

УДК 621.694:533.697.5

Д.О. СЬОМІН, д-р техн. наук; проф. СНУ ім. В.Даля; Луганськ;
А.С. РОГОВИЙ, канд. техн. наук; доц. ХНАДУ; Харків

ВПЛИВ УМОВ ВХОДУ СЕРЕДОВИЩА, ЩО ПЕРЕКАЧУЄТЬСЯ, НА ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРЕКАМЕРНИХ НАСОСІВ

На основі методів планування експериментів на математичній моделі проведена оптимізація умов входу середовища, що перекачується, у вихрекамерний насос, за рахунок чого зменшені втрати на удар потоків, що змішуються. Відносний ККД конструкції вихрекамерного насоса із введенням потоку, що перекачується, через кільцевий канал отриманий на 9% більший, ніж при всмоктуванні через осьовий канал, розташований по осі вихрової камери. Побудовано залежності відносного середнього вакуумметричного тиску в осьовому каналі входу у вихрову камеру від відносного радіуса камери та відносної площі каналу входу.

Ключові слова: вихрекамерний насос, умови входу, втрати на удар, чисельний розрахунок, енергетичні показники, профіль швидкості.

Постановка проблеми. У багатьох галузях промисловості (вугільна, хімічна, теплоенергетична, сільське господарство, транспорт, будівництво) широке розповсюдження отримали системи, призначені для переміщення робочих середовищ, створені на основі насосів, що перекачують різні одне- і багатофазні середовища. Їхня ефективність роботи істотно впливає й на ефективність виробництва. Найчастіше робота насосів відбувається за несприятливих умов експлуатації, тобто при впливі різних негативних факторів з боку зовнішнього й робочого середовищ таких 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 обмежені або знижені [5, 9, 11]. Ці впливи приводять до швидкого зношування механічних робочих органів та ущільнень насосів, а при перекачуванні газорідинних сумішей з великим вмістом газу – до зриву параметрів роботи.

Рішення проблеми можливе шляхом використання струминних насосів для перекачування середовищ в умовах, що викликають зниження експлуатаційних характеристик динамічних насосів. Струминні насоси мають високі показники надійності та довговічності, конструктивно прості й можуть працювати практично на будь-яких складах і концентраціях робочих рідин. Однак, струминні насоси мають великі поздовжні габаритні розміри й велику витрату робочої рідини, їх ККД не перевищує 30 % [5, 7, 8]. З іншого боку, вихрові ежектори, мають більш компактні розміри, але їх ККД не досягає й 10 % [2, 6].

Таким чином, удосконалювання 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 [7, 10, 15].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Використання таких гідроаеродинамічних ефектів як зниження тиску на осі обертового потоку [9, 11, 12] і створення надлишкового тиску на його периферії, дозволяє створювати струминні

пристрої, відмінні від відомих прямоточних і вихрових струминних насосів [2, 4, 6]. До їх числа відносяться насоси з вихровою камерою змішання [7, 10, 13, 15]. Перевагами вихрекамерного насоса, у порівнянні з ежекторами й насосами прямоточного типу, є можливість більшого ступеня підвищення тиску на виході з апарата при низьких рівнях тиску живлення й значне зниження осьових розмірів [7, 15]. Поліпшити енергетичні характеристики вихрекамерних насосів можна за рахунок зменшення втрат на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків [8], що може привести до більш досконалих енергетичних характеристик насосів, ніж наведені в роботах [7, 15].

Мета. Метою роботи є вдосконалювання енергетичних характеристик вихрекамерних насосів за рахунок установа впливу умов входу середовища, що перекачується, у насос, і зменшення втрат на удар потоків, що змішуються.

Результати досліджень. Вихрекамерний насос [7, 15] 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. 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).

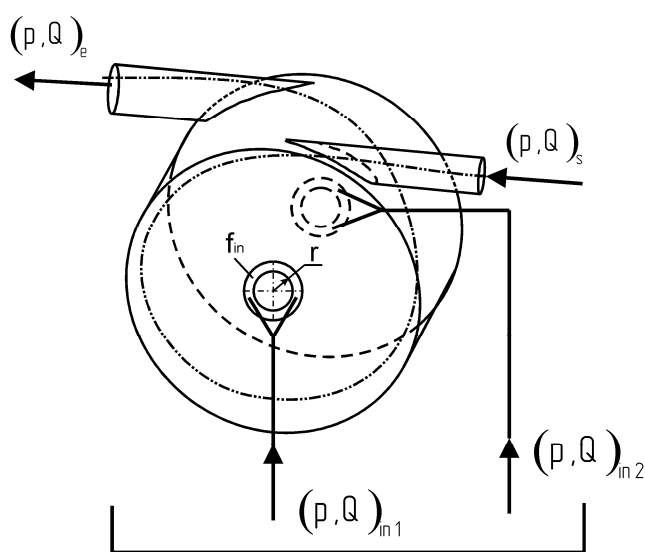


Рис. 1 – Вихрекамерний насос

У струминних апаратах, навіть ідеалізованих (без втрат на тертя), ККД менше 1, 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 [8].

Як видно з рис. 2, наведеного у [8], втрата на удар (δE) залежить, у першу чергу, від відношення швидкостей потоку, що перекачується (V_{in}), і робочого потоку

(V_s) на вході у вихрову камеру змішання. Чим це співвідношення ближче до одиниці, тим менше втрата на удар.

Для визначення швидкостей потоків, що перекачується та робочого, у вихрекамерному насосі 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 [1, 3, 14].

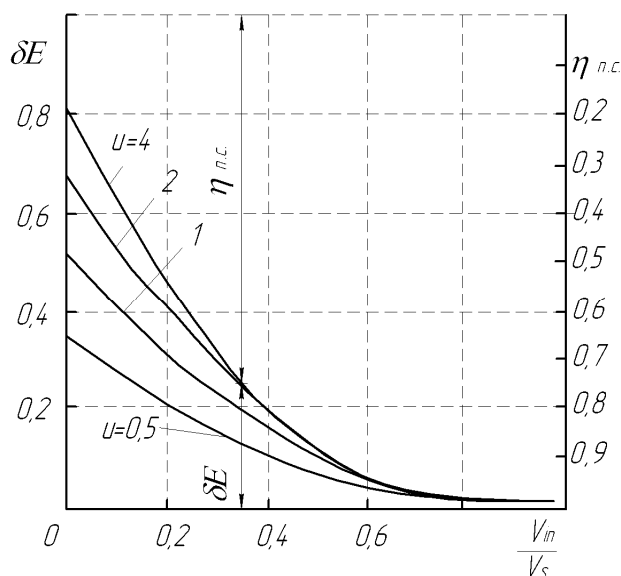


Рис. 2 – Залежність коефіцієнта корисної дії процесу змішання й втрат на удар від співвідношення швидкостей потоків, що перекачується та робочого, у прямоточних струминних апаратах.

Узято з [8] (u – коефіцієнт ежекції)

Рідина прийнята нестисливою внаслідок того, що в багатьох задачах перекачування рідин за допомогою струминної макротехніки робочі тиски й швидкості такі, що з достатньою точністю, течію в них можна вважати нестисливою [7, 9, 11, 15]. 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 [3, 14]. 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 $\bar{V}|_b = 0$, 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 осьових 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 [7, 11].

Результати розрахунку повної швидкості наведені на рис. 3. З нього видно, що в приосьовій зоні, де спостерігається найбільше зниження тиску, швидкості становлять

20÷30% від максимальної швидкості, що приводить до того, що всмоктаний потік ударяється об ядро потоку, що обертається з невеликою швидкістю. При збільшенні відносного радіуса $\bar{r} = r/R$ (R – радіус вихрової камери) росте й швидкість потоку, і введення потоку, що перекачується, на віддаленні від центра камери приведе до меншого співвідношення швидкостей робочого потоку та потоку, який перекачується, що дозволить зменшити втрати на удар. Уведення потоку на відстані від осі камери вимагає зміни форми поперечного перерізу осьових каналів входу на кільцеву (рис. 1).

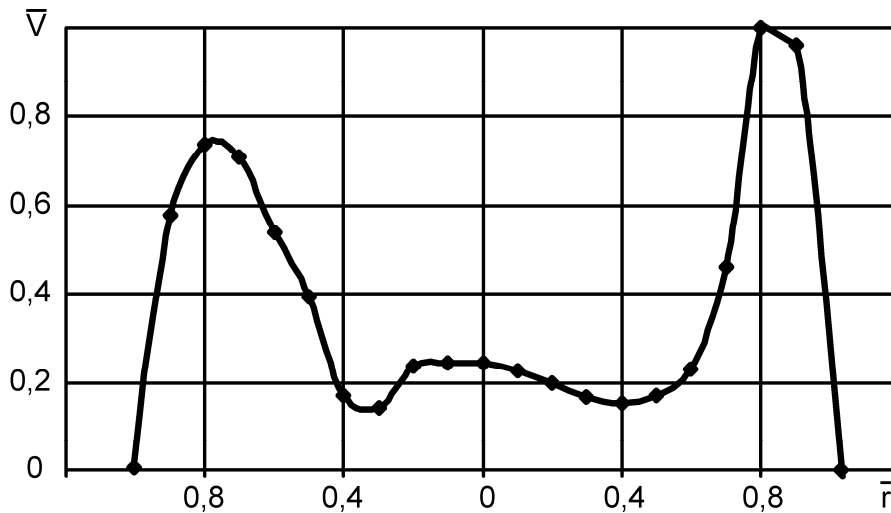


Рис. 3 – Профіль відносної повної швидкості середовища на нижній торцевій стінці без подачі потоку, що перекачується

Введення потоку через кільцевий канал на відстані від осі вихрової камери змінює профіль швидкості, як показано на рис. 4.

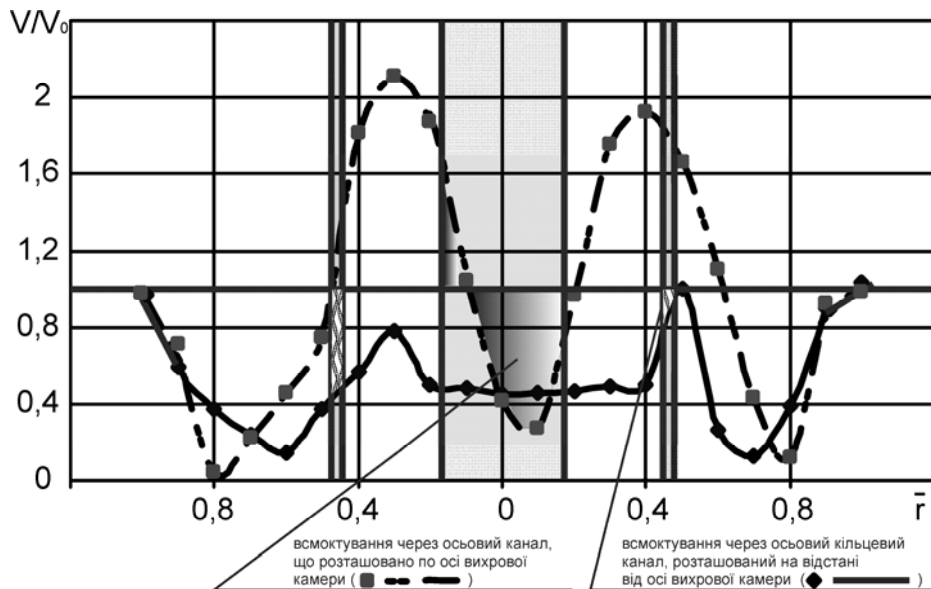


Рис. 4 – Профілі відносної повної швидкості середовища на нижній торцевій стінці з усмоктуванням середовища, що перекачується, через осьові канали по центрі вихрової камери й на відстані від неї

На рис. 4 показані відносні профілі швидкості у вихровій камері при різних умовах входу середовища, що перекачується. Швидкості віднесені до відповідних

повних швидкостей середовища при відсутності всмоктування через осьові канали. Як було сказано раніше, чим ближче співвідношення швидкостей до одиниці, тим менше втрати на удар. При всмоктуванні через осьовий канал у центрі вихрової камери співвідношення швидкостей коливається від 0,4 до 1,6, тобто є точки, де швидкість середовища, що перекачується, більше ніж швидкість у вихровій камері і є точки - де менше. У випадку всмоктування через кільцевий канал на віддаленні від осі вихрової камери співвідношення швидкостей коливається від 0,4 до 0,8, чим можна пояснити менші втрати на удар і більш досконалі енергетичні характеристики.

Зміна форми поперечного перетину осьових каналів, а також зсув уведення середовища, що перекачується відносно осі, де спостерігається найбільше розрідження, приводить до зміни оптимальних геометричних параметрів вихрекамерних насосів, отриманих у роботі [15]. Тому, для визначення оптимальних енергетичних характеристик вихрекамерних насосів був проведений чисельний експеримент на основі методів планування.

При проведенні чисельного експерименту було обрані фактори, які істотно впливають на характеристики насоса (\bar{r} , \bar{f}_{in} – відносна площа осьових каналів входу, віднесена до площі каналу живлення). Інші геометричні параметри насоса не варіювалися, виходячи з їх оптимальних значень, отриманих при оптимізації роботи вихрекамерних насосів, наведених в роботах [7, 15]. За допомогою апріорної інформації про характеристики насоса були визначені значення факторів, при яких виходять результати, близькі до оптимальних. Ці точки при плануванні розглядалися як нульовий (основний) рівень – $\bar{r} = 0,45$, $\bar{f}_{in} = 4$. Таким чином, варіювання факторів здійснювалося в наступних діапазонах: $\bar{r} = 0 \dots 0,9$, $\bar{f}_{in} = 2 \dots 6$. У результаті була отримана матриця планування, що містила дев'ять експериментальних точок.

За результатами чисельного експерименту було побудовано залежності відносного ККД і відносного середнього вакуумметричного тиску в осьовому каналі входу у вихрову камеру (\bar{p}_{vac}) від факторів, що варіювалися (рис. 5). ККД був віднесений до ККД вихрекамерного насоса з оптимальними характеристиками, отриманими в [15] для $\bar{r} = 0$ й $\bar{f}_{in} = 2,72$, $\bar{p}_{vac} = p_{vac} / p_s$, де p_{vac} – середній вакуумметричний тиск в осьовому каналі входу у вихрову камеру.

З рис. 5, а, видно, що оптимальне значення відносного ККД відповідає геометричним параметрам: $\bar{r} = 0,26$, $\bar{f}_{in} = 6$, при цьому $\bar{\eta} = 1,09$. ККД насоса незначно залежить від площі каналів усмоктування (\bar{f}_{in}) і приймає приблизно однакові значення при $\bar{r} = 0 \dots 0,5$.

З рис. 5, б, видно, що відносний середній вакуумметричний тиск в осьовому каналі входу у вихрову камеру зростає зі збільшенням \bar{r} і зменшенням \bar{f}_{in} . Однак, при цьому значно знижується коефіцієнт ежекції, що приводить до зниження ККД. Раціональними конструкціями насоса при вакуумуванні замкнутих обсягів, будуть конструкції з $\bar{r} = 0 \dots 0,5$ й $\bar{f}_{in} = 2 \dots 2,5$.

Адекватність отриманих рішень перевірялася різними способами, зокрема на якісному рівні – зіставленням розрахункових картин течії картинам течії, отриманим експериментально, що підтвердило доцільність використання для опису процесів течії обмежених закручених потоків SST « $k - \omega$ » моделі турбулентності.

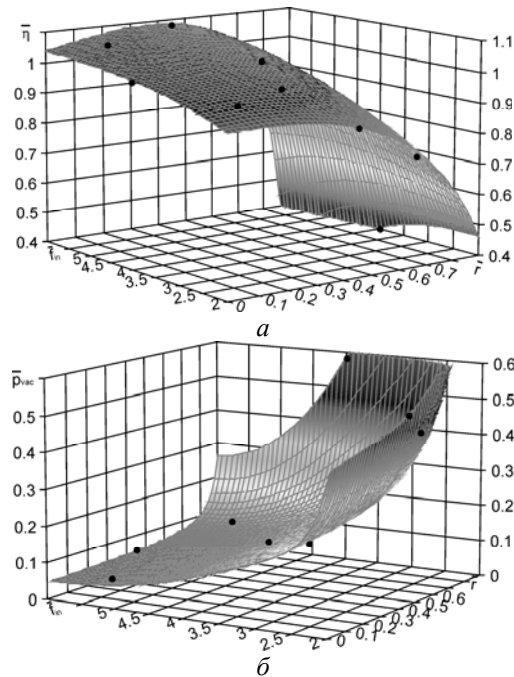


Рис. 5 – Залежності відносного ККД і відносного середнього вакуумметричного тиску в осьовому каналі входу від геометричних параметрів входу середовища, що перекачується, у вихрову камеру: *а* – відносний ККД; *б* – відносний середній вакуумметричний тиск

Висновки: 1. На основі методів планування на математичній моделі проведена оптимізація умов входу середовища, що перекачується, у насос, за рахунок чого зменшені втрати на удар потоків, що змішуються. Отримано, що відносний ККД конструкції вихрекамерного насоса із введенням потоку, що перекачується, через кільцевий канал на 9% більший, ніж при всмоктуванні через осьовий канал, розташований по осі вихрової камери.

2. У приосьовій зоні, де спостерігається найбільше зниження тиску, швидкості потоку становлять 20÷30% від максимальної швидкості, що приводить до того, що всмоктаний потік ударяється об ядро потоку, яке обертається з невеликою швидкістю. На віддаленні від центра камери зростає швидкість обертового потоку, що приводить до меншого співвідношення швидкостей потоків, що перекачується та робочого, що дозволяє зменшити втрати на удар. При всмоктуванні через осьовий канал, розташований по центрі вихрової камери, співвідношення швидкостей коливається від 0,4 до 1,6. У випадку всмоктування через кільцевий канал на віддаленні від осі вихрової камери співвідношення швидкостей коливається від 0,4 до 0,8, чим можна пояснити менші втрати на удар і більш досконалі енергетичні характеристики.

3. За результатами чисельного експерименту було побудовано залежності відносного ККД і відносного середнього вакуумметричного тиску в осьовому каналі входу у вихрову камеру від факторів, що варіювалися. Оптимальне значення відносного ККД відповідає геометричним параметрам: $\bar{r} = 0,26$, $\bar{f}_{in} = 6$, при цьому $\bar{\eta} = 1,09$. ККД насоса незначно залежить від площі каналів усмоктування (\bar{f}_{in}) і приймає приблизно однакові значення при $\bar{r} = 0...0,5$.

4. Відносний середній вакуумметричний тиск в осьовому каналі входу у вихрову камеру зростає зі збільшенням \bar{r} і зменшенням \bar{f}_{in} . Однак, при цьому значно знижується коефіцієнт ежекції, що приводить до зниження ККД. Раціональними

конструкціями насоса при вакуумуванні замкнутих обсягів, будуть конструкції з $\bar{r} = 0...0,5$ й $\bar{f}_{in} = 2...2,5$.

Список літератури: 1. *Андерсон, Д.* Вычислительная гидромеханика и теплообмен [Текст] : в 2-х т. / Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер. – М. : Мир, 1990. – Т. 1. – 384 с. – ISBN 5-03-001927-8 (в пер.). 2. *Суслов, А. Д.* Вихревые аппараты [Текст] / А. Д. Суслов, С. В. Иванов, А. В. Мурашкин, Ю. В. Чижиков. – М. : Машиностроение, 1985. – 256 с. 3. *Гарбарук, А. В.* Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений [Текст] : учеб. пособие / А. В. Гарбарук, М. Х. Стрелец, М. Л. Шур – СПб : Политехн. ун-т, 2012. – 88 с. : ил. – 100экз. – ISBN 978-5-7422-3349-7. 4. *Дубинский, М. Г.* Вихревой вакуум-насос [Текст] / М. Г. Дубинский // Известия АН СССР. – М. : ОН, 1954. – № 9. 5. *Євтушенко, А. О.* Гідродинамічні машини і передачі [Текст] : навч. посіб. / А. О. Євтушенко ; Сум. держ. ун-т. – Суми : СумДУ, 2005. – 256с. : іл. – Бібліогр.: с. 245–251. – ISBN 966-657-080-7. 6. *Меркулов, А. П.* Вихревой эффект и его применение в технике [Текст] / А. П. Меркулов – М. : Машиностроение, 1969. – 184 с. 7. *Роговий, А. С.* Удосконалювання енергетичних характеристик струминних нагнітачів [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17 ; захищена 14.06.07 / Роговий Андрій Сергійович. – Луганськ, 2007. – 193 с. 8. *Соколов, Е. Я.* Струйные аппараты [Текст] / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 352 с. 9. *Сьомін, Д. О.* Сполучення вихрових виконавчих пристроїв із сучасними системами управління [Текст] / Д. О. Сьомін, В. О. Павлюченко, В. І. Ремень, Я. І. Мальцев. – Луганськ : Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля, 2003. – 172 с. – Бібліогр. : с. 164–171. – ISBN 966-590-368-3. 10. Струминный насос [Текст] : декларацийный патент на корисну модель 9805 : МПК B65G53/30 / Д. О. Сьомін, А. С. Роговий – № u200503142 ; заявл. 05.04.2005 ; опубл. 17.10.2005, Бюл. №10. – 3с. 11. *Сьомін, Д. О.* Підвищення ефективності переміщення вантажів трубопровідним транспортом засобами струминної арматури [Текст] : дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.12 ; захищена 27.12.04 / Сьомін Дмитро Олександрович. – Луганськ, 2004. – 381с. 12. *Халатов, А. А.* Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил [Текст] : в 4-х т. / А. А. Халатов, А. А. Авраменко, И. В. Шевчук. – К. : Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2000. – Т. 3 : Закрученные потоки. – 477с. 13. *Jeffrey, L. Beck.* Vortex injection method and apparatus [Text] : патент США № 4449862 / Jeffrey L. Beck. – 1980. 14. *Menter, F. R.* Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [Text] / F. R. Menter // AIAA Journal. – Vol. 32. – № 8. – P.1598–1605. 15. *Syomin, D.* Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps [Text] / D. Syomin, A. Rogovyi // Procedia Engineering. – 2012. – Vol. 39. – P. 231–237. – Режим доступу : <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>. – Назва з екрана. – 17.08.2012 р.

Bibliography (transliterated): 1. Anderson, D., Dzh. Tannehill and R. Pletcher. *Vychislitel'naja gidromehaniка i teploobmen*. Vol. 1. Moscow: Mir, 1990, 2 vols. ISBN 5-03-001927-8. Print. 2. Suslov, A. D., et al. *Vihreвыe apparaty*. Moscow: Mashinostroenie, 1985. Print. 3. Garbaruk, A. V., M. H. Strelec, M. L. Shur *Modelirovanie turbulentsnosti v raschetah slozhnyh techenij*. SPb: Politehn. un-t, 2012. ISBN 978-5-7422-3349-7. Print. 4. Dubinskij, M. G. "Vihrevoj vakuum-nasos." *Izvestija AN SSSR*. No. 9. Moscow: OTN, 1954. Print. 5. Evtushenko, A. O. *Gidrodinamichni mashini i peredachi*. Sumy: SumDU, 2005. ISBN 966-657-080-7. Print. 6. Merkulov, A. P. *Vihrevoj jeffekt i ego primenenie v tehnikе*. Moscow: Mashinostroenie, 1969. Print. 7. Rogovij, A. S. *Udoskonaljvannja energetichnih harakteristik struminnih nagnitachiv. Dis. ... kand. tehn. nauk*. Lugansk, 2007. Print. 8. Sokolov, E. Ja., and N. M. Zinger. *Strujnye apparaty*. Moscow: Jenergoatomizdat, 1989. Print. 9. S'omin, D. O., et al. *Spoluchennja vykhrovykh vykonavchykh prystroyiv iz suchasnymy systemamy upravlinnja*. Lugansk: Skhidnoukr. nats. un-tu im. V. Dallya, 2003. ISBN 966-590-368-3. Print. 10. S'omin, D. O., and A. S. Rohovyy. *Strumynnyy nasos*. Ukraine Patent no. u200503142 (MPK B65G53/30). 17 October 2005. Print. 11. S'omin, D. O. *Pidvyshchennja efektyvnosti peremishchennja vantazhiv truboprovodnym transportom zasobamy strumynnoyi armatury. Dys. ... d-ra tekhn. nauk*. Lugansk, 2004. Print. 12. Halatov, A. A., A. A. Avramenko and I. V. Shevchuk. *Teploobmen i gidrodinamika v poljah centrobezhnyh sil*. Vol. 3. *Zakruchennye potoki*. Kiev: In-t tehn. teplofiziki NAN Ukraine, 2000, vols. 4. Print. 13. Jeffrey, L. Beck. *Vortex injection method and apparatus*. USA Patent no. 4449862. 1980. Print. 14. Menter, F. R. "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications." *AIAA Journal*. 32.8: P.1598–1605. Print. 15. Syomin, D., and A. Rogovyi. "Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps." *Procedia Engineering* 39 (2012): 231–237. Web. 17 August 2012 <<http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>>.

Надійшла (received) 20.12.2014