

2. Апарцин А. С., Бакушинский А. Ю. Приближенное решение интегральных уравнений Вольтера 1-го рода методом квадратурных сумм // Дифференц. и интегр. уравнения. – 1972. – № 1. – С. 248 – 258.

3. Верлань А. Ф., Сизиков В. С. Интегральные уравнения: методы, алгоритмы, программы. – Киев: Наук. думка, 1986. – 543 с.

4. Григолюк Э. И., Селезов И. Т. Неклассические теории колебаний стержней, пластин и оболочек. – М.: ВИНТИ, 1973. – 272 с.

Роговий Андрій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, asrogovoy@ukr.net

Гончаров Ігор Дмитрович, ст. гр. А-24с, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, darkveron@yandex.ru

РОЗРАХУНОК ВИТРАТИ ПЕРЕКАЧУВАНОГО СЕРЕДОВИЩА У ВИХРЕКАМЕРНИХ НАГНІТАЧАХ

На даний час було проведено багато спроб описати явища, які мають місце в обмежених обертових потоках текучих середовищ, насамперед розподіл тиску – від вакууму, у зоні наближеній до вісі обертання, до позитивного надлишкового тиску на периферії потоку [3]. Це призвело до розробок багатьох вихрових апаратів та напівемпіричних методик їхнього розрахунку [1], але при цьому практично не розглядалося питання передачі енергії в полі відцентрової сили із метою отримання та використання потоку високої енергії на периферії камери, для створення нагнітачів [4]. Фізичні ефекти, що лежать в основі передачі енергії в закручених потоках базуються на обміні кількістю руху між переміщуванним середовищем і середовищем-енергоносієм і придбанні енергії у відцентровому полі. Ці ефекти можливо використати для створення нових пристроїв, зокрема вихрекамерних нагнітачів, які, внаслідок відсутності рухливих частин, мають високі показники надійності та довговічності, що притаманні відомій струминній техніці, але мають додаткові позитивні якості щодо енергоефективності, масо-габаритних показників, конструктивних особливостей та інше [3, 6].

Передачу енергії у вихрекамерних нагнітачах [6] можна пояснити наступним чином: частинки потоку, що перекачується, потрапляють у вихрову камеру під дією перепаду між вакуумметричним тиском поблизу осі вихрової камери та атмосферним тиском у каналі всмоктування (Рис.1). У центрі вихрової камери вони починають обертатися після обміну кількістю руху з середовищем енергоносієм. Внаслідок дії відцентрової сили вказані частинки переміщуються на периферію вихрової камери – зону підвищеного тиску і таким чином отримують потенційну енергію, яка перетворюється на виході з вихрової камери в кінетичну.

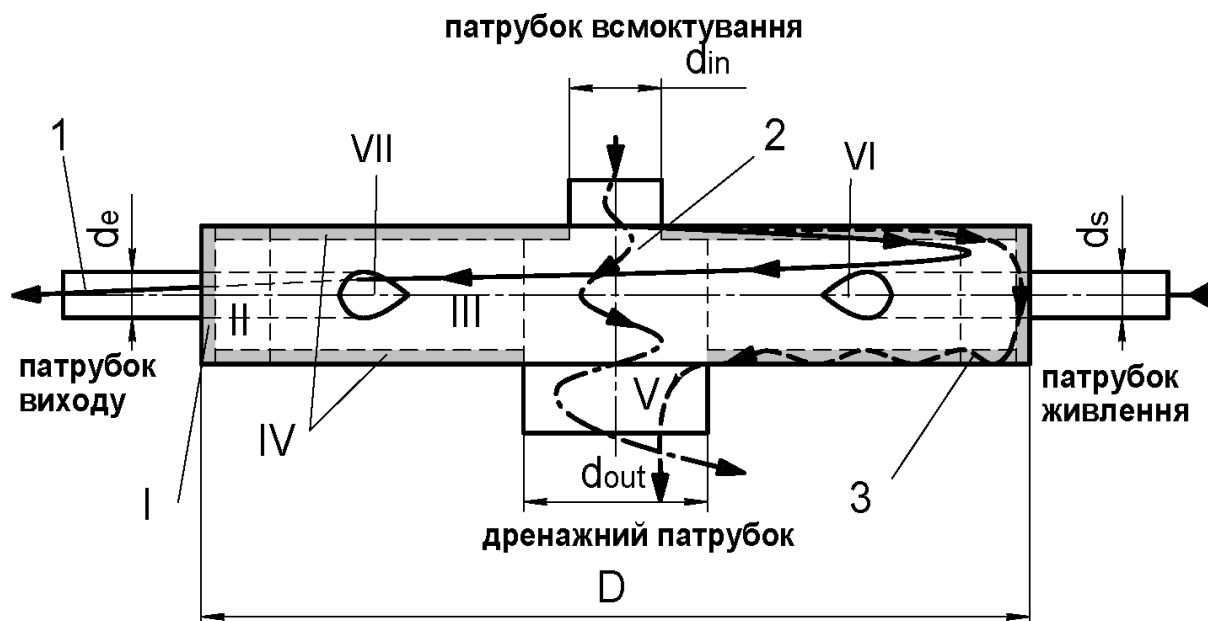


Рисунок 1 – Розрахункова схема течії у вихрекамерних нагнітачах

Слід зауважити, що за цим принципом робочий процес у вихрекамерному насосі можливий і на гіпотетичних ідеальних робочому і перекачуваному середовищах, на відміну від ежекторних пристроїв з поступовим рухом взаємодіючих текучих середовищ. Необхідною умовою залишається вимога більшої питомої маси перекачуваного середовища ніж у енергоносія (рис. 2).



Рисунок 2 – Аналіз можливості роботи нагнітача при перекачуванні різних середовищ

У вихрекамерних нагнітачів передача енергії більш ефективна ніж, у відомих вихрових ежекторах [1, 2], тому, що у останніх частинки потоку, що перекачується додатково втрачають енергію при русі від периферії камери до осевого вихідного отвору, а потім ще й в равликовому патрубку. Висновки щодо більш ефективного енергообміну в полі відцентрової сили

вихрекамерного нагнітача ніж вихрового ежектору, підтверджені за допомогою чисельних розрахунків на сучасних математичних моделях заснованих на рівняннях Рейнольдса і моделях турбулентності Ментера. За порівняльними результатами отримано, що ККД вихрекамерних нагнітачів приблизно у 1,5 рази більший ніж у вихрових ежекторів [2].

Передача енергії в вихрекамерних нагнітачах починається при всмоктуванні перекачуваного середовища в осьових каналах. Згідно досліджень розподілу тисків у вихрових пристроях відомо, що на осі каналів утворюється вакуумметричний тиск, а починаючи з деякого радіусу надлишковий тиск. Оцінити витрату, яка перекачується насосом та отримати залежність від ступеня закручення можливо проінтегрувавши швидкості за площею каналів, що дає змогу отримати залежність витрати від геометричних факторів обмеженого обертового потоку:

$$Q = Q_1 - Q_2 = 2\pi\omega r_x^3 \left[0,063 \frac{r_x}{r_e} - 0,715 \frac{r_0^2}{r_e r_x} + 0,531 \frac{r_e}{r_x} + 1,02 \frac{r_0}{r_x} - 0,483 \right],$$

де Q_1, Q_2 – витрати, що всмоктується та викидається через осьовий канал відповідно; r_0 – радіус каналу; r_e – радіус, на якому тиск дорівнює нулю; r_x – радіус, на якому закінчується зона квазітвердого обертання рідини, яка має місце в обертальних обмежених потоках.

Таким чином, отримано залежність витрати рідини, яку всмоктує струминно-вихровий нагнітач через осьові канали, що дає можливість провести аналіз факторів, що впливають на особливості енергообміну в обертових потоках нагнітачів.

Література

1. Вихревые аппараты. / А.Д. Суслов, С.В. Иванов, А.В. Мурашкин, Ю.В. Чижиков. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
2. Роговий А.С. Порівняння робочих характеристик струминних нагнітачів вихрового типу. // Роговий А.С. // Сборник тезисов Международной научно-практической конференции по случаю Дня автомобилиста и дорожника: «Новейшие технологии развития конструкции, производства, эксплуатации, ремонта и экспертизы автомобиля». – Х: «ФОРТ», 2014 р. – С. 55-56.
3. Сьомін Д.О. Вихрові виконавчі пристрої: В 2-х частинах. Ч.2 Однорідні робочі середовища: монографія. / Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Мальцев Я.І., Войцеховський С.В., Роговий А.С., Дмитрієнко Д.В., Мальцева М.О. - Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2009. – 256 с.
4. Халатов А.А., Авраменко А.А., Шевчук И.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил: в 4-х т.- Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2000 - т.3: Закрученные потоки. – 477с.
5. Syomin D., Pavljuchenko V., Maltsev Y., Rogovoy A., Dmitrienko D.

Vortex mechanical devices in control systems of fluid mediums. // Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. Volume X. TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – OL PAN, № 10. – P. 440-445.

6. Syomin D., Rogovyi A. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. // Procedia Engineering, Volume 39, 2012, Pages 231–237. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>.

7. Syomin D., Rogovoy A. Power characteristics of superchargers with vortex work chamber // Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. Volume XB. TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – OL PAN, № 19. – 2010 - P. 232-240.

Роговий Андрій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, asrogovoy@ukr.net

Федосієнко Марина Вадимівна, ст. гр. А-24с, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, marinafed1005@gmail.com

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВИХРЕКАМЕРНОГО НАСОСУ ІЗ ВХОДОМ ПЕРЕКАЧУВАНОГО СЕРЕДОВИЩА ЧЕРЕЗ КІЛЬЦЕВИЙ КАНАЛ

Насоси розповсюджені майже в усіх галузях виробництва та транспорту таких як вугільна, хімічна, теплоенергетична, сільське господарство, транспорт, будівництво. Вони перекачують різноманітні середовища, які дуже часто можуть бути багатозфазними, що призводить до несприятливих умов роботи, які істотно впливають на ефективність перекачування. Крім того, на роботу насосів впливають негативні фактори з боку зовнішнього й робочого середовищ такі як: ударні навантаження, вібрація, хімічна агресивність і висока температура рідин, наявність абразивних часток у середовищах, які перекачують, що приводить до того, що експлуатаційні якості динамічних насосів, які найчастіше використовуються у промисловості, обмежені або знижені. Насоси виходять з ладу внаслідок швидкого зношування механічних робочих органів та ущільнень. Крім того, наявність великої кількості газових пухирців у рідинах, такої кількості, що рідини можна розглядати як багатозфазні, призводить до зриву параметрів роботи [2, 4]. Підвищити надійність роботи систем із використанням насосів можливо використанням іншого типу насосів – струминних. Однак, хоча струминні насоси нечутливі до низки перерахованих факторів, що приводять до швидкого зношування динамічних насосів, завдяки тому, що не мають механічних рухомих частин, але робочий процес цих насосів супроводжується досить низьким коефіцієнтом корисної дії, що не перевищує 30 %, крім того ці насоси мають досить великі поздовжні габаритні розміри. Використання струминних вихрових ежекторів також рідке внаслідок низького ККД, що не перевищує 10 % [3, 4, 6].