

Д. О. СЬОМІН, А. С. РОГОВИЙ, А. М. ЛЕВАШОВ

ВПЛИВ ЗАКРУЧЕННЯ ПОТОКУ, ЩО ПЕРЕКАЧУЄТЬСЯ, НА ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРЕКАМЕРНИХ НАСОСІВ

На основі математичного моделювання енергетичних характеристик вихрекамерних насосів проведено дослідження впливу ступеня закручення потоку, що перекачується, на коефіцієнт корисної дії насосу. Отримано, що відносний ККД зростає зі збільшенням ступеня закручення потоку, що перекачується. Це підтверджує попередні припущення про зменшення втрати на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків та зменшення втрати енергії основного потоку на розкручення потоку, що перекачується.

Ключові слова: вихрекамерний насос, закручення потоку, втрати на змішання, чисельний розрахунок, енергетичні показники, математичне моделювання.

Вступ. На цей час у багатьох системах різних галузей промисловості широке розповсюдження отримали ежектори та струминні насоси різних типів. Ці насоси мають високі показники надійності та довговічності, конструктивно прості й можуть працювати практично на будь-якому агрегатному стані складових робочих рідин на відміну від динамічних нагнітачів, експлуатаційні якості яких обмежені або знижені при роботі у несприятливих умовах експлуатації (ударні навантаження, вібрація, хімічна агресивність і висока температура рідин, наявність абразивних часток у середовищах, які перекачують) [1]. Особливу увагу привертають струминні насоси в системах трубопровідного пневматичного та гідравлічного транспортів, де негативний вплив з боку робочих середовищ призводить до швидкого зношування механічних робочих органів та ущільнень насосів, в яких є рухомі елементи [1–3]. З іншої сторони струминні насоси теж мають певні недоліки такі як досить низький ККД, що не перевищує 30 % для прямооточних та 10 % для вихрових, великі поздовжні розміри прямооточних струминних насосів [4–7].

Таким чином, удосконалення енергетичних характеристик струминних нагнітачів є актуальним завданням, рішенням якого є пошук більш ефективних принципів передачі енергії й відповідних технічних рішень у конструюванні струминних нагнітачів для перекачування одне- і багатофазних середовищ, якими є, розроблені й досліджені в роботі струминні насоси з вихровою робочою камерою, названі нами, вихрекамерними насосами [2, 8, 9].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вихрова камера дозволяє використати основні переваги струминної техніки (надійність та довговічність пристроїв) та утворення відцентрової сили на периферії, та вакууму в приосьовій зоні течії. Поєднання цих гідродинамічних ефектів, дозволяє створювати струминні пристрої з вихровою камерою змішання – вихрекамерні насоси [3, 9–11]. У відмінності від прямооточних струминних насосів, вихрекамерні дозволяють створити більший тиск на виході з апарата при низьких рівнях тиску живлення та значене зниження осьових розмірів. Поліпшити енергетичні характеристики вихрекамерних насосів можна за рахунок збільшення ефективності перекачування внаслідок попереднього підкручення

потоку, що перекачується, що зменшує втрати на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків [5] та зменшує втрати енергії основного потоку на розкручення потоку, що перекачується, що, може привести до більш досконалих енергетичних характеристик насосів, ніж наведені в роботах [2, 8, 9].

Мета. Метою роботи є вдосконалення енергетичних характеристик вихрекамерних насосів за рахунок встановлення впливу попереднього закручення потоку, що перекачується, і зменшення втрат енергії у процесі змішання взаємодіючих потоків.

Результати досліджень. Вихрекамерний насос [2, 8, 9] працює в такий спосіб (схема насоса наведена на рис. 1): основний потік з об'ємною витратою Q_s й тиском p_s подається через тангенціальний канал входу у вихрову камеру змішання, де утворюється обертовий потік із приосьовою областю зниженого тиску й надлишковим тиском на периферії. У цю область через осьові канали в торцевих кришках вихрової камери всмоктуються потоки, що перекачуються, з витратами Q_{in1} й Q_{in2} , та тисками p_{in1} і p_{in2} відповідно.

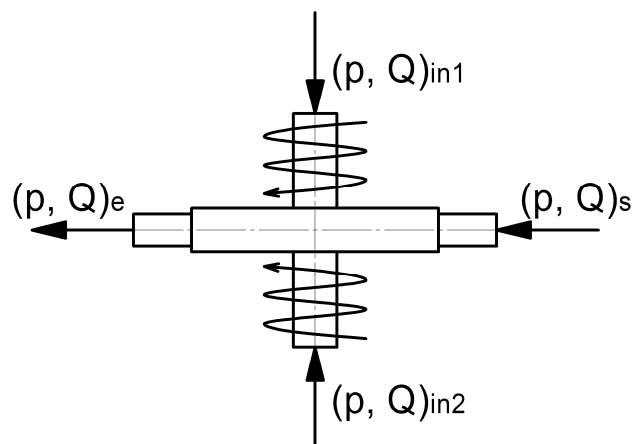


Рис. 1 – Вихрекамерний насос

Суміш, що утвориться в камері, через тангенціальний канал виходу надходить на вихід з насоса з об'ємною витратою Q_e й тиском p_e . Вихідний з насоса потік подається в технологічний трубопровід або скидається в атмосферу (при вакуумуванні замкнутих обсягів).

Щоб зменшити втрати енергії на удар при змішуванні основного та потоку, що перекачується

реалізоване попереднє закручення потоку в осевих каналах, як показано стрілками на рис. 1. Зменшення втрат енергії відбувається внаслідок зменшення відношення швидкостей потоку [5], що перекачується, при потраплянні у вихрову камеру, і робочого потоку, що обертається навколо вісі вихрової камери, оскільки основною особливістю струминних апаратів є вирівнювання швидкостей потоків, що змішуються, а цей процес приводить до втрати на удар, тобто до втрати (дисипації) частини працездатної енергії потоків [5, 10].

Закручення потоку, що перекачується, можливо створити за допомогою завихрювачів (рис. 2).

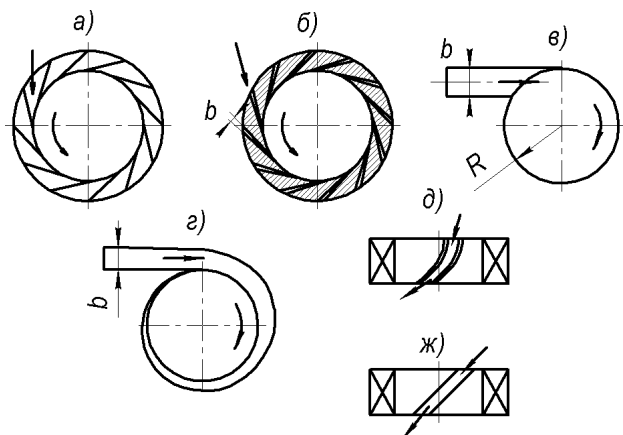


Рис. 2 – Завихрювачі:

a – лопатний; *б* – щільний; *в* – із тангенціальним патрубком; *з* – завитковий; *д, ж* – торцеві лопатні

За місцем розташування завихрювачі можливо розділити на апарати з торцевим завихрювачем та з завихрювачем, розташованим на циліндричній поверхні каналу. Завихрювачі можуть бути лопатними, щільними, завитковими, тангенціальними з одним або кількома патрубками [12]. В даній роботі закручення потоку моделювалося без урахування конкретного типу завихрювача, ступінь закручення аналізувався за числом Россбі, яке пропорційне відношенню кількості руху до моменту кількості руху рідини, що обертається [1, 12, 13]. Для вихрових камер число Россбі та ступінь обертання рідини визначають відношенням радіальної до тангенціальної складової швидкості біля циліндричної поверхні камери. Загалом, для обертаних потоків ступінь закручення можна визначити двома способами: відношенням тангенціальної швидкості до радіальної (спіральний рух) або відношенням тангенціальної швидкості до осової (гвинтовий рух) [12, 13]. При дослідженні впливу закручення потоку на характеристики вихрекамерних насосів краще підходить в якості критерію порівняння осьова швидкість, внаслідок того, що вона залежить від перепаду тисків між камерою та осовим каналом, тому є практично незмінною, та не залежить від закручення.

Для подальшого аналізу оберемо в якості параметра, що характеризує закручення потоку, параметр гвинтового руху рідини, який розраховується за формулою:

$$K = \frac{U_0}{W_0},$$

де U_0 – тангенціальна швидкість потоку, що перекачується;

W_0 – осьова швидкість.

На рис. 3. представлена розрахункова модель вихрекамерного насоса, який включає в себе вихрову камеру змішання, тангенціальні канали входу та виходу, осові канали всмоктування середовища, що перекачується.

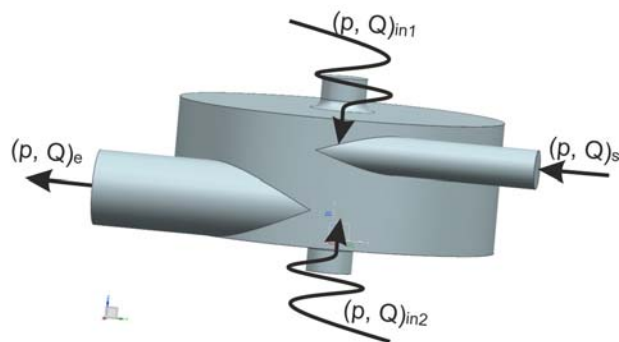


Рис. 3 – Схема проточної частини вихрекамерного насосу

Для визначення енергетичних характеристик вихрекамерних насосів був зроблений чисельний експеримент на основі рішень рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом для нестисливої рідини, отриманих з використанням узагальненої гіпотези Бусінеска, що зв'язує напруги Рейнольдса з осередненими параметрами потоку [14, 15]. В якості робочих середовищ, що перекачується, та, яке перекачують, було обрано воду. Для замикання математичної моделі до рівнянь руху додане рівняння нерозривності. Для розрахунку течії була прийнята модифікована двошарова SST « $k-\omega$ » модель турбулентності переносу напруг Ментера, що зрушують, яка враховує особливості течії біля твердих стінок і в зовнішньому потоці, та приводить до задовільних результатів розрахунку обмежених стінками потоків [9, 16]. Математичне моделювання проводилося в програмному комплексі OpenFOAM (OpenCFD Ltd) при наступних значеннях граничних умов: на всіх границях розрахункової області прийняті «жорсткі» граничні умови: на твердій стінці – умова прилипання рідини $\vec{V}|_b = 0$, у вхідному перетині каналу живлення задавалося значення тиску гальмування $p|_b = p_s$, у вихідних каналах – рівність нулю тиску $p|_b = 0$. При завданні граничних умов осевих входів вихрової камери враховувалося те, що в закрученому потоці тиск розподіляється за радіусом струменя. Тому була збільшена розрахункова область і задані граничні умови виходу на новій границі, де тиск практично дорівнює нулю й не змінюється за радіусом [1, 8, 9].

Потужність сіткової розбивки складала приблизно 5 млн. елементів для забезпечення параметра $Y^+ < 2$. Також було проведено розрахунок із сітковою розбивкою на 20 млн. елементів, та отримано, що

результати за розбивками в 5 та 20 млн. елементів практично не відрізняються, тому подальші розрахунки проведено із розбивкою у 5 млн. елементів.

Результати розрахунку залежності відносного коефіцієнту корисної дії вихрекамерних насосів від ступеня закручення потоку K показані на рис. 4. Коефіцієнт корисної дії розраховувався за наступною формулою:

$$\eta = \frac{p_e Q_m}{p_s Q_s} = \frac{\left(p_e - p_{in} + \frac{\rho(V_e^2 - V_{in}^2)}{2} \right) Q_m}{\left(p_s - p_e + \frac{\rho(V_s^2 - V_e^2)}{2} \right) Q_s}; \quad \bar{\eta} = \eta / \eta_0,$$

де η_0 – коефіцієнт корисної дії вихрекамерного насоса без попередньої закрутки потоку, що перекачується.

Для аналізу зміни ККД будемо використати відносну зміну ККД у порівнянні з насосом без попереднього закручення потоку: $\Delta\bar{\eta} = \bar{\eta} - 1$.

З рис. 4. видно, що відносний ККД зростає зі збільшенням ступеня закручення потоку, що перекачується.

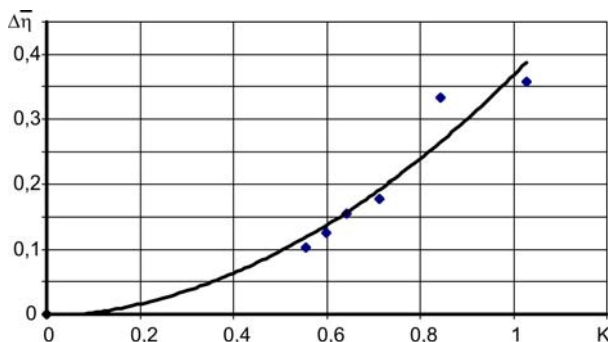


Рис. 4 – Залежність відносної зміни ККД вихрекамерних насосів від ступеня закручення потоку, що перекачується

Це підтверджує попередні припущення про зменшення втрати на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків [5] та зменшення втрати енергії основного потоку на розкручення потоку, що перекачується, що привело до більш досконалих енергетичних характеристик насосів, ніж наведені в роботах. Так відносне зростання ККД вихрекамерних насосів із закрученням потоку склало майже 35 %.

З рис. 5 видно, що при збільшенні закручення вхідного потоку зменшується середній вакуумметричний тиск в камері.

З рис. 6 видно, що попереднє закручення вхідного потоку практично не впливає на розподіл тангенціальної складової швидкостей у вихровій камері. За результатами розрахунків отримано, що закручення також не має істотного впливу на осьову складову швидкості у вихровій камері, і осьова швидкість у горлі насоса залишається постійною, тобто не залежить від закручення. Тому обґрунтованим є вибір в якості критерію порівняння характеристик на основі числа Россбі саме гвинтового

руху, що базується на розрахунках у відношенні до осьової швидкості.

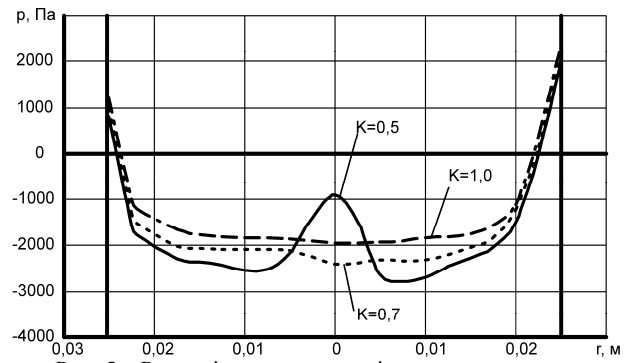


Рис. 5 – Розподіл тиску в центрі вихрової камери в залежності від ступеня закручення вхідного потоку

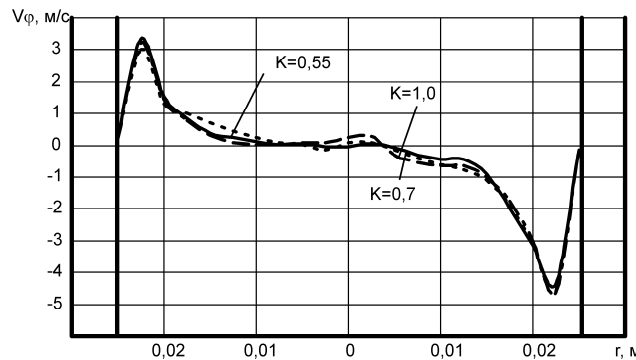


Рис. 6 – Розподіл тангенціальних швидкостей течії в центрі вихрової камери в залежності від ступеня закручення вхідного потоку

Адекватність представлених досліджень перевірялася різними способами, зокрема, на якісному рівні – зіставленням розрахункових картин течії картинам течії, отриманим експериментально, а також кількісним – порівнянням розрахункового розподілу тиску вздовж радіусу вихрової камери з експериментальними даними.

Висновки:

1. На основі математичного моделювання енергетичних характеристик вихрекамерних насосів проведено дослідження впливу ступеня закручення потоку, що перекачується на ККД насоса. Математичне моделювання проведено за допомогою рішення рівнянь Нав'є-Стоксу, осереднених за Рейнольдсом в програмному комплексі OpenFoam.

2. Відносний ККД зростає зі збільшенням ступеня закручення потоку, що перекачується. Це підтверджує попередні припущення про зменшення втрати на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків та зменшення втрати енергії основного потоку на розкручення потоку, що перекачується.

3. Використання попереднього закручення потоку, що перекачується привело до більш досконалих енергетичних характеристик насосів. Так відносне зростання ККД вихрекамерних насосів із закрученням потоку склало майже 35 %.

4. Попереднє закручення вхідного потоку практично не впливає на розподіл тангенціальної та осьової складових швидкостей у вихровій камері.

Список літератури: 1. Сьомін Д. О. Сполучення вихрових виконавчих пристроїв із сучасними системами управління / Д. О. Сьомін, В. О. Павлюченко, В. І. Ремень [та ін.]. – Луганськ : Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля, 2002. – 174 с. 2. Syomin D. Vortex mechanical devices in control systems of fluid mediums / D. Syomin, V. Pavljuchenko, Y. Maltsev [et al.]. // TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. – Lublin : TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – 2010. – № 10. – P. 440–445. 3. Суслов А. Д. Вихревые аппараты / А. Д. Суслов, С. В. Иванов, А. В. Мурашкин [и др.]. – М. : Машиностроение, 1985. – 256 с. 4. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике / А. П. Меркулов – М. : Машиностроение, 1969. – 184 с. 5. Соколов Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 352 с. 6. Levchenko D. Regime characteristics of vacuum unit with a vortex ejector stage with different geometry of its flow path / D. Levchenko, S. Meleychuk, V. Arseniev // Procedia Engineering. – 2012. – Vol. 39. P. 28–34. – Режим доступа : <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.004>. 7. Mills D. Pneumatic Conveying Design Guide : 2nd Edition / D. Mills. – Bitterworth-Heinemann, 2004. – 638 p. 8. Syomin D. Power characteristics of superchargers with vortex work chamber / D. Syomin, A. Rogovoy // Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. – Lublin : TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – 2010. – № 19. – P. 232–240. 9. Syomin D. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. / D. Syomin, A. Rogovyi // Procedia Engineering. – 2012. – Vol. 39. – P. 231–237. – Режим доступа : <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>. 10. Халатов А. А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил / А. А. Халатов, А. А. Авраменко, И. В. Шевчук. – Киев : Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2000. – Т. 3 : Закрученные потоки. – 477 с. 11. Beck Jeffrey L. Vortex injection method and apparatus / Jeffrey L. Beck // Патент США № 4449862 : 1980. 12. Смольский И. И. Аэродинамика и процессы в вихревых камерах / И. И. Смольский. – Новосибирск : ВО «Наука», 1992. – 301 с. 13. Batchelor G. K. An introduction to fluid dynamics / G. K. Batchelo. – Cambridge university press, 2000. 14. Pleicher R. H. Computational fluid mechanics and heat transfer / R. H. Pletcher, J. C. Tannehill, D. Anderson. – CRC Press, 2012. 15. Wilcox D. C. Turbulence modeling for CFD / D. C. Wilcox. – La Canada, CA : DCW industries, 1998. – Т. 2. – С. 103–217. 16. Menter F. R. Two-Equation

Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F. R. Menter // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32, № 8. P. 1598–1605.

References: 1. S'omin, D. O., et al. *Spoluchennja vihrovih vikonavchih pristroiv iz suchasnymi sistemami upravlinnja*. Lugansk: Shidnoukr. nac. un-t im. V. Dalja, 2002. Print. 2. Syomin, D., et al. "Vortex mechanical devices in control systems of fluid mediums." *Commission of motorization and power industry in agriculture*. No. 10. Lublin: TEKA Kom. Mot. Energ. Roln, 2010. 440–445. Print. 3. Suslov, A. D., et al. *Vihrevye apparaty*. Moskow: Mashinostroenie, 1985. Print. 4. Merkulov, A. P. *Vihrevoj jeffekt i ego primenienie v tehnikе*. Moskow: Mashinostroenie, 1969. Print. 5. Sokolov, E. Ja., and N. M. Zinger. *Strujnye apparaty*. Moskow: Jenergoatomizdat, 1989. Print. 6. Levchenko, D., S. Meleychuk and V. Arseniev. "Regime characteristics of vacuum unit with a vortex ejector stage with different geometry of its flow path." *Procedia Engineering*. Vol. 39. 2012. 28–34. Web. 05 November 2015 <<http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.004>>. 7. Mills, D. *Pneumatic Conveying Design Guide 2nd ed*. Bitterworth-Heinemann, 2004. Print. 8. Syomin, D., and A. Rogovoy. "Power characteristics of superchargers with vortex work chamber." *Commission of motorization and power industry in agriculture*. No. 19. Lublin: TEKA Kom. Mot. Energ. Roln, 2010. 232–240. Print. 9. Syomin, D., and A. Rogovoy. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. *Procedia Engineering*. Vol. 39. 2012. 231–237. Web. 05 November 2015 <<http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>>. 10. Halatov, A. A., A. A. Avramenko and I. V. Shevchuk. *Teploobmen i gidrodinamika v poljah centrobezhnyh sil*. Vol. 3. Kiev: In-t. tehn. teplofiziki NAN Ukrainy, 2000. Print. 11. Beck, Jeffrey L. *Vortex injection method and apparatus*. Patent USA No. 4449862. 1980. Print. 12. Smul'skij, I. I. *Ajerodinamika i processy v ivhrevyh kamerah*. Novosibirsk: VO "Nauka", 1992. Print. 13. Batchelor, G. K. *An introduction to fluid dynamics*. Cambridge university press, 2000. Print. 14. Pletcher, R. H., J. C. Tannehill and D. Anderson. *Computational fluid mechanics and heat transfer*. CRC Press, 2012. Print. 15. Wilcox, D. C., et al. *Turbulence modeling for CFD*. Vol. 2. La Canada, CA: DCW industries, 1998. 103–217. Print. 16. Menter, F. R. "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications". *AIAA Journal* 32. 8 (1994): 1598–1605. Print.

Надійшло (received) 05.11.2015

Сьомін Дмитро Олександрович – доктор технічних наук, професор, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, професор кафедри «Гідрогазодинаміка», м. Северодонецьк; тел.: (06452) 40-34-2; e-mail: sdaa261@ukr.net.

Syomin Dmitry Oleksandrovych – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Volodymyr Dahl East-Ukraine National University, Professor at the Department of "Fluid Dynamics", Severodonetsk; tel.: (06452) 40-34-2; e-mail: sdaa261@ukr.net.

Роговий Андрій Сергійович – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Теоретична механіка і гідравліка», м. Харків; тел.: (057) 707-37-30; e-mail: asrogovoy@ukr.net.

Rogovyi Andrii Serhiyovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Kharkiv National Automobile and Highway University, Associate Professor at the Department of "Theoretical Mechanics and Hydraulics", Kharkiv; tel.: (057) 707-37-30; e-mail: asrogovoy@ukr.net.

Левашов Артем Миколайович – Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, аспірант кафедри «Гідрогазодинаміка», м. Северодонецьк; тел.: (06452) 40-34-2; e-mail: boschedi@mail.ru.

Levashov Artem Mykolayovych – Volodymyr Dahl East-Ukraine National University, Postgraduate Student at the Department of "Fluid Dynamics", Severodonetsk; tel.: (06452) 40-34-2; e-mail: boschedi@mail.ru.