% то низький к.к.д. струменевих насосів не є перешкодою для їх використання. Стримуючим фактором є те що практично відсутні дослідження роботи струменевих насосів з коефіцієнтом підсмоктування (відношення розходу ежектусної рідини до розходу робочої рідини) меншим 0,1. Тому першим етапом було експериментальне підтвердження можливості роботи струменевих насосів для створення 1% розчину рідини. Був створений експериментальний зразок (рис. 1). Для регулювання ежекції використовувалися жиклери різного перетину. Випробування дали позитивний результат і показали що характеристика струменевого насосу є досить пологою в широкому діапазоні зміни розходу робочого потоку. Такий результат давав передумки що можна відмовитися від використання корегуючого пристрою при розробці приладу який поліпшує якість питної води.

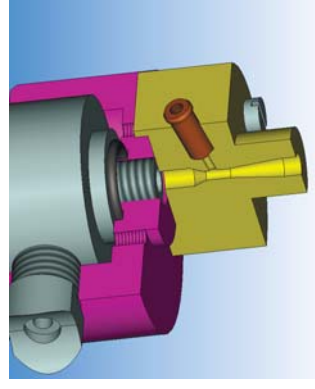


Рисунок 1 – Експериментальний зразок

Наступним кроком було дослідження проточної частини струменевого насосу задля отримання оптимальної геометрії. Був створений експериментальний стенд який дозволяв варіювати основні складові проточної частини струменевого насосу (рис. 2).

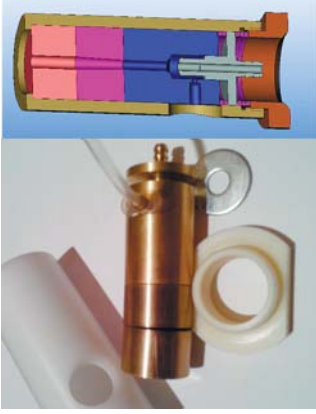


Рисунок 2 – Експериментальна модель

Виконані дослідження з різними типами жиклерів виявили досить кругу характеристику, яка істотно відрізнялася від попередніх дослідів (рис 3). Тому виникла потреба більш ретельного дослідження роботи струменевого насосу в режимі з малим коефіцієнтом підсмоктування.

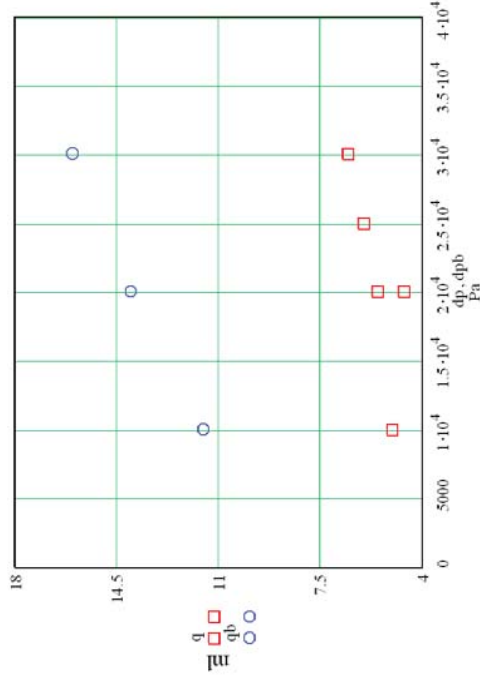
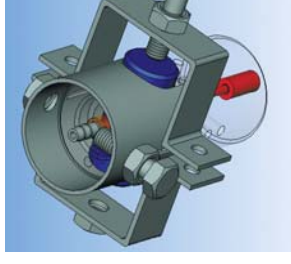


Рисунок 3 – Характеристика струменевого насосу

Грунтуючись на попередніх дослідях було прийнято рішення дослідити вплив об'єму камери змішування та вплив кута нахилу сопла. Була створена нова модель (рис. 4а) та розпочато експериментальні дослідження. За результатами попередніх випробувань отримано похибку робочу характеристику (рис. 4б).



а

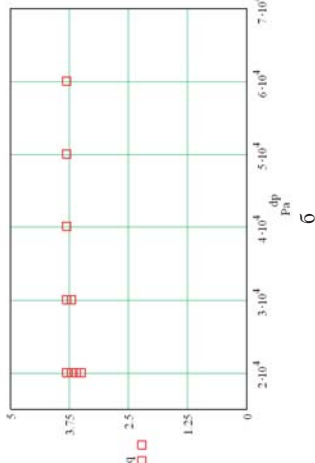


Рисунок 4 – Характеристика струменевого насосу

Попередньо можна стверджувати що такий результат пояснюється значним об'ємом камери змішування. Було помічено що ежектуюча рідина тече краплями. Отримані данні ще потребують додаткової перевірки.

**Список літератури**

1. Соколов Е. Я. *Струйные аппараты* / Е. Я. Соколов – М.: Энергониздат, 1989. – 352 с.
2. Кулак А. П. *Приближенный расчет струйных насосов* / Прикладна гіромеханіка // А. П. Кулак, А. Б. Шестозуб, В. П. Коробов, 2011. – №13. – С. 29–34.
3. Панченко В. П. *Применение метода осреднения параметров неравномерного потока для расчета газового эжектора с цилиндрической камерой смешения* / Изв. вузов. Авиационная техника // В. П. Панченко, Р. Р. Бибулатов, 2011. – №4. – С. 29–32.

**УДК 621.9.06.**

**Новік М. А. к.т.н., доц., Дідовець В. С. здобувач**  
 КПШ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

**РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОГО ЦИФРОВОГО ПРИВОДУ ОСЬОВОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ ШПИНДЕЛЯ СВЕРДЛИЛЬНОГО ВЕРСТАТА**

Розробці і дослідженню різноманітних типів пневматичних, гідравлічних, електричних та комбінованих багатопозиційних приводів з цифровим керуванням присвячено чимало наукових праць, в яких аналізуються як конструктивні особливості, так і їх статичні та динамічні характеристики [1, 2]. При цьому дослідження статичних та динамічних характеристик проводяться в основному для пневматичних, гідравлічних і комбінованих цифрових приводів без прив'язки до робочого органу. Останнім часом з'являється інформація про оснащення деяких вузлів метало- та деревообробних верстатів пневматичними та гідравлічними цифровими приводами. Такі приводи використовуються для повороту і фіксації революверних головок токарних і свердильних верстатів, для дискретного переміщення столів, супортів та інструментальних магазинів. Таке широке застосування цифрових приводів в якості виконавчих пристроїв верстатів обумовлено простотою конструкції, надійністю при роботі, високою точністю позиціонування вихідної ланки, простотою керування і т.ін.



На кафедрі конструювання верстатів та машин НТУУ «КПІ» розроблений і запатентований оригінальний привод подачі шпинделя свердильного верстата, який в автоматичному режимі забезпечує як величину осевого переміщення шпинделя (свердла), так і його подачу [3].

В запропонованій роботі розглянута і оптимізована математична модель розрахунку основних статичних та динамічних характеристик пневмогідравлічного цифрового приводу осевого переміщення шпинделя. Наведений приклад розрахунку основних параметрів семи розрядного пневмогідравлічного цифрового приводу осевого переміщення шпинделя вертикально-свердильного верстата.

#### Список літератури

1. *Новік М.А. Аналіз точності позиціонування цифрових приводів*/М.А. Новік// Вісник НТУУ «КПІ»; серія «Машинобудування» – 2008. – №54. – с. 124-131.
2. *Новік М.А. Порівняння статичних характеристик багатопозиційних приводів з цифровим керуванням*/М.А. Новік, В.С. Дюловць/Збірник наукових праць «Технологія і техніка друкарства». – 2012. – №1(35). – с. 142-149.
3. *Патент України №110916*. МПК (2016.01) B23B39/14. Привод подачі шпинделя свердильного верстата./Новік М.А., Дюловць В.С., Назаренко С.В.; Власник НТУУ «КПІ»; опубл.25.10.2016 – Бюл. №20.

#### УДК 629.78

Лагуткина Т.В., к.т.н

Днепропетровский национальный университет имени Олеся Гончара, г. Днепр, Украина

### МЕТОД БЫСТРОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТОВ ВРЕМЕНИ ПРОХОЖДЕНИЯ «ОСОБЕННЫХ» ТОЧЕК ТРАЕКТОРИЙ КВАЗИПЕРИОДИЧЕСКОГО ДВИЖЕНИЯ И ЕГО ПРИМЕНЕНИЕ ДЛЯ КОСМИЧЕСКИХ ЗАДАЧ

В настоящее время все более актуальны задачи анализа определения текущего положения в пространстве и анализа расположения друг относительно друга объектов, входящих в состав многоэлементных орбитальных группировок (в общем случае в составе этих группировок и космические аппараты различных спутниковых систем, и объекты космического мусора). К таким задачам можно отнести следующие: 1) прогноз опасных сближений орбитальных тел с точки зрения выявления ситуаций повышенного риска механических конфликтов (орбитальных столкновений); 2) прогноз эволюции конфигурации «компактной» группировки космических аппаратов с целью планирования действий по поддержанию ее стабильной; 3) планирование сеансов связи наземной станции с космическими аппаратами; 4) планирование сеансов наблюдения орбитальных объектов из наземной станции (или для сети наземных станций); 5) планирование сеансов наблюдения орбитальных объектов с космического аппарата (сети космических аппаратов); 6) управление переключением линий межспутниковой связи в задачах управления топологией спутниковой сети связи (в том числе, построенной на разновысотных орбитальных группировках); 7) управление нагрузкой спутниковой сети коммутации пакетов на основе алгоритма выбора пути наименьшей стоимости, в котором стоимости линий связи учитывают приближение космического аппарата к участку траектории в окрестности точки переключения линии связи с одного космического аппарата на другой (такое управление

обеспечивает «сглаживание» эффекта «торможения» нагрузки в окрестности узлов переключающих связи). Решение перечисленных задач предполагает анализ движения множества орбитальных объектов либо для определения интервалов времени, в течение которых расстояние между орбитальными объектами менее (или более) допустимой границы, либо для расчета интервалов времени расположения орбитальных объектов в заданной области пространства. Часто эта область пространства полагается находящейся с одной из сторон от заданной плоскости (в частности, от одной из перечисленных далее плоскостей: 1) плоскости мгновенного местного горизонта космического аппарата; 2) плоскости орбиты; 3) плоскости, бинаормальной к плоскости орбиты, 4) плоскости местного горизонта наземной станции).

В данной работе предложены методы быстрого моделирования движения и анализа относительного расположения элементов систем с квазипериодическим движением, используемые в этих задачах. Предложенные методы базируются на методе моделирования изменения положения момента времени прохождения «особенной» точки траектории (выделенной на основе заданного условия) на периоде обращения (в общем случае медленно изменяющемся). Метод определения моментов времени прохождения «особенной» точки на периоде предлагается представить на основе задачи анализа механической конфликтности орбитальных объектов, а далее – показать решение перечисленных выше задач с использованием этого метода. Также предложено обобщение, показывающее возможность применения метода не только для орбитальных группировок, но и для произвольных систем с квазипериодическими изменениями траекторий состояний составляющих их элементов в фазовом пространстве состояний.

Сформулируем основную проблему анализа относительного расположения орбитальных объектов, входящих в многоэлементную группировку орбитальных объектов. В частности, проблему анализа текущего расстояния между орбитальными объектами и выявления ситуаций сближения орбитальных объектов на расстоянии, опасное с точки зрения возникновения механических конфликтов. Движение орбитальных объектов происходит с достаточно высокими скоростями, опасное сближение может длиться несколько секунд или доли секунд. Выявление таких сближений на основе моделирования движения орбитальных объектов и анализа текущих расстояний между ними требует изменения времени с достаточно малым шагом, что существенно замедляет процесс расчетов даже для пары орбитальных объектов и становится существенной проблемой при анализе конфликтности многоэлементных орбитальных группировок. Решение этой проблемы предполагает развитие двух основных взаимодополняющих направлений. Первое направление – развитие методов моделирования движения и анализа текущих расстояний между орбитальными объектами с использованием достаточно точных моделей движения на основе применения мощных вычислительных средств и методов параллельных вычислений. Второе направление основывается на моделировании изменения траекторий орбитальных объектов и анализе их текущей геометрической формы (в частности, такой анализ позволяет выявить участки траекторий, расположенные на опасном расстоянии друг от друга с точки зрения возможных столкновений). Методы второго направления можно рассматривать как предварительные, «фильтрующие» из множества орбитальных тел пары объектов, для которых необходимо использовать методы первого направления. Большинство методов второго направления либо только реализуют «фильтрацию» на основе комплексного анализа различных значений орбитальных параметров объектов, либо позволяют определить наиболее близкие точки орбит и участки траекторий в их окрестности, находящиеся на опасном расстоянии друг от друга. Определение моментов времени прохождения точек наибольшего сближения орбит (в терминологии описываемого метода назовем эти точки «особенными») и интервалов времени прохождения опасных участков траекторий в этих методах либо не рассматривается, либо реализуется с использованием «фрагментарного» включения моделирования движения, что увеличивает затраты времени (хотя они существенно меньше,

чем в методах первого направления). В данной работе предложен метод, который включает в себя не только быстрый метод определения расположения особенных точек на траектории, но и быстрый метод определения моментов времени прохождения особенной точки траектории, учитывающий медленное изменение положения этой точки на траектории вследствие эволюции траектории (в данном случае вследствие эволюции орбиты). Метод быстрого определения прохождения особенной точки на периодах квазипериодического движения предполагает, что определяется как функция времени длительность интервала времени, которое необходимо затратить движущемуся элементу (орбитальному телу) на движение от некоторой заданной («опорной») точки на траектории до «особенной», которая в общем случае изменяет свое положение на траектории. С использованием линеаризации полученной функции на периоде движения определяется момент времени, в который орбитальное тело оказывается в особенной точке на периоде движения. Определив момент времени прохождения точки наибольшего сближения траекторий для каждого периода движения орбитального объекта, можно определить интервалы времени движения объектов на опасном расстоянии друг от друга, – интервалы времени в окрестности рассматриваемых особых точек (опасные интервалы времени).

Аналогичный подход используется при решении перечисленных выше задач. Использование предлагаемого метода позволяет снизить на несколько порядков затраты времени на расчеты по сравнению с методами, основанными на моделировании движения орбитальных объектов и анализе их текущего расположения. Дополнение быстрых методов анализа предложенным методом позволит сократить время расчета в несколько раз.

#### УДК 621.9.048.6

**Лутовський О.Ф., д.т.н., проф., Берник І.М., к.т.н., докторант, Новосад А.А.**  
КПШ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

### ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЕНТА ПОГЛИНАННЯ УЛЬТРАЗВУКОВИХ ХВИЛЬ В КАВІТУЮЧІЙ ОБЛАСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО СЕРЕДОВИЩА

При поширенні звуку в середовищі, утворені кавітацією бульбашки викликають значне згасання звукової енергії. Основні причини цього явища наступні: нагрівання бульбашки і відведення тепла до середовища при періодичних змінах її об'єму, які вона здійснює під дією звукової хвилі; розсіювання частини звукової енергії, обумовлене тим, що бульбашка під час коливання, є сферичним випромінювачем звуку; втрати енергії за рахунок утворення потоків рідини навколо бульбашки, що коливається.

Інтегральною оцінкою згасання звукової енергії в роботі прийнято коефіцієнт поглинання ультразвукових хвиль, для отримання аналітичної залежності якого використано рівняння [1], що описує поширення акустичного поля в технологічному середовищі з кавітаційними бульбашками, заповненими паром або газом. Після відповідного рішення рівняння та низки перетворень аналітична залежність для визначення коефіцієнта поглинання має вигляд:

$$\alpha = \frac{\omega}{c} \ln \frac{\rho c \bar{V}}{\bar{p}}, \quad (1)$$

де  $\rho$  – щільність середовища;  $p$  – миттєве значення тиску середовища;  $c$  – швидкість звуку в рідкій фазі;  $\bar{V}$  – миттєвий об'ємний вміст бульбашок.

Як випливає з формули (1) коефіцієнт поглинання залежить від основних параметрів акустичної дії та характеристик середовища.

### Секція 3. Прикладна гідроаеромеханіка і мехатроніка

Для вимірювання швидкості і коефіцієнта поглинання ультразвуку використано імпульсний метод, що полягає у визначенні часу проходження ультразвукової хвилі в дослідному середовищі [2].

При врахуванні втрат акустичної енергії, яке пов'язано із в'язкістю і теплопровідністю середовища, формула для визначення коефіцієнта поглинання ультразвуку  $\alpha$  [3]:

$$\alpha = (\alpha_\eta + \alpha_\kappa) f^2 = \frac{2\pi^2}{\rho c^3} \frac{4}{3} \eta + K \left( \frac{1}{C_v} - \frac{1}{C_p} \right) f^2, \quad (2)$$

де  $\alpha_\eta$  і  $\alpha_\kappa$  – коефіцієнти, які визначаються в'язкістю і теплопровідністю ріднини;  $\eta$  – коефіцієнт зсувної в'язкості;  $K$  – коефіцієнт теплопровідності;  $C_v$  і  $C_p$  – коефіцієнти питомої теплоємності;  $f$  – частота ультразвукових коливань.

Аналіз залежностей (1) та (2) засвідчує, що коефіцієнт поглинання за певних числових значень інтенсивності ультразвукової дії при утворенні, розвитку та заглобуванні бульбашок кавітаційної області, відповідає максимальній ефективності кавітаційного процесу.

Для вимірювання швидкості і коефіцієнта поглинання ультразвуку здійснені експериментальні дослідження на спроектованій та виготовленій установці. Методикою було передбачено визначати швидкість і коефіцієнт поглинання ультразвуку шляхом ресстрації часу проходження ультразвукової хвилі в середовищі, розміщеного в камері з фіксованою довжиною. За отриманими числовими значеннями параметрів були побудовані графіки для середовищ з різними коефіцієнтами в'язкості. Здійснено оцінку розбіжностей числових значень отриманих експериментальним та аналітичним шляхом. Виявлено, що коефіцієнт поглинання є мірою ефективності ультразвукової кавітації, тобто визначає відношення корисної енергії, створюваної у вигляді акустичних хвиль і необхідної для реалізації кавітаційного процесу енергії.

#### Список літератури

1. Берман Л. *Ультразвук и его применение в науке и технике* / Л. Берман; под ред. В.С. Григорьева, Л.Д. Розенберга. – Москва: Изд-во иностранной Литературы, 1957. – 726 с
2. Берник И. Н. *Анализ методов определения скорости распространения волн в кавитационной области ультразвукового поля* / И. Н. Берник, А. Ф. Луговой // Вестник НТУ «ХПИ», Серия: Новые решения в современных технологиях. – Харьков: НТУ «ХПИ», – 2016. – № 18 (1190). – С. 10-15. – doi:10.20998/2413-4295.2016.18.02.
3. Шутлов В. А. *Основы физики ультразвука*. / В. А. Шутлов – Л.: Машиностроение, 1988. – 288 с.

УДК 533.6.011.6

Хезил Садек, проф., Хогга Башир, к.т.н, доц.  
Национальный университет Батны, г. Батна, Алжир**ВЛИЯНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРА ( $\gamma$ ) НА ИЗМЕНЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ И РАСХОДА, ПРИ ЗАКРЫТИИ ЗАДВИЖКИ В КОНЦЕ САМОТЕЧНОГО ТРУБОПРОВОДА**

Целью данной работы является изучение изменения давления и расхода потока жидкости в любое время ( $t$ ), в горизонтальном трубопроводе, который соединен с резервуаром, имеющим постоянный уровень воды в процессе переходного потока, происходящего во время закрытия задвижки, расположенной в конце самотечного трубопровода.

Закрытие задвижки, осуществляется тремя способами: мгновенным, внезапным и постепенным, которыми выражаются в виде функции

$$\eta = \left(1 - \frac{t}{t_{\text{зак}}}\right)^{\gamma};$$

где  $\gamma$  - параметр, характеризующие изменение площади сечения ( $\omega$ ) задвижки; в расчетах принимают следующие значения ( $\gamma = 1.5; 1$  и  $0.7$ );

$\eta$  - степень закрытия задвижки, для начального времени ( $t = t_0 = 0 \Rightarrow \eta = 1$ ) и это означает, что задвижка полностью открыта; но для ( $t = t_{\text{зак}} \Rightarrow \eta = 0$ ), соответствует полному закрытию задвижки. В общем случае мы принимаем

$$\eta = \left(1 - \frac{t}{t_{\text{зак}}}\right)^{\gamma},$$

где  $t_0 + \varepsilon < t < t_{\text{зак}} - \varepsilon$ .

Переменные давления и расходы в точках ( $Q_t^A, H_t^A$ ), ( $Q_t^B, H_t^B$ ) и ( $Q_t^C, H_t^C$ ), соответственно с задвижкой, в резервуаре и в середине трубопровода, в любое время ( $t$ ) определялись двумя методами:

- графический метод Шнидера-Бержерона, переменные определялись в плоскости (Q, H) [1];  
- аналитический метод, метод характеристики, где переменные определялись в плоскости (x,t);

Разработана программа на языке: Fortran -7, для аналитического метода, метод характеристики.

В начале расчета для фиксированного значения ( $t_{\text{зак}} = 2\theta$ , где  $\theta = \frac{2L}{a}$ ); для трёх

значений ( $\gamma$ ), где:  
L- длина трубопровода (m);

a - скорость распространения волн в трубопроводе с водой ( $\frac{m}{c}$ );

в результате, самое подходящее значение параметра это  $\gamma = 1.5$  [2], для дальнейшего

расчета; для этого выбрано пять значений времени:

$\frac{1}{4}$   $\theta$  и  $\theta$  - внезапный;  $2\theta$  и  $3\theta$  - медленный;  $\frac{1}{32}$   $\theta$  - близко к мгновенным

По полученным результатам сделаем следующие выводы:

- чем больше времени закрыта задвижка, тем ниже давления в трёх исследуемых точках;

- для пятого случая  $t_{\text{зак}} = \frac{\theta}{32}$ , считается более теоретической, чем практический, т.е. дают

самые высокие и низкие давления.

**Список литературы**

- 1-Bergeron, Louis. Du coup de Belier en Hydraulique ou coup de foudre en electricité, Paris Dnond, 1949
- 2- Wylie et Victor L..Streeter. Fluid Transits 1983

УДК 538.4

Копылов С. В., к. т. н., Национальный авиационный университет  
Мамелов А. Н., аспирант КПИ им. Игрия Сикорского**ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО НАЧАЛЬНОГО УЧАСТКА В ДВУХСВЯЗНЫХ ОБЛАСТЯХ**

Исследованию течения вязких и аномально – вязких жидкостей на начальном участке труб и каналов посвящено достаточно много исследований [1], [2], [3]. В основном такие течения связаны с движением жидкостей в односвязных потоках (цилиндрическая труба разных поперечных сечений, местных сопротивлений и т.п.). В основном исследовались течения в каналах с постоянной и переменной по длине скоростью потока, стратифицированные потоки, пленочные течения, течения за местными сопротивлениями и т.п. Оценка влияния сил инерции от конвективного ускорения позволила как теоретически, так и экспериментально оценить длину гидродинамического начального участка и получить информацию о деформации поля скоростей на начальном участке под действием сил инерции от конвективного ускорения. Среди факторов, влияющих на эти параметры рассматривались условия входа потока в канал [1], теплообменные процессы [3] и условия в пристенной области. В большинстве случаев были сделаны выводы о длине начального участка как величины, пропорциональной числу Рейнольдса, т.е.

$$L_{\text{нз}} = \text{const} \cdot Re \cdot D \quad (1),$$

где  $Re$  – число Рейнольдса,  $D$  - диаметр канала.

Значения  $\text{const}$  чаще всего определялось экспериментально, так как эта величина зависит от условий движения жидкости в зоне воздействия на поток сил инерции. В связи с этим, у различных авторов данная константа измерялась в пределах 0,16 (по Шлихтингу), 0,11 (по Петухову и Коллинзу) и т.п. В соответствии с этой записью уравнений движения для начального участка и определяется перепад давления. При этом предполагается выполнение таких условий [1]: "основной молекулярный перекоп количества движения считается незначительным; скорость при входе в канал является функцией только поперечной координаты".

К сожалению, для случая двухсвязных областей (например, зазор между цилиндрическими поверхностями) исследования потока на начальном участке недостаточны. Это связано с особенностями потока течения. Так, например, используемые в этом случае уравнения движения не дают возможности определить степень асимметричности эпюры скоростей в зазоре. Например, для стабилизированного течения в этом случае обычно получают следующую зависимость [4]:

$$u_x(r) = \frac{1}{4\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \left( \frac{R^2 - r_1^2}{\ln \frac{R}{r_1}} \ln r + \frac{r_1^2 \ln R - R^2 \ln r_1}{\ln \frac{R}{r_1}} - r^2 \right) \quad (2)$$

Вместе с тем, эксперименты показывают, что для данного случая эпюра скоростей является асимметричной. Отличие гидродинамической оси от геометрической для начального участка является функцией продольной координаты. Максимальное значение отклонения наблюдается в конце начального участка. Проведенные нами экспериментальные исследования позволили определить численные значения данного отклонения. В опытах по измерению эпюры скоростей использовался метод, связанный с доплеровским эффектом [6]. На рис.1 в качестве примера приведена картина распределения скоростей в цилиндрическом щелевом зазоре при различных  $Re$ .

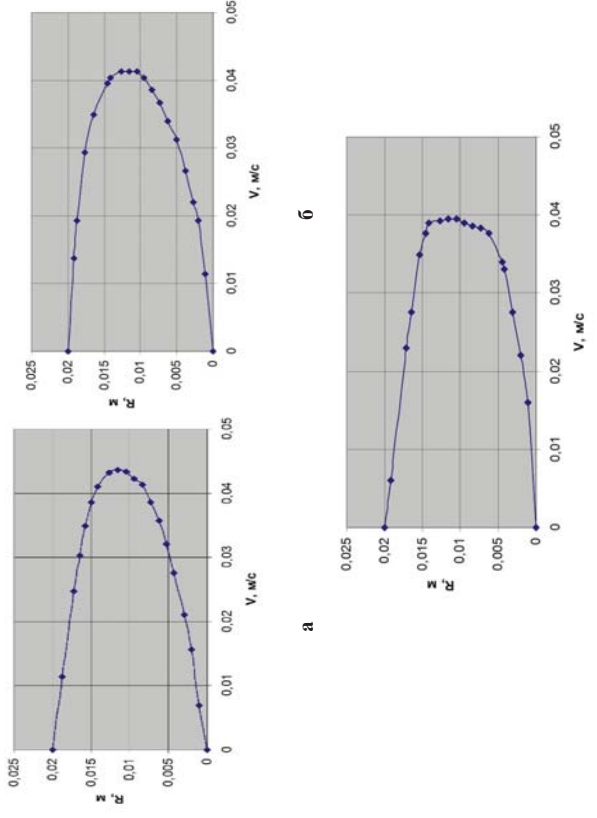


Рис. 1 – Деформація поля швидкостей в зазорі між коаксiальними цилiндрами при числi  $Re = 10^2$ , а:  $x = 0,06L$ ; б:  $x = 0,3L$ ,  $e: x = L$

Как видно из рисунка, отклонения геометрической оси от гидравлической на начальном участке происходит не сразу, а постепенно. Величина отклонения  $\delta r$  зависит от числа Рейнольдса и ширины щелевого зазора. Предварительные исследования течения неньютоновских жидкостей типа жидкости Освальда Де Вилля показали, что на величину  $\delta r$  влияют также и реологические свойства среды. Исследования показали, что среди факторов, влияющих на величину  $\delta r$ , следует отметить температурные и магнитные поля потока. Знание данных отклонений при переработке полимерных материалов важны при определении времени пребывания жидкости в зоне начального участка.

В заключение следует отметить, что в рассматриваемых случаях коэффициент пропорциональности в [1] составлял  $const = 0,02$ .

**Список литературы**

1. Яхно О. М., Матисага В. М., Кривошеев В. С. *Гидродинамический начальный участок*, Черновцы, "Зелена Буковина", 2004, 142 с.
2. Тарг С.М. *Основные задачи теории ламинарных течений*, М. Наука 1961, 370 с.
3. Петухов Б.С. *Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах*. Энергия, М, 1967, 411 с.
4. Тябин Н.В., Цетковский Е.М. *Течение неньютоновской жидкости на начальном участке цилиндрической трубы*, Труды Казанского химико-технологического института, Вып. 32, Казань, 1964 с. 189-195
5. Яхно О.М., Кривошево С. Г., и др., *Технология нанесения покрытий на поверхности*, изд. Техника, К., 1993, с.120
6. Korylov, S.V. *Experimental study of aircraft plastic pipes using modern laser technology* [Текст] / S.V. Korylov // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил. – Х.: ХУПС, 2015. - №3 (44). - С. 21-23.

**УДК 533.6.011.6**

**Турник В.М.**, к.т.н., доц., **Бондар М.В.**, бакалавр  
КПШ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

**ОСОБЛИВОСТІ ПОСТАНОВКИ ФІЗИЧНИХ ЕКСПЕРИМЕНТІВ В МЕЖАХ ВНУТРІШНЬОЇ ЗАДАЧІ АЕРОДИНАМІКИ**

Дослідження нових видів когерентних вихрових утворень на аеродинамічному стенді «Вихрова камера» за допомогою пневмометричної, термоанемометричної, лазерної та віброакустичної апаратури має передбачати ретельний аналіз фізичних передумов постановки експериментів. Важливо оцінити впливи вологості, стисливості, зміни температури повітря на аеродинамічні параметри течії, а також впливи швидкості руху на стисливість газу, а його закнутки — на ефект термотрансформації в газовому потоці.

1) Оцінка густини вологого повітря за формулою [1]

$$\rho_{вл} = \frac{p_{вл}}{RT} \left[ 1 - \frac{p_{нас}}{p_{вл}} \left( 1 - \frac{R}{R_n} \right) \right],$$

дає  $\rho_{вл} \approx 1,1814 \text{ кг/м}^3$ , що за типових фізичних умов проведення лабораторних експериментів не сильно відрізняється від параметрів  $\rho_{вл} \sim 750 \text{ мм рт. ст.}$ ,  $t \approx 20 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $T = 293 \text{ К}$ ),  $p_{нас} \sim 17 \text{ мм рт. ст.}$ , відносно вологості повітря  $x \approx 0,7$ . Для сухого повітря за

сих же умов маємо  $\rho \approx 1,1882 \text{ кг/м}^3$ . Відносна різниця становить  $\frac{\Delta\rho}{\rho} 100\% \approx 0,57\%$ , що не може істотно вплинути на результати обробки експериментальних даних. Навіть при гіпотетичних температурі потоку  $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $T = 273 + 50 = 323 \text{ К}$ ) та максимальній вологості повітря ( $x=1$ ) похибка від неврахування вологості у величині густини повітря має порядок 4,5%.

2) Оцінимо ізобарну стисливість газу, яка характеризується термічним коефіцієнтом об'ємного розширення

$$\alpha = \frac{1}{V_0} \cdot \left( \frac{\partial V}{\partial T} \right)_p, \text{ град}^{-1},$$

що за умов реальних газів за умов, близьких до нормальних, еквівалентно  $\rho_2/\rho_1 = T_1/T_2$ . Нехай у малоймовірному випадку протягом лабораторного дослідження температура зміниться від  $t_1 = 17^\circ\text{C}$  до  $t_2 = 20^\circ\text{C}$  при постійному значенні тиску. При нехтуванні впливом вологості повітря, на підставі закону Гей-Люссака відносна зміна густини повітря буде складати  $\Delta\rho/\rho_1 = 1 - (T_1/T_2) \approx 1\%$ , що набагато менше похибки вимірювань параметрів течії в експериментах. Проте, при тривалій роботі аеродинамічного стенда, потрібен контроль температури середовища не менше 3 – 4 разів при допустимій точності вимірювання не менше  $0,5^\circ\text{C}$ . У якості розрахункового значення температури слід брати середньарифметичну величину на основі даних усіх замірів.

3) Ізотермічна стисливість визначається відносною зміною об'єму (густини) повітря при зміні тиску при  $T = const$ . При зміні тиску повітря протягом експерименту з  $p_0 = 10^5 \text{ Па}$  на  $p = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , тобто з  $750 \text{ мм рт. ст.}$ , відносна зміна густини повітря на

підставі закону Бойля-Мариотта  $\Delta p / \rho_0 = \Delta p / \rho_0$  дає величину 1,3%. Таким чином, навіть така малоймовірна зміна атмосферного тиску протягом проведення певного дослідження не може істотно впливати на результати вимірювань та їх обробки.

4) Адабтація стисливості більш притаманна швидкоплинним процесам стиснення середовища, що не є типовим для задач, що досліджуються на аеродинамічному стенді. Все ж, надамо гіпотетичну оцінку стисливості при малих змінах стану повітря згідно з узагальненим законом Гука у кінцевих різницях

$$\Delta p \approx -E \Delta V / V = E \Delta p / \rho.$$

Припустимо, протягом аеродинамічного або газодинамічного експерименту при  $s \approx const$  атмосферний тиск змінюється з  $P_0 = 10^5 \text{ Па}$  на  $p = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . Тоді при  $E = kp$  відносна зміна густини згідно з  $\Delta p / \rho_0 = \Delta p / (kp_0)$  відповідає 0,9%.

5) Оцінимо вплив швидкості руху повітря на стисливість [3], що може бути причиною похибок при вимірюваннях параметрів течії пневмометричними трубками, термометром, лазерним доплерівським анемометром, а також при обчисленні тиску, густини і температури повітря за формулами для нестисливих рідин. За відсутності зовнішніх джерел тепла й об'ємного тепловиділення за рахунок хімічних реакцій та поглинання променистої енергії на підставі інтеграла Бернуллі для ізоентропійної стаціонарної течії газу при нехтуванні масовими силами маємо

$$\frac{P_0}{P_\infty} = \left( 1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_\infty^2 \right)^{k/(k-1)},$$

де  $P_0$ ,  $P_\infty$  – тиск “гальмування” (в точці, де  $v_0 = 0$ ) та тиск на вході до досліджуваної дільниці аеродинамічної установки;  $M_\infty$  – число Маха.

Для повітря при  $M_\infty \ll 1$  доданок  $M_\infty^2 (k-1)/2 \ll 1$ , тому цілком достатньо утримати перші 4 члени розкладу (5) в біноміальний ряд, який збігається дуже швидко. Після перетворень дістанемо  $P_0 = P_\infty + (1 + M_\infty^2/4 + \dots) \rho_\infty v_\infty^2/2$ . Порівнюючи отриманий вираз з формулою Бернуллі  $P_0 = P_\infty + \rho_\infty v_\infty^2/2$  для нестисливої рідини, робимо висновок: для течій газу при  $M_\infty^2/4 \ll 1$  його можна вважати нестисливим.

Розкладаючи в біноміальний ряд формулу для відповідних густин  $\rho_0 = \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_\infty^2 \right)^{1/(k-1)}$ , маємо  $\rho_0 = \rho_\infty (1 + M_\infty^2/2 - kM_\infty^4/8 + \dots)$ . Для повітря при  $M_\infty < 0,2$  відносна зміна густини становить  $(\rho_0 - \rho_\infty) / \rho_\infty \approx M_\infty^2/2 < 0,02$ , тобто за таких і менших швидкостей потоків повітря можна вважати нестисливим з похибкою менше 2%, що цілком припустимо при аеродинамічних дослідках.

6) В задачах про струмені або про турбулентні сліди за тілом теорія Л. Прандтля переносу кількості руху призводить до збігу відносних профілів температури  $T$  та швидкості  $\bar{v}$  для потоків при подібності відповідних крайових умов [4]. Формально цей результат відповідає значенню турбулентного числа Прандтля  $Pr_t = 1$ . Це означає, що

температура гальмування  $T_0 = T + v^2 / (2c_p) = const$  за відсутністю інтегрального теплообміну між потоком і оточуючим середовищем за умови локального збереження енергії у кожній точці поля течії. Тобто, будь-яке місцеве прискорення газу має супроводжуватися еквівалентним зниженням термодинамічної температури, а гальмування потоку — її зростанням. Однак, практично у жодному випадку вільного руху газових потоків не спостерігається подібність профілів  $T$  і  $\bar{v}$ . В реальних турбулентних газових потоках завжди  $Pr_t < 1$ : тепловіддача здійснюється швидше, ніж перенос кількості руху, обумовлений турбулентною в'язкістю. Наслідком цього незбігу є більш згладжене поле температури порівняно з розрахунковим при  $T_0 = const$ . У точках розрахункового максимуму  $T$  (мінімуму  $v$ ) температура є вищою, ніж це передбачало б сталість температури гальмування. Виникає місцевий перерозподіл енергії при інтегральній умові збереження енергії для потоку в цілому: швидкі струминки газу збагачуються енергією за рахунок більш повільних струминок. За дослідями І. Гарнетта і Б. Еккерта щодо, так званих, «вихрових труб» [5] максимальна різниця температур гальмування між периферійною та осьюою зонами течії в циліндричній частині труби з тангенціальним підведенням газу в поперечному перерізі 0-0, наближеному до соплового апарату, може досягати величин  $T_{0,0} - T_0 = 75 + 80^\circ \text{C}$  і, навіть, більших значень при швидкостях газу на вході  $v_0 \geq 250 \text{ м/с}$ . Таким чином, ентальпія гальмування  $h_0$  у потоках в язкого газу є змінною величиною, і інтеграл рівняння енергії у вигляді  $h_0 = const$  не може слугувати характеристикою течії за реальних умов. Практичний інтерес мають оцінки зазначеної трансформації енергії при розрахунках та проектуванні вихрових камер (ВК) змішування різного призначення при більш типових для них величинах характерних швидкостей  $v_\infty$ .

Диференціальне рівняння збереження енергії за умов рівномірності профілів осьових проекцій швидкості в проточній частині ВК та циліндричності концентричних поверхонь течії обертвого руху дає загальний інтеграл, отриманий Л.А. Вуллісом:

$$h + Pr \frac{v_\infty^2}{2} = Pr \int v_\infty^2 \frac{dr}{r} + const.$$

Аналіз на його підставі радіальних розподілів безрозмірних ентальпій та температур гальмування в діапазоні вхідних швидкостей  $v_\infty = 40 \div 100 \text{ м/с}$  для циркуляційної та квазівертотільної зон ВК показав максимальні відмінності цих параметрів для них до 1,8%.

**Висновок.** В діпазонах гіпотетично можливих змін таких фізичних параметрів, як вологість, стисливість, температура повітря, а також впливів швидкості руху на стисливість газу, а його закрутки — на ефект термотрансформації в газовому потоці, зазначеними факторами при аеродинамічних дослідженнях на стенді «Вихрова камера» можна нехтувати.

#### Список літератури

1. Горшенин Д.С. Методи і задачі практичної аеродинамики / Д.С. Горшенин, А.К. Мартынов. — М.: Машиностроение, 1977. — 240 с.
2. Лабораторний практикум по аэрогазодинамике / [А.В. Белова, А.И. Буравцев, С.К. Матвеев и др.]. — Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1980. — 288 с.
3. Фабрикант Н.Я. Аэродинамика / Н.Я. Фабрикант. — М.: Наука, 1964. — 816 с.
4. Лойциский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойциский. — М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. — 840 с.
5. Дейч М.Е. Техническая газодинамика / М.Е. Дейч. — М.—Л.: Госэнергоиздат, 1961. — 671 с.

УДК 533.011

Турник<sup>1</sup> В.М., к.т.н., доц., Кочін<sup>2</sup> В.О., к.т.н., с.н.с., Кочина<sup>1</sup> М.В., аспірант  
 1 – КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна  
 2 – Інститут гідромеханіки НАН України, м. Київ, Україна

### ВІБРОДІАГНОСТИКА СТЕНДА «ВИХРОВА КАМЕРА» ЯК ЗАСІБ ЗМЕНШЕННЯ ПОХИБКИ АЕРОДИНАМІЧНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ

Дослідження на аеродинамічному стенді «Вихрова камера» («ВК») спрямовані на відкриття нових видів когерентних вихрових утворень, детальне вивчення їх кінематичних і енергетичних характеристик та мають за мету напрацювання засобів ефективного керування процесами переносу маси й теплоти в машинах і апаратах різноманітного призначення.

Специфіка вимірювань пульсацій швидкості і тиску повітряних потоків за допомогою термоанемометричної, лазерної та віброакустичної апаратури накладала підвищені вимоги до конструкції аеродинамічного стенда. Вибірці елементів стенда й особливо безбездіжні резонансні коливання їх можуть спотворити уявлення про природу та динаміку пульсацій в окремих зонах течії, а отже й про фізичну картину процесів, що вивчаються.

Вибірці державки датчика термоанометра призводять до появи в сигналі додаткових миттєвих переносних швидкостей, які складаються з шуканими відносними миттєвими швидкостями повітря та реструктурються термоанемометричною апаратурою, що може зменшити точність вимірювань. Для запобігання цьому та з метою прийняття відповідних конструктивних заходів і можливості коригування вимірюваних даних було проведено серію дослідів з інструментальної вібродіагностики стенда.

Для зниження рівня вібрацій на стенді «ВК» були зроблені наступні заходи: заміна підшипників і балансування вала електроventиллятора; збільшення жорсткості моноблока електроventилгун—ventиллятор і напірної частини трубопроводної системи установок; застосування віброізолюючих та віброреміфуючих кріплення, амортизаторів, прокладок (зокрема, типу «сандвіч»); динамічна розв'язка електроventиллятора і циліндричної частини робочої ділянки установок шляхом застосування гнучкої манжети між трубопроводними елементами всмоктувальної частини установок.

Для оцінки якості заходів по зменшенню рівня вібрацій були здійснено вимірювання та порівняння віброприскорень в двох зонах: 1) безпосередньо біля двох джерел змушених коливань (двигун та ventиллятор) і 2) в зоні торця камери (координатний пристрій), де є небезпека вібрації вузла кріплення державок датчиків.

Запис, оцифрування та реєстрація сигналів віброприскорень здійснювалися за допомогою трьохосового акселерометра MMA7260Q (Freescale semiconductors), плати введення інформації L-761 (L-Card), комп'ютера Advantech UNO-3074. Обробка сигналів та детальний статистичний аналіз проводилися за допомогою програмного забезпечення «PowerGraph Ver.3.7 Professional (ООО «Интероптика-С»).

Для кількісного опису якості віброізоляції використовувався параметр «середнє квадратичне значення» (RMS) віброприскорення. Результат застосованих заходів: аналіз зменшення рівня вібрацій в 3-4 рази.

Отримані результати вимірювань віброприскорень були використані для уточнення термоанемометричних вимірювань. Додаткова похибка, що виникає за рахунок вібрацій датчика термоанометра, була обчислена через дисперсію віброшвидкості державки датчика.

УДК 532.517

Турник<sup>1</sup> В.М., к.т.н., доц., Воскобойник<sup>2</sup> В.А., д.т.н., с.н.с., Воскобойник<sup>2</sup> А.В., к.т.н., с.н.с., Степанович<sup>2</sup> В.М., асп.

1 – НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна  
 2 – Інститут гідромеханіки НАН України, м. Київ, Україна

### ПРОСТОРОВО-ЧАСОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОЛІВ ПУЛЬСАЦІЙ ШВИДКОСТІ ТИСКУ У НАПІВСФЕРИЧНІЙ ЛУНЦІ

Широко застосування лункових поверхонь в аерокосмічній техніці та теплоенергетиці обумовлює необхідність вивчення особливостей вихорутворення усереднені заглиблені на облітній поверхні. Генерація квазістійких когерентних вихрових структур (КВС) за допомогою лунки дає можливість керувати приміжовим шаром для покращення конвективного теплопереносу, зниження гідродинамічного опору, шуму та вібрації поверхонь при їх облітанні [1–3]. У зв'язку з цим вивчення кінематичних та динамічних особливостей вихорутворення усередні лунки та вихідів вихорів у приміжовий шар є актуальним. Цим обумовлена мета досліджень – вивчення особливостей вихрової течії усередні та поблизу напівсферичної лунки.

Досліди проводились у гідродинамічному лотку за допомогою візуалізації потоку та застосування взаємного спектрального та кореляційного аналізу в умовах різних режимів течії над плоскою пластинною з локальною неоднорідністю. Для дослідження полів пульсацій параметрів уривень з облітною поверхнею напівсферичної лунки та на пластині поблизу заглиблення було встановлено 8 мініатюрних п'єзокерамічних датчиків пульсацій притісного тиску, з діаметром чутливої поверхні  $1,6 \cdot 10^{-3}$  м [4]. Також використовувались кореляційні блоки п'єзокерамічних датчиків пульсацій динамічного тиску та п'єзових термоанометрів для вимірювання пульсацій швидкостей, які пересувалися над облітними поверхнями координатними пристроями. Лунка діаметром  $d=0,1$  м знаходилась на поздовжній осі пластини на відстані  $x=1$  м від її загостреного переднього краю. Глибина потоку над вимірювальною пластинною складала  $0,4$  м, а швидкість течії ( $U$ ) змінювалась від  $0,06$  м/с до  $0,4$  м/с, якій відповідали числа Рейнольдса відповідно  $Re_x=Ux/\nu$  від  $6 \cdot 10^3$  до  $4 \cdot 10^5$  та  $Re_d=Ud/\nu$  від  $6 \cdot 10^3$  до  $4 \cdot 10^6$ . Перед проведенням вимірювань термоанометрами та датчиками пульсацій тиску проводилася візуалізація потоку. Попередня візуалізація течії з комп'ютерною обробкою дозволила визначити області формування та розвитку великомасштабних когерентних вихрових структур у лунці, оцінити їх розміри і форму, напрямки руху та обертання, після викиду назовні з лунки.

Похибка вимірювань усереднених характеристик поля пульсацій швидкості та тиску не перевищувала 8 % з надійністю 95 % або  $2\sigma$ . Похибка вимірювань спектральних залежностей поля пульсацій швидкості та тиску складала не більше  $2 \text{ dB}$  у діапазоні частот ( $f$ ) від  $0,02 \text{ Гц}$  до  $1 \text{ кГц}$ , а похибка вимірювань кореляційних характеристик не перевищувала 12 % за тієї самої надійності вимірюваних результатів.

У результаті проведених візуальних експериментальних досліджень встановлено, що при ламінарному режимі облітання ( $Re_x < 10^6$ ) усередні напівсферичної лунки було зафіксовано формування двох циркуляційних областей, між якими практично нема обміну рідиною. Вивчення траєкторій руху мічених частинок усередні лунки виявило великомасштабну вихрову структуру, яка нагадувала вихоровий джгут з сильно викривленою віссю обертання вздовж розмаху лунки. У центральній частині лунки вісь джгута вигиналася угору, утворюючи петлю, та досягала верхнього перерізу лунки, а з боків заглиблювалась до низу, симетрично з обох боків лунки. Таким чином, у центральній частині дві ділянки

вихрового джугута (2 сторони петлі) були розташовані практично під прямим кутом до поверхні пластини.

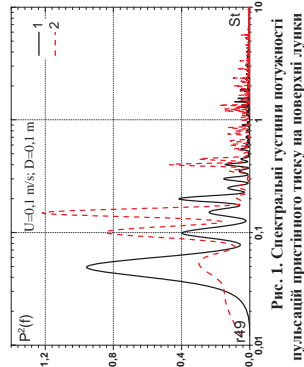


Рис. 1. Спектральна густина потужності пульсацій пристінного тиску на поверхні лунки

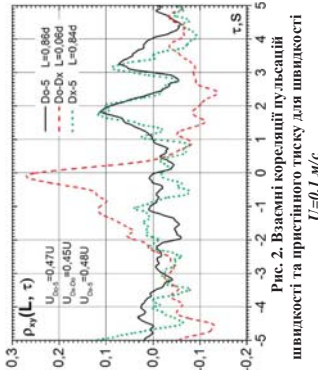


Рис. 2. Взаємні кореляції пульсацій швидкості та пристінного тиску для швидкості  $U=0.1 \text{ м/с}$

Це призвело, як відмічено у роботі [1], до утворення торнадоподібних вихорів під час нестійкості та розриву вихрових джугутів у лунці. Ця схема еволюції вихрових систем підтверджувалася чисельними розрахунками, представленими у роботі [2].

Під час турбулентного режиму обтікання ( $Re_x > 2 \cdot 10^5$ ) візуально було зафіксовано поперечні осциляції течії усередині напівсферичної лунки. Так, для швидкості потоку в гідродинамічному каналі  $U=0.4 \text{ м/с}$  ( $Re_x=4 \cdot 10^5$ ) спостерігалися низькочастотні поперечні коливання усередині лунки з частотою біля  $0.07 \text{ Гц}$  ( $St=d/U=0.017$ ). На фоні цього низькочастотного коливання усередині напівсферичної лунки формувалися вихрові системи у вигляді нахилених великомасштабних вихрових структур, розташованих під кутом приблизно  $45^\circ$  до потоку, що набігає. Періодично ці вихрові структури викидалися з лунки, а потім знов формувалися нахилена вихрова система, але вже на протилежних стінках лунки і викид вихору відмічався над іншим кормовим боком лунки. Формування асиметричних вихрових структур у вигляді великомасштабних нахилених вихорів підкоряється переміканню або тригерному режимові. Частота викидів цих вихорів складала близько  $0.14 \text{ Гц}$ , що відповідало числу Струхала  $St=0.035$ .

Виявлено такі загальні закономірності інтегральних характеристик, отриманих при обтіканні напівсферичної лунки: по-перше, наявність області збільшення та зменшення середніх значень поздовжньої швидкості над лункою, що чергувалися; по-друге, наростання середньої та пульсаційної швидкості з наближенням зсувного шару до кормової стінки лунки; по-третє, існування в придонній області лунки зворотної течії, яка зароджувалася у зоні взаємодії вихрових структур зсувного шару та кормової стінки напівсферичної лунки.

Датчики пульсацій пристінного тиску, встановлені в області взаємодії вихрових структур зсувного шару з кормовою стінкою заглиблення, виразно реєстрували першій пульсації тиску (дискретні підвищення у спектральних залежностях), які відповідали першій та другій модам автоколивань вихрових структур зсувного шару. Окрім цього, поле пульсацій пристінного тиску в області кормової стінки насичено періодичними коливаннями, які відповідали низькочастотній слідовій моді осциляцій вихрової течії, що властиво внутрішній структурі потоку в заглибленні. Зі збільшенням швидкості обтікання плоскої поверхні з локальною неоднорідністю, спектральні рівні резонансних коливань, що відповідали слідим і зсувним модам осциляцій зменшувалися. Разом з цим в спектральних залежностях пульсацій пристінного тиску, особливо у придонній області півсферичного заглиблення, все більш виразно проявлялася тривимірна низькочастотна мода осциляцій, якій властиве значення числа Струхала близько  $0.025$ , що узгоджується з результатами робіт [1, 2]. На рис. 1 наведені спектральні залежності, які отримані під час обтікання пластини з локальним заглибленням потоком зі швидкістю  $U=0.1 \text{ м/с}$  ( $Re_x=1 \cdot 10^5$ ,  $Re_d=1 \cdot 10^4$ ). Крива 1 відповідає результатам вимірювань за допомогою датчика пульсацій пристінного тиску № 3,

встановленого у центрі дна заглиблення. Крива 2 відповідає вимірюванням на кормовій стінці лунки (датчик № 4). Результати досліджень показали, що на дні заглиблення максимум спектральних рівнів пульсацій пристінного тиску спостерігався на частоті близько  $0.05 \text{ Гц}$  ( $St=0.05$ ) та її вищих гармоніках. На кормовій стінці заглиблення, з якою взаємодіють вихори зсувного шару, найбільші пульсації пристінного тиску зареєстровано на частотах близько  $0.16 \text{ Гц}$  та  $0.4 \text{ Гц}$  ( $St=0.16$  та  $0.4$ ).

Про ступінь корелюваності полів пульсацій пристінного тиску та швидкості над об'єктом поверхню лунки можна судити за допомогою даних, наведених на рис. 2 для коефіцієнта взаємної кореляції пульсацій швидкості та пристінного тиску. Слід зазначити, що на цьому графіку разом із взаємною кореляцією між датчиками пульсацій швидкості та приведені криві коефіцієнта взаємної кореляції між парами датчиків пульсацій швидкості та пульсацій пристінного тиску. Просторово-часові кореляції пульсацій швидкості і тиску отримані для швидкості обтікання пластини з локальним заглибленням  $U=0.1 \text{ м/с}$  і чисел Рейнольдса  $Re_x=1 \cdot 10^5$  та  $Re_d=1 \cdot 10^4$ . Пара півкових термоанемометрів в цих вимірюваннях знаходилася над отвором заглиблення у верхній частині зсувного шару і ближче до передньої стінки лунки. Крива  $D_0-5$  відображає залежність коефіцієнта взаємної кореляції пульсацій пристінного тиску, які виміряні датчиком пульсацій тиску № 5, та пульсацій поздовжньої швидкості, які виміряні двокомпонентним термоанемометром  $D_0$ . Залежність коефіцієнта взаємної кореляції поздовжніх компонент пульсацій швидкості наведена кривою  $D_0-D_0$ . Крива  $D_x-5$  відображає залежність коефіцієнту взаємної кореляції пульсацій пристінного тиску, які виміряні датчиком пульсацій тиску № 5, та пульсацій поздовжньої швидкості, які виміряні двокомпонентним датчиком  $D_x$ . Коефіцієнт взаємної кореляції поздовжніх компонент пульсацій швидкості майже двічі більший, ніж коефіцієнт взаємної кореляції пульсацій тиску та швидкості. На рис. 2 також представлено швидкості переносу корелюваного сигналу та відстані між датчиками. Установлено напрямки руху корелюваних сигналів, а саме від нижнього датчика швидкості до верхнього та від датчиків швидкості до датчика пульсацій пристінного тиску, який знаходиться у верхній частині кормової стінки напівсферичної лунки. Швидкість переносу корелюваного сигналу між двома датчиками швидкості на  $(5-7)\%$  нижча, ніж між датчиком пульсацій швидкості та датчиками пульсацій пристінного тиску.

Ступінь корелюваності пульсацій швидкості над об'єктом поверхню заглиблення та пульсацій пристінного тиску на його поверхні та напрямки переносу корелюваного сигналу дали можливість оцінити взаємозв'язок між полями швидкості та тиску в досліджуваному вихровому русі. Розташування датчиків пульсацій швидкості усередині зсувного шару, що формується під час обтікання напівсферичного заглиблення, і датчиків пульсацій пристінного тиску на кормовій стінці заглиблення показало, що вихрові структури зсувного шару переносяться із швидкістю близько  $0.48$  швидкості потоку. Це значення конвективної швидкості непогано узгоджується із загальноприйнятими значеннями швидкості перенесення вихрових структур зсувного шару над отвором заглиблення [2].

### Список літератури

1. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика около поверхностей углублений (лунки) / А.А. Халатов. – К.: ИТФ НАНУ, 2005. – 76 с.
2. Гортышов Ю.Ф. Теплофизическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования / Ю.Ф. Гортышов, И.А. Попов, В.В. Олимпиев [и др.] – Казань: Центр инновационных технологий, 2009. – 531 с.
3. van Oudheusden M. Drag reduction by means of dimpled surfaces in turbulent boundary layers / M. van Nesselrooij, L. L. M. Veldhuis, B. W. van Oudheusden, F. F. J. Schrijer // Exp Fluids, – 2016. – V. 57. – P. 142-144.
4. Voskoboinik V. Study of near wall coherent flow structures on dimpled surfaces using unsteady pressure measurements / V. Voskoboinik, N. Kornev, J. Turnow // Flow Turbul. Combust. – 2013. – V. 90, № 2. – P. 86-99.





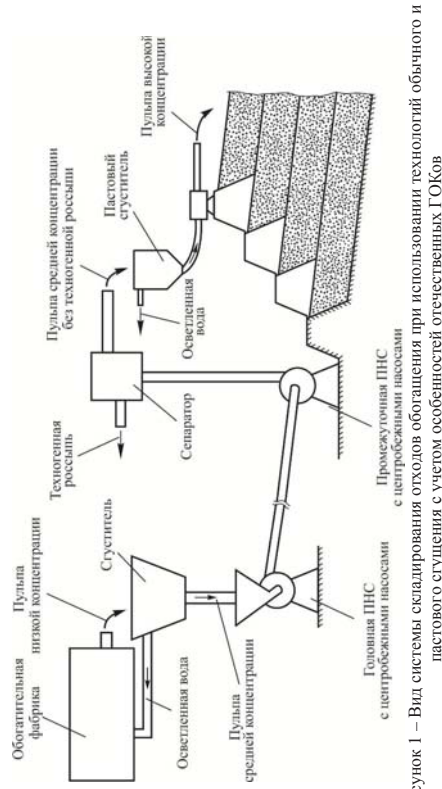


Рисунок 1 – Вид системы складирования отходов обогащения при использовании технологий обычного и пастового ступенчатого с учетом особенностей отечественных ГОКов

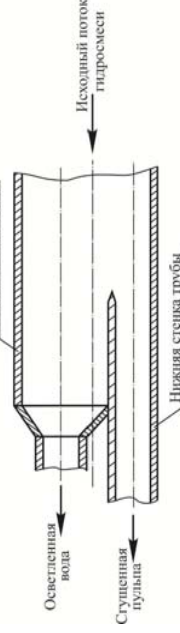


Рисунок 2 – Принципиальное устройство сепаратора для гидросмеси в трубопроводе

Выполнение этих требований позволяет использовать существующие насосные станции, насосы и трубопроводы для отведения отходов обогащения с обогатительного производства с более низкими, чем при течении гидросмеси высокой концентрации потерями напора; использовать естественное расхождение твердых частиц при напорном течении по трубопроводу для сепарации технологической россыпи (рис. 2); складировать в виде пасты на пляжи частицы глинистых, меловых и пылеватых фракций; формировать технологичное месторождение путем отдельного складирования сепарированных из нижней части трубопровода частиц с минимальным содержанием частиц глинистых, меловых и пылеватых фракций; продлить срок эксплуатации существующих хранилищ отходов за счет складирования пасты в емкость бывшего прудка-отстойника.

Такой подход позволит управлять концентрацией гидросмеси на каждом участке технологического процесса, добиваясь за счет этого снижения энергоёмкости гидротранспортирования, максимальной эффективности оборотного водоснабжения и рационального складирования отходов обогащения. В данном случае дополнительный эффект заключается в том, что минимум энергоёмкости гидротранспортирования лежит в области средних концентраций гидросмеси, а не в области малых концентраций. Поэтому стужая гидросмесь после обогатительного производства, достигается не только высвобождение оборотной воды, но и обеспечивается оптимальная концентрация гидросмеси.

УДК 678.057.3:532.55

Разави Ф., Яхно О.М., Коваль О.Д.  
КПШ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

### ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ В КОНИЧЕСКИХ ЗАЗОРАХ

Исследование течения вязких смазочных материалов в конических зазорах является актуальной задачей, имеющей определенные особенности. Как известно, в литературе достаточно полно описаны течения в зазоре между цилиндрическими поверхностями. Известны формула Н. П. Петрова, формула Зоммерфельда и других авторов, которые дают возможность определить в зависимости от вязкостных свойств жидкости, крутящий момент при наличии в зазоре данных смазочных материалов [1]. К сожалению это в основном научные работы, связанные с зазорами между цилиндрическими поверхностями. В то же время при изучении течения между коническими поверхностями возникает определённые проблемы, связанные с наличием кривизны поверхности и угла конусности образующий. Решению данной задачи было посвящено данное исследование. При решении такой задачи были использованы два подхода. Первый основан на том, что на основе известных зависимостей для цилиндрических поверхностей строится зависимость для конических поверхностей. Зазор между коническими поверхностями разбивается на ряд участков и представляется в виде цилиндрических поверхностей. Таким образом, картина течения в коническом зазоре рассматривается как показано на рис. 1.

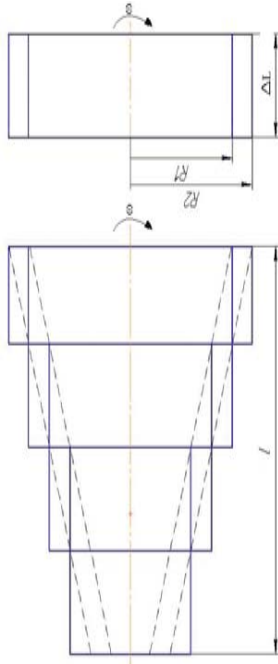


Рисунок 1- Расчетная схема: а - общий вид; б - вид отдельной секции

В этом случае каждый из участков конического зазора отличается между собой радиусами, но имеют общую частоту вращения.

Вспользовавшись формулой Н. П. Петрова можно определить крутящий момент для каждой из полученных секций, а затем посчитать среднее значение.

$$M = 2\pi\mu l r^3 \frac{d\omega}{dr} = 4\pi\mu l \omega \frac{R_1^2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2},$$

где,  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости,  $l$  – длина цилиндра,  $\omega$  – окружная скорость,  $r$  – радиус,  $R_2$  – радиус внешнего цилиндра,  $R_1$  – радиус внутреннего цилиндра.

Графически были представлены зависимости крутящего момента, определенного по схеме представляющей собой систему цилиндрических поверхностей.

Другой метод основан на непосредственном решении задачи о течении в конических зазорах с использованием криволинейной системы координат [2].

На основани цього метода была получена формула для определения крутящего момента. Несмотря на то, что они имеют несколько более сложный вид, они учитывают особенности формующего канала. Сопоставление этих данных с результатами эксперимента дало возможность показать, как эти зависимости отличаются между собой.

$$M_{кр} = 2\pi \int_{\alpha_1}^{\sin\alpha} [r]_{\varphi=\alpha} \varphi^2 \sin^2 \alpha d\varphi = \frac{2\pi\omega r_{\pi}^3 \mu}{3\sin^2 \alpha} \left[ \int_{\alpha}^{\beta} \frac{d\varphi}{\sin^3 \varphi} \right]^{-1}$$

где,  $\alpha$  – угол конусности,  $\varphi$  – угол конусности,  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости,  $r$  – радиус,  $\omega$  – окружная скорость,  $\tau$  – напряжение сдвига.

На основании анализа подобного рода зависимостей были получены рекомендации по расчету крутящего момента при течения вязкой жидкости в коническом зазоре, представленном таким образом, что крутящий момент при течения в коническом зазоре равен среднему крутящему моменту при течения в цилиндрическом зазоре аналогичного размера. Таким образом представить результат позволяют добавленные слагаемые, характеризующие влияние угла конусности на крутящий момент.

**Список использованных источников**

1. И. М. Белкин / Ротационные приборы. Измерение вязкости и физико - механических характеристик материалов / И. М. Белкин, Г. В. Виноградов, А. И. Леонов ; под ред. Г. В. Виноградова. - Москва : Машиностроение, 1968. - 272 с. : ил.
2. О. Д. Коваль, М. В. Ногин, Ф. Раваи Определение крутящего момента в системах смазки с коническим зазором / Вестник НТУУ «КПІ». Серия машинобудування № 3(78), 2016, с.41-45.

**УДК 614.844**

**Колесніков Д.В., к.т.н.**  
 ЧПБ імені Героїв Чорнобилья НУЦЗ України, м. Черкаси, Україна

**ІМОВІРНИЙ МЕТОД ПРОГНОЗУВАННЯ РОЗПИЛЕННЯ РІДИНИ ЧЕРЕЗ СПРІНКЛЕР СТАЦІОНАРНОЇ СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ПОЖЕЖОГАСІННЯ**

Згідно матеріалів, представлених в стандарті для автоматичних спринклерних систем [1], що призначені для виявлення пожежі та її гасіння водою, такі системи, можна представити, як системи розгалужених трубопроводів, де характерною особливістю є рух рідини зі змінною (завдяки наявності зрошувачів) за довжиною масою. Приведені і проаналізовані дані показали, що розподіл тиску в такій системі досить суттєво залежить від особливостей конструкції насадків (зрошувачів) особливо тоді, коли працює вся система.

Згідно даних, приведених в стандарті [1] гідравлічна система подібного типу працює, в основному, при турбулентному режимі руху рідини. Отже, особливістю і важливою характеристикою насадків є турбулентний рух. Розпилення рідини через такі насадки в основному характеризує їх якість. Тому, важливим моментом розрахунку є прогнозування зони розпилення рідини насадком, розміри крапель, їх концентрації. Цим питанням присвячено цілий ряд робіт [2], [3], [4], [5], [6], [7], в яких дані рекомендації, щодо конструкції насадків та принципів їх дії. Це дає можливість визначити площу, яку накриває один спринклер-насадок.

Як показали дослідження, інтенсивне розпилення рідини може бути реалізовано у випадку, коли зрошувачі забезпечують кавітаційний потік на виході. Це може бути досягнуто

забезпеченням як ультразвукової так і гідродинамічної кавітації на виході з насадки. Ультразвукова кавітація забезпечує розпилення рідини із достатньо однорідною зоною бульбашок що схлопуються. В роботах Седова Л.І. показано при яких умовах забезпечується порушення нерозривності рідкого середовища, тобто здатність витримувати напруження розтягування [8]. Для води такі зусилля достатні 390 МПа. Для бульбашок рівняння динамічної рівноваги можна представити у вигляді [8]:

$$P_n = \rho + \frac{2\sigma}{r} \quad (1)$$

де  $\sigma$  – коефіцієнт поверхневого напруження,  $r$  – радіус бульбашки.

Дані результати можуть бути достовірні, якщо в якості зрошувача використати конструкцію представлену на рис. 1 [9].

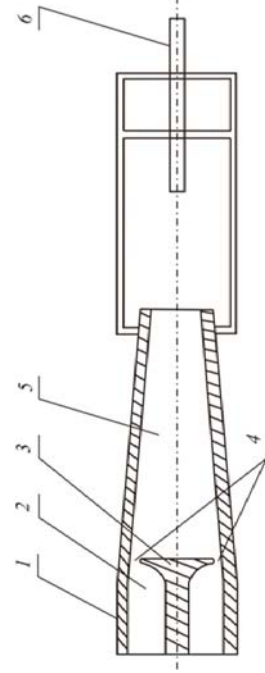


Рисунок 1 – Насадок для створення воляного туману.

- 1 - корпус, 2 - циліндричний канал для води, 3 --гідродинамічний кавітатор,
- 4 - кільцева щільна, 5 - випускне сопло, 6 - зовнішній генератор ультразвуку.

За допомогою подібного пристрою можна отримати (як за допомогою форсунок) струмінь розпиленої рідини у вигляді конуса із порівняно вузьким діапазоном розмірів крапель. Достатньо переключити це показано в [10].

**Список літератури**

1. Стационарные системы пожаротушения. Автоматичні спринклерні системи. Проективання, монтажування та технічне обслуговування. EN 12845:2004+A2:2009, IDT) : ДСТУ Б EN 12845:2011, [Чиний від 2011-12-07]. – К.: Мінеріонбуд, 2011. – 219 с.
2. Каминер А. А. Гидромеханика в инженерной практике / А. А. Каминер. – К.: Техника, 1987. – С.175.
3. Walden H. Mechanika cieszyn / Henryk Walden, Jerzy Stasiak. – Warszawa: Arkady, 1971. – 553 с.
4. Sveltslav M. Santrak. Sveltslav M. Santrak. Hidrodinamika / S. M. Santrak – Beograd, 2005. – 247 с.
5. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
6. Лойтинский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойтинский. – М.: Наука, 1970. – 904 с. Смыслов В. В. Гидравлика и гидротехника / В. В. Смыслов, Ю. М. Константинов // Респ. межвед. научн.-техн. сб. – 1971. – Вып. 12. – С. 348.
7. Смыслов В. В. Гидравлика и гидротехника / В. В. Смыслов, Ю. М. Константинов // Респ. межвед. научн.-техн. сб. – 1971. – Вып. 12. – С. 348.
8. Седов Л. И. Механика сплошной среды. Т. 1 / Л. И. Седов. – М.: Наука, 1973.
9. Патент на корисну модель № 58516 Пожежний ствол. Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 11.04.2011.
10. Левин В. Г. Физико-химическая гидромеханика / В. Г. Левин. – М.: Физматгиз, 1959. – 700 с.

УДК 667.1

Дьяченко О.С., аспірант

Київський національний університет будівництва і архітектури, м.Київ, Україна

### ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УЩІЛЬНЕННЯ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ВИБРАЦІЙНИХ УСТАНОВКАХ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ НАВІСНИХ ЗБУДНИКІВ КОЛИВАНЬ

Не зважаючи на високе поширення монолітно-каркасного способу зведення будівель у наш час, виробництво збірних залізобетонних конструкцій і деталей все ще займає велику частку будівництва.

Вібраційний метод ущільнення є основним при виготовленні збірних бетонних і залізобетонних виробів, і являє одну з найбільш відповідальних операцій. Тому до вібраційних машин, які використовують для ущільнення бетонних сумішей пред'являють високі вимоги такі як простота конструкції і, як результат, висока ремонтпридатність і надійність, низька енергоємність і металоємність, а також забезпечення високої ефективності ущільнення.

За типом віброзбудника коливань вібраційні машини поділяються на пневматичні, електромагнітні, інерційно-дебалансні та кривошипно-шатунні. Однак нерідко вони мають низьку надійність, і високу металоємність і не забезпечують достатньої ефективності ущільнення. В роботі запропоновано конструкцію вібраційної формувальної установки, в якій для збудження коливань використовуються вібраційні навісні збудники коливань(вібратори), які кріпляться безпосередньо на піддон установки. Виконано огляд і порівняння основних конструкцій вібраційних навісних збудників коливань, а також характеристик існуючих аналогів. Було засвідчено, що найбільш прийнятними за характеристиками виявились пневматичні відцентрові збуджувачі коливань, через свою простоту конструкції, надійність, а також високі показники змушуючої сили і частоти коливань при малій масі пристрою. Проведені дослідження підтвердили підвищення ефективності ущільнення, отримання більш рівномірного розподілу амплітуд коливань по площі формуютьуючої плити, зменшити витрати на одиницю виготовленої продукції, а також підвищити надійність вібраційної установки.

УДК 621.9

Марченко<sup>1</sup> А.П., проректор, д.т.н., проф., Ковалев<sup>1</sup> В.Д., ректор, д.т.н., проф., Клочко<sup>1</sup> А.А., д.т.н., проф., Кравченко<sup>2</sup> Д.А., асп., Терещенко<sup>2</sup> Т.В., асп.

<sup>1</sup> НТУ «Харківський політехнічний інститут», г. Харків, Україна

<sup>2</sup> Донбаска державна інженерна академія, г. Краматорськ, Україна

### ТЕХНОЛОГІЧЕСКЕ ОБЕСПЕЧЕННЯ НЕНЬЮТОНОВСЬКОГО СОСТАННЯ УПРУГОГІДРОДИНАМІЧЕСЬКОЇ СМАЗКИ ВИСОКОСКОРОСТНИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В тяжелонапружених узлах машин, що працюють со смазкою в умовах точечного або лінійного контакту зубчатих передач, можуть виникнути умови, при яких тиск і товщина плівки між телами, що рухаються, різко змінюються. У цих умовах визначаються не тільки в'язкістю смазки, але й пружними властивостями цих тел і смазки. Більше того, вже не можна пренебрати залежністю в'язкості від тиску і температури. Це призводить до деформації поверхні, що викликає значительну напругу, порівнянну з товщиною гідродинамічної плівки. В даному випадку гідродинамічна теорія смазки неприменна для опису поведінки контакту, так як деформація поверхні в ній не розглядається.

Упрутогідродинамічна теорія смазки, розроблена Ертелем і Грубіним, дає адекватне опису ефектів упругої деформації і в'язкості, залежної від тиску [1].

Ця теорія знаходиться на межі між гідродинамікою і теорією упругості і охоплює одночасно рішення гідродинамічної задачі для течії смазки через вузький зазор (уравнение Рейнольдса для смазки) і контактної задачі для упругих тел (уравнение Герца для твердих тел). Залежність тиску від геометрії та властивостей тел (наприклад, в формулі Баруса).

Аналіз системи рівнянь і великого обсягу експериментальних даних підтверджує той факт, що упругогідродинамічне дієвство — це комбінований гідродинамічний і деформаційний ефект. Дієвство, що викликається в зазорі між тяжело-напруженими телами, рухомими одна відносно другої. Як і при гідродинамічній смазці, товщина плівки і тиск визначаються відповідно за відповідними рівняннями. Це високе тискове дієвство відповідно за упругою деформацією сопригаємих тел і призводить до перерозподілу напруги на більшу площу. В зоні контакту плівка має постійну товщину, за виключенням різкого звуження в зоні виходу з зазору. Звуження обумовлено тим, що, поскільки тиск розподіляється по закону Герца і в зоні виходу з контакту різко падає, то і в'язкість смазки зменшується, викликаючи зменшення товщини плівки (рис. 1). Швидкість істотно зменшується в зоні звуження.

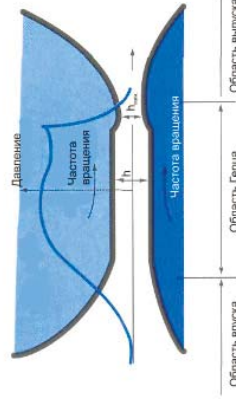


Рис. 1 Область контакту і тиску масляної плівки в умовах упругогідродинамічної смазки ші лінійних зубчатих колес

неразрывности течения. В результате возрастает гидродинамическое давление и возникает пик давления, иногда называемый пиком Петрусевича [2].

В области контакта эвольвентных сопрягаемых поверхностей цилиндрических зубчатых передач высокое давление вызывает значительный рост вязкости смазки, ее нагрузочная способность возрастает. Высокая вязкая смазка с трудом выжимается из зоны контакта через узкий зазор. Формирующаяся упругогидродинамическая смазочная пленка имеет толщину 0,1-10 мкм. Оценка толщины пленки представляет значительный интерес, так как условием успешной работы упругогидродинамического контакта является то, что толщина пленки должна быть не меньше эквивалентной шероховатости сопрягаемых поверхностей.

Смазка находится в очень жестких условиях, так как, например, максимальное герцевское давление может достигать 3-4 ГПа, а скорость вовлечения смазки — 10 м/с. Время прохода зоны контакта составляет около  $10^{-4}$  с, а скорость сдвига —  $10^7-10^8$  с<sup>-1</sup>. Теплообразование, обусловленное сдвигом, повышает температуру смазки на десятки и даже сотни градусов и увеличивает температуру сопрягаемых тел вблизи зоны контакта. В этом случае простое уравнение Баруса обычно модифицируют, включая в него вязкостно-температурный коэффициент. Основные особенности изотермического упругогидродинамического контакта остаются справедливыми. Среди них уравнение Доусона-Хилтисона для оценки толщины пленки. Тем не менее, при расчете силы трения и энергетических потерь нельзя пренебрегать термическими эффектами. Наряду с высокими давлением и скоростью сдвига они приводят к неньютоновскому поведению смазки.

С ростом нагрузки и температуры шероховатость поверхности существенно влияет на трение и тепловое состояние зубчатых колес. Толщина пленки становится переменной, на вершинах неровностей она очень мала. Отношение толщины пленки к комбиназированной шероховатости поверхностей является мерой жесткости условий работы упругогидродинамического контакта.

Толщину пленки можно использовать как приближенный ориентир при расчете и конструировании тяжело нагруженных деталей машин, работающих со смазкой. Увеличения толщины пленки можно добиться, увеличивая вязкость и ее пезокоэффициент путем подбора смазки и улучшения условий охлаждения; увеличивая скорость качения, размеры элементов трибосоприжения и жесткость материалов; снижая контактное давление. Чем больше толщина пленки, тем выше усталостная долговечность упругогидродинамического контакта и тем меньше износ, температура смазки и энергетические потери.

Используя возможности, основанные на свойстве перехода жидкости из неньютоновского состояния в неньютоновское созданы зубчатые колеса со специальными гидродинамическими карманами [2, 3].

Фронтальная форма кармана определяется размерами  $L$  и  $H$  (рис. 3). С целью снижения трения в контактируемых зубчатых колес и как следствие, снижения контактных нагрузок сопрягаемых тяжело нагруженных высокоскоростных зубчатых колес и на основании теории

гидродинамики [5] впервые предложено использовать гидродинамические карманы на эвольвентной поверхности ведущего зубчатого колеса (рис. 4).

При расчете толщины масляного слоя  $h_d$  учитывается шероховатость рабочих поверхностей контактируемых эвольвентных сопрягаемых зубчатых колес заданной площади контакта, их температурные и упругие деформации и параметры шероховатости гидродинамических карманов.

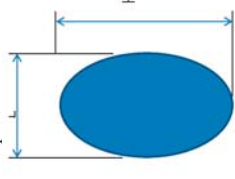


Рис. 3 – Фронтальная форма гидродинамического кармана

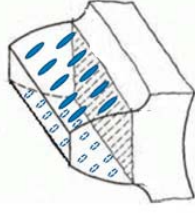


Рис. 4 - Гидродинамические карманы на эвольвентной поверхности зубьев ведущего зубчатого колеса

Относительно гидродинамических карманов и выполняется расчет толщины слоя смазки, когда рабочая жидкость (смазка) переходит из неньютоновского состояния в неньютоновское.

Наличие гидродинамических карманов обеспечивает снижение коэффициента трения и полностью исключает трения скольжения, контакт осуществляется через смазочный слой жидкости, находящейся на момент образования контакта в неньютоновском состоянии с образованием упруго-несжимаемого смазочного слоя.

В результате образования неньютоновского состояния жидкости с помощью специальных гидродинамических карманов передача крутящего момента от шестерни к колесу осуществляется путем перехода жидкости в зоне контактирования эвольвентных поверхностей в упруго несжимаемое состояние. Происходит адаптивное контактное сопряжения профилей эвольвенты за счет наличия упруго несжимаемой жидкости, т.е. упруго-несжимаемая жидкость выполняет роль демпфирующего амортизатора.

Такое саморегулирование демпферного слоя позволяет изготавливать зубчатые закаленные передачи без зубошлифования, но с обязательным выполнением стабилизирующих или термостабилизирующих операций после закалки зубьев.

В результате уменьшается шум, повышается нагруженная способность, долговечность и износостойкость зубчатой цилиндрической передачи, уменьшаются требования по точности изготовления зубчатых колес.

Гидрокарманы на эвольвентной поверхности ведущего зубчатого колеса обеспечивают высокую несущую способность контактируемых эвольвентных поверхностей, малый коэффициент трения в широком диапазоне частот вращения, начиная со скорости 3 м/с, высокое демпфирование пульсационного нагружения зубчатых колес зубчатой цилиндрической передачи при входе и выходе из зацепления и уменьшению технологической наследственности погрешностей обработки сопряженных поверхностей зубчатых колес цилиндрической передачи.

**Список литературы:**

1. Исследование гидродинамических свойств высокоскоростных тяжело нагруженных зубчатых цилиндрических передач тяжелых токарных станков / В. Д. Ковалев, А. А. Ключко, Д. А. Кравченко, Е. Н. Киреев // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем: сб. науч. тр. – Краматорск: ДГМА, 2012. – Вып. 31. – С. 79-93.;
2. Тимофеев Ю. В. Гидродинамические свойства высокоскоростных зубчатых цилиндрических передач металлорежущих станков / Ю. В. Тимофеев, А. А. Ключко, В. Д. Ковалев, Д. А. Кравченко, Т. В. Терещенко //

Качество, стандартизация, контроль, теория и практика: Материалы 14-й Международной научно-практической конференции, 23-26 сентября 2014 г., г.Одесса. – Киев: АТМ Украины, 2014. – С. 135 – 136.;

3. Контактно-гидродинамическая проблема высокоскоростных цилиндрических зубчатых передач тяжелых токарных станков / В. Д. Ковалев, А. Н. Шелковой, А. А. Ключко, Д. А. Кравченко, А. Н. Кравцов // Збірник наукових праць. Прогресивні технології в машинобудуванні: Тези докладів III-ої Всеукраїнської науково-технічної конференції, 2-6 лютого 2015 р. – Національний університет «Львівська політехніка». – Львів, 2015. – С. 56.

#### УДК 622.23.05

**Мацюк Б. В.**, аспірант

Київський національний університет будівництва і архітектури, г. Київ

### ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СОРТУВАННЯ МАТЕРІАЛУ НА ВІБРОУДАРНОМУ ГРОХОТІ

Вібраційні грохоти широко використовуються для сортування матеріалу в різних галузях народного господарства. За принципом дій на матеріал, що підлягає сортуванню, дробильні використовуються грохоти з гармонійним режимом руху. В роботі запропонована нова конструкція грохота на основі послідовної вібрації і удару. Сутність новизни полягає в прийнятій гіпотезі про підвищення ефективності процесу сортування завдяки наявності допоміжних ударних дій на частинки матеріалу. Дослідження параметрів здійснювалися на основі об'єктивного вибору фізичної та математичної моделі, які враховують комплекс факторів робочого процесу. Це фактори, що залежать від фізико-механічних властивостей вихідного матеріалу (гранулометричний склад матеріалу) і конструктивно-механічні фактори грохота (спосіб сортування, рівномірність живлення, форма і розмір отворів поверхні, кут нахилу короба, амплітуда і частота коливань). Проведені теоретичні дослідження дозволили отримати аналітичні залежності для визначення основних параметрів робочого процесу. Для перевірки достовірності отриманих залежностей була сконструйована та виготовлена експериментальна установка, яка відображала віброударний режим зі змінними ситами та можливістю регулювання амплітуди і частоти коливань в широких межах. Методикою досліджень було передбачено оцінити вплив на протікання робочого процесу гранулометричного складу, насипної густини і форми зерен, розміри поверхні сита та форми отворів сита, висоти шару матеріалу на ситі. Здійснена оцінка швидкості руху зерен по просіювальній поверхні, амплітуди і частоти коливань, які, як і інші параметри, впливають на продуктивність і ефективність сортування матеріалу. В результаті виконаних досліджень виявлено, що амплітуда віброударних коливань спонукає до збільшення числа контактів зерен з просіювальною поверхнею, поліпшує умови самоочищення сита від зерен і, як наслідок, підвищується ефективність сортування матеріалу і продуктивність грохота в цілому.

Здійснені порівняння даних, що отримані теоретичним та експериментальним шляхом, підтвердили прийнятті передумови та гіпотези. Розбіжність між визначеними та заміряними значеннями амплітуд коливань складає 14%.

На основі виконаних досліджень розроблена методика визначення основних параметрів віброударного грохота.

*Ключові слова:* Віброударний грохот, методика, теоретичні та експериментальні дослідження, робочий процес, параметри, сита, амплітуда та частота коливань, сортування, матеріал, установка.

#### УДК 339.03:621.86

**Назаренко М.І., к.т.н., докторант кафедри менеджменту**

Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ

### МЕТОДИКА КОМПЛЕКТУВАННЯ ПРОГРЕСИВНИХ МАШИН НА ОСНОВІ СИНЕРГЕТИЧНОГО ПІДХОДУ ОЦІНКИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Існуючі методи організації використання та розподілу машин по об'єктах, методи оцінки доцільності чергового ремонту машин не в повній мірі відповідають сучасним вимогам в будівництві, оскільки вони базуються на різних методиках, підчас суперечливих і не враховують всього комплексу реального стану будівельної техніки.

Вирішення проблеми підвищення продуктивності будівельного виробництва лежить в площині розробки і впровадження нових організаційно – технологічних моделей управління експлуатацією і ремонтом комплектів машин на основі критеріїв синергетичного підходу оцінки технологічних параметрів (рис).

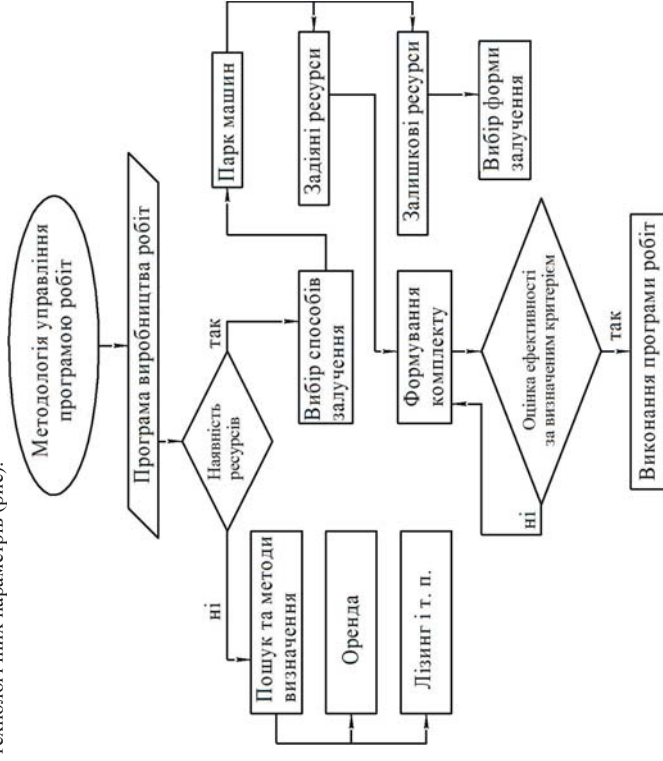


Рисунок. Схема алгоритму вибору комплекту прогресивних машин.

Аналітичною базою досліджень являлись інтегральні критерії, що враховують особливості виконання технологічних процесів будівельними машинами.

*Ключові слова:* прогресивні машини, синергетичні критерії, оцінка, програма робіт, технологічні параметри, ресурси.

УДК 532.528

Семінський О.О. к.т.н., доцент  
КПШ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

## **ВПЛИВ КОМПОНУВАННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ РОТОРНО-ПУЛЬСАЦІЙНОГО АПАРАТА НА ЙОГО ГІДРОДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

Аналіз сучасних технологій виробництва, що передбачають одержання продукції у вигляді рідини або обробку комплексних рідинних систем типу «рідина-рідина», «рідина-тверде тіло», «рідина-газ» як однієї з технологічних ланок свідчить про активне використання роторно-пульсаційних апаратів (РПА), що зумовлено їх високою ефективністю, поєднаною з експлуатаційною надійністю, відносно низькою (порівняно з аналогічним обладнанням інших типів) вартістю та простотою обслуговування. Багатоспрямованість промислового застосування актуалізує проведення досліджень із вдосконалення конструкцій РПА, визначення закономірностей процесів, що проводяться у цих апаратах і встановлення раціональних режимів їх роботи.

Ефективність роботи РПА значною мірою визначається їх гідродинамічними характеристиками, оскільки вони дозволяють оцінити інтенсивність руху рідини в робочих органах і розподілення енергії в апараті, від яких залежить кінетика процесів у РПА.

З метою визначення впливу компоновання робочих органів РПА на його гідродинамічні характеристики методами комп'ютерного моделювання проведено дослідження одноступінчастого апарату у двох варіантах комбінації робочих органів: із ротором зовні статора і з ротором усередині статора. Верифікація комп'ютерної моделі здійснена співставленням результатів розрахунків із даними натурного експерименту, проведеного на стенді [1].

За результатами моделювання для кожної з конфігурацій РПА встановлено вплив частоти обертання ротора на величини об'ємної витрати, питомої енергії та потужності приводу апарата, а також об'ємної витрати на питому енергію і гідравлічний ККД та проведено їх порівняння. Здійснено візуалізацію потоків та зміни в часі полів тиску і швидкості, що дозволило проаналізувати особливості руху рідини при її проходженні крізь робочі органи РПА.

Одержані дані використані для вдосконалення конструкції дослідного зразка РПА та виступають базисом для проведення подальших досліджень.

### **Література:**

1. Семінський О.О. Експериментальне дослідження гідродинамічних характеристик пульсаційної ступені роторно-пульсаційного апарата. / О.О. Семінський, Л.В. Колобашкін // Тези доповідей XXII Міжнародної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». / КПШ ім. Ігоря Сікорського. – Черкаси, 2017. – С. 154-155.