

УДК 621.65

Д.В. Казнієнко, аспірант
І.О. Ковальов, канд. техн. наук, проф.
Сумський державний університет

ОБГРУНТУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДОЦЕНТРОВОГО НАСОСНОГО СТУПЕНЮ

У даній статті проведено аналіз робочого процесу доцентрового насосного ступеню, спроектованого у ході дослідження можливості підвищення енергоємності ступеню насосу ЦНС за рахунок використання комбінованого відцентрово-доцентрового процесу енергопередачі. Описано чисельний експеримент по визначенню енергетичних параметрів кількох варіантів доцентрового ступеню та проведено їх аналіз.

комбінований робочий процес, насосний ступінь, доцентрова лопатева решітка, проточна частина, чисельний експеримент, енергетичні характеристики, енергоємність

Проблема і її зв'язок з науковими і технічними задачами.

Підвищення енергоємності серійного проміжного ступеню насосу ЦНС 180-1900, без зміни його монтажно-габаритних розмірів, можна досягнути шляхом організації комбінованого процесу енергопередачі. Такий спосіб вирішення цієї проблеми передбачає необхідність появи у складі стандартного ступеню додаткового робочого органу, який, за певних умов його роботи, створюватиме додатковий напір, що сумарно призведе до підвищення напору насосного ступеню.

На кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету досліджується варіант організації комбінованого процесу енергопередачі, на базі створення комбінованого відцентрово-доцентрового ступеню насосу ЦНС 180-1900. Такий ступінь представляє собою послідовно розташовані та конструктивно з'єднані серійну відцентрову та доцентрову проточні частини. Технологічно доцентрова лопатева решітка розташовується на зворотній стороні основного диску відцентрового робочого колеса. Така схема організації комбінованого процесу енергопередачі (рис. 1) дозволяє у межах серійного ступеню відцентрового багатоступеневого насосу розмістити додатковий робочий орган, не змінюючи його осьових та радіальних габаритів.

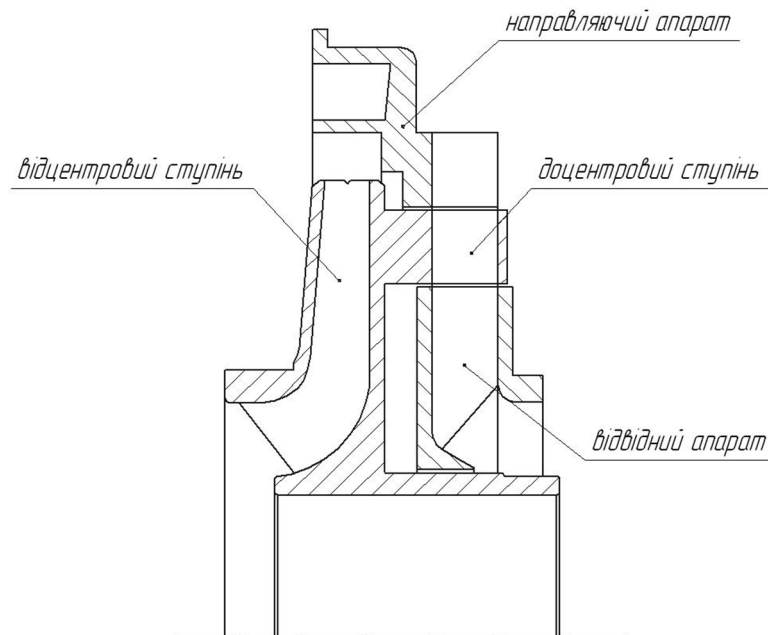


Рис. 1. Проточна частина комбінованого насосного ступеню

Використовуючи такий комбінований ступінь в якості змінних проточних частин до багатоступеневих насосів серії ЦНС 180, можна досягнути підвищення енергоємності існуючих насосних агрегатів. При проектуванні та виготовленні нових багатоступеневих насосів, використання комбінованого ступеню підвищеної енергоємності дасть змогу досягнути необхідних параметрів по напору за допомогою меншої кількості ступенів, у порівнянні з існуючими конструкціями таких насосів.

Підвищення напірності окремого ступеню та насосу в цілому є актуальною проблемою у галузі будування насосного обладнання для заводнення нафтових пластів [6].

Аналіз досліджень і публікацій.

Робочий процес відцентрового лопатевого ступеню добре відомий, детально досліджений та досить ґрунтовно описаний у багатьох працях [1, 2, 3, 4, 5].

Значний досвід експлуатації відцентрового насосного обладнання, зокрема у галузі видобутку нафти, призвів до виникнення кількох напрямів вирішення найбільш актуальних проблем. Так, наприклад, для підвищення ефективності використання насосів типу ЦНС 180, які досить часто експлуатуються у режимах суттєвого недонавантаження, що в свою чергу викликано особливостями умов нафтовидобування, науковцями «ВНДІАН» запропоновано використання змінних проточних частин. Такий спосіб дозволяє, при незначних витратах, на зменшеному режимі по подачі насосу, досягнути необхідного

напору та вищого (у порівнянні з використанням на цьому режимі стандартної протічної частини насосу ЦНС 180-1900) коефіцієнту корисної дії [7].

Слід відмітити, що такий спосіб досягнення сталого значення напору та оптимального ккд, при з зменшеній вдвічі подачі насосного ступеню не є підвищенням його енергоємності.

Збільшення напору ступеню насоса ЦНС, без зміни його монтажно-габаритних розмірів, можна досягнути за допомогою використання подвоєного ряду лопатей на виході з робочого колеса. Цей спосіб потребує мінімальних витрат та є досить простим у реалізації, проте, за його допомогою вдається досягнути підвищення напору ступеню лише на 3...5% [8].

Поряд зі спробами принципової зміни енергетичних параметрів ступеню у межах так званої робочої зони, існують ряд способів подолання таких проблем як існування «западаючої» напірної характеристики в зоні малих витрат [9] та підвищення конструктивної міцності, з одночасним покращенням рівномірності потоку на виході з робочого колеса [10].

Усі вищевказані способи зміни характеристик існуючих відцентрових насосних ступенів вказують на досить глибокий рівень вивчення даної проблематики.

Спосіб підвищення енергоємності ступеню насосу типу ЦНС шляхом організації комбінованого процесу енергопередачі, а саме, відцентрово-доцентрового, є принципово новим та у практиці насособудування не зустрічається.

Слід відмітити, що існують певні рекомендації щодо недоцільності використання доцентрової лопатевої решітки у насосному режимі, що зумовлено особливостями доцентрового процесу енергопередачі [11]. Але вони вказують, перш за все, на порівняння ефективності використання відцентрового та доцентрового насосних ступенів.

Розробку та експериментальні дослідження комбінованого відцентрово-доцентрового ступеню описано у працях [12, 13, 14]. Аналіз результатів проведених випробувань показав, що досягнути підвищення напірності ступеню насосу типу ЦНС, шляхом організації комбінованого процесу енергопередачі, а саме, відцентрово-доцентрового, на даному етапі дослідження цієї проблеми, не вдалося. Навпаки, експериментальним шляхом виявлено деяке зниження

загального напору комбінованого ступеню, та суттєве підвищення споживаної потужності.

Нагадаємо, що принципову можливість створення напору доцентровою лопатевою решіткою доведено у працях [15, 16, 17].

Ці обставини вказують на те, що існують суттєві відмінності між теоретично спроектованими та реально існуючими параметрами потоку у доцентровій частині комбінованого ступеню, дослідженого у попередніх публікаціях.

Постановка завдання.

Дана робота є продовженням публікацій на тему розробки комбінованого відцентрово-доцентрового ступеню насосу ЦНС. Метою роботи є визначення енергетичних параметрів доцентрового ступеню, дослідження потоку у його проточній частині та формування рекомендацій щодо виготовлення доцентрової частини комбінованого робочого колеса.

Викладення матеріалу та результати.

Проточна частина доцентрового ступеню складається з трьох елементів: направляючого апарату, доцентрової решітки та відвідного апарату, кожен з яких суттєво впливає на його кінцеві параметри. На даному етапі дослідження визначено параметри потоку у межах направляючого апарату комбінованого ступеню [18] та сформовано рекомендації щодо проектування геометрії його зворотних лопатей.

Відмітимо, що приріст напору відбувається саме у доцентровій частині ступеню (роторній). У ході дослідження необхідно визначити оптимальну форму та густоту лопатей доцентрової решітки, а також реальні параметри компонент швидкості на виході з неї.

Робочий процес доцентрової насосної решітки можна описати за допомогою основного рівняння гідромашин, позначивши параметри входу та виходу з неї індексами 11 та 12 відповідно:

$$H_T = \frac{V_{12}^2 - V_{11}^2}{2g} + \frac{W_{11}^2 - W_{12}^2}{2g} + \frac{U_{12}^2 - U_{11}^2}{2g} \quad (1)$$

Рівняння (1) також можна записати у наступному вигляді:

$$H_T = \frac{\omega}{g} (R_{12} V_{12U} - R_{11} V_{11U}) \quad (2)$$

Враховуючи особливості доцентрового процесу перекачування рідини, зазначимо, що третій член рівняння (1) завжди буде від'ємним. При цьому, щоб досягнути максимального теоретичного

напорю доцентрового ступеня необхідно щоб сума перших двох членів рівняння була якомога більшою а значення третього – мінімальним.

Запишемо вираз для величини складової напору у переносному русі:

$$H_{T.пер.} = \frac{U_{12}^2 - U_{11}^2}{2g} - \frac{\omega^2 R_{12}^2 - \omega^2 R_{11}^2}{2g} = \frac{\omega^2}{2g} (R_{12}^2 - R_{11}^2) \quad (3)$$

Із аналізу рівняння (3) бачимо, що величина від'ємного значення напорю доцентрової решітки фактично залежить від різниці радіусів на виході та вході в неї. Оскільки $R_{12} < R_{11}$, то для забезпечення максимального теоретичного напорю доцентрового ступеню, при інших рівних умовах, слід висоту доцентрової решітки вибрати якомога меншою.

$$a = R_{11} - R_{12};$$

$$|R_{12} - R_{11}| \rightarrow \min. \quad (4)$$

Ще один спосіб забезпечення максимального теоретичного напорю доцентрового ступеню впливає із аналізу рівняння (2). Наявність додатного значення окружної складової абсолютної швидкості потоку на вході у доцентрову решітку V_{11U} зменшує її теоретичний напір. За умови $V_{11U} = 0$, рівняння (2) запишемо:

$$H_T = \frac{\omega}{g} R_{12} V_{12U} \quad (5)$$

Це передбачає відсутність циркуляції швидкості потоку на вході у доцентрову решітку, що забезпечується особливою формою зворотних лопатей направляючого апарату комбінованого ступеню [18].

Аналіз рівняння (5) показує, що зі збільшенням радіусу виходу доцентрової решітки R_{12} та швидкості V_{12U} , збільшується її теоретичний напір. Цей висновок, а також попередній (про висоту решітки), формують певні рекомендації щодо проектування та виготовлення доцентрового насосного ступеню.

З урахуванням вищенаведених рекомендацій та технологічної доцільності виготовлення, у дослідному зразку комбінованого відцентрово-доцентрового ступеню прийнято такі значення вхідного та вихідного радіусів відповідно: $R_{11} = 119$ мм, $R_{12} = 144$ мм.

Визначення аналітичним шляхом форми робочих органів доцентрового ступеню, яка б забезпечила максимальне значення окружної складової абсолютної швидкості на виході із решітки V_{12U} , не при-

звело до очікуваних результатів [14].

На даному етапі дослідження, з метою розрахунку параметрів потоку у доцентровій решітці, прийнято рішення провести чисельний експеримент. Враховуючи особливості розрахункового модулю ANSYS CFX, визначення параметрів потоку доцентрового ступеню вирішено провести окремо для його елементів.

Методика і порядок проведення чисельного експерименту по визначенню параметрів доцентрового робочого колеса не відрізнялися від описаних у роботі [18].

Розрахункова сітка (рис. 2) була створена у компоненті програмного комплексу ANSYS університетської версії і нараховувала 1389 тис. призматичних комірок. Для належного опису пограничних шарів поблизу твердих стінок густину сітки було збільшено.

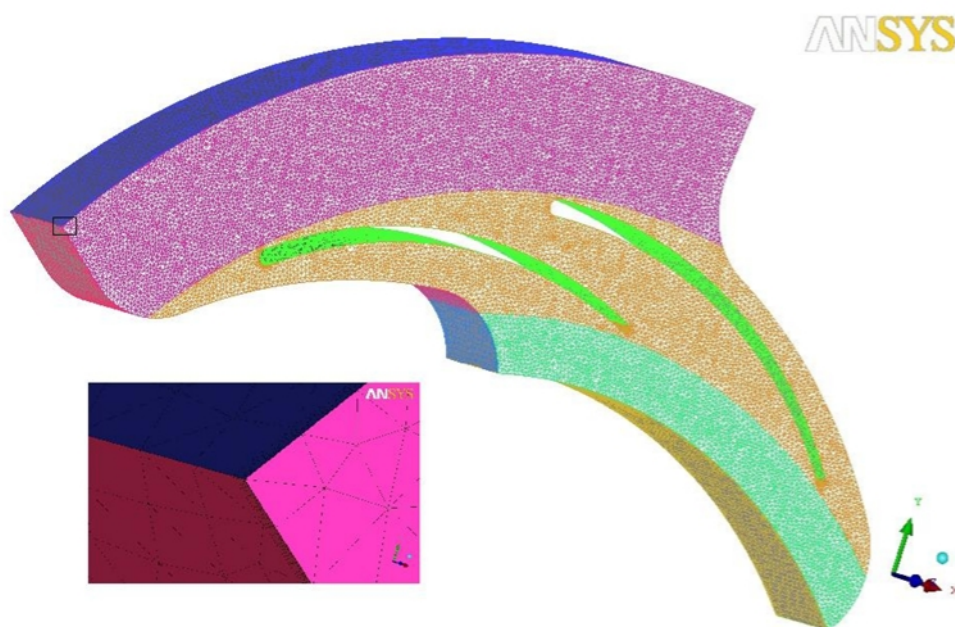


Рис. 2. Розрахункова сітка досліджуваного об'єму рідини

Величина змінної Y^+ знаходилася в межах від 10 до 100 одиниць, що відповідає рекомендаціям, приведеним в посібнику користувача [19].

Розрахунок потоку рідини у каналах досліджуваного робочого колеса було виконано за допомогою програмного продукту ANSYS CFX. Моделювання проводилося для води на розрахунковій подачі $180 \text{ м}^3/\text{год.}$ та частоті обертання робочого колеса 3000 хв^{-1} . Таким чином, було досліджено кілька варіантів доцентрової лопатевої решітки з поступовим визначенням їх енергетичних характеристик.

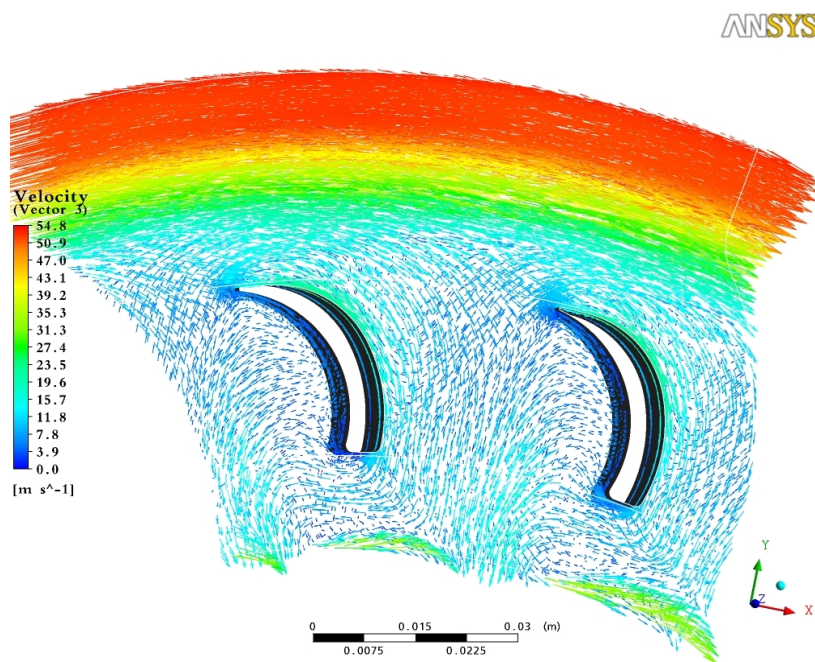


Рис. 3. Картина течії у міжлопатевих каналах доцентрового ступеню варіанту 1

дять недоцільність використання такої форми доцентрової решітки при створенні комбінованого відцентрово доцентрового насосного ступеню.

Наступні дослідження проводилися для декількох варіантів виконання доцентрової решітки. Їх вигляд та картини течії в між лопатевих каналах зображено на рис. 4 - рис. 6 відповідно. Енергетичні параметри доцентрових решіток варіантів 2, 3 та 4 зведено до таблиці 1.

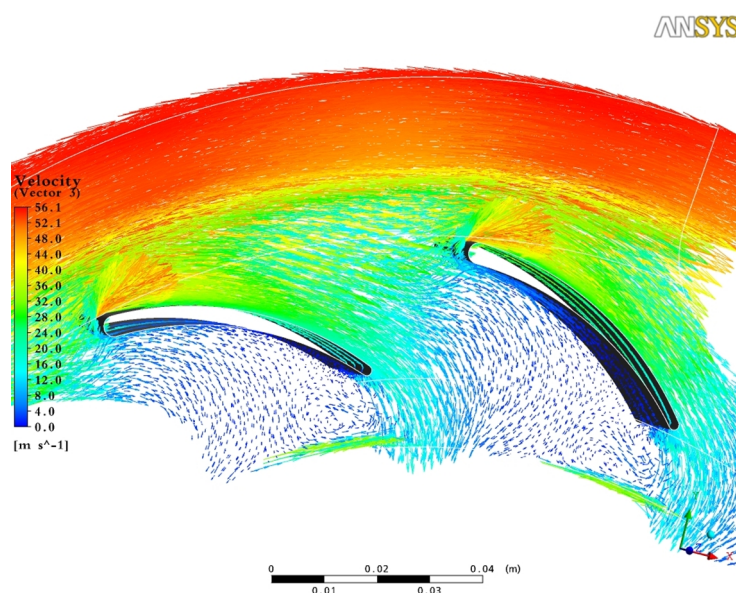


Рис. 4. Картина течії у міжлопатевих каналах доцентрового ступеню варіанту 2

ANSYS

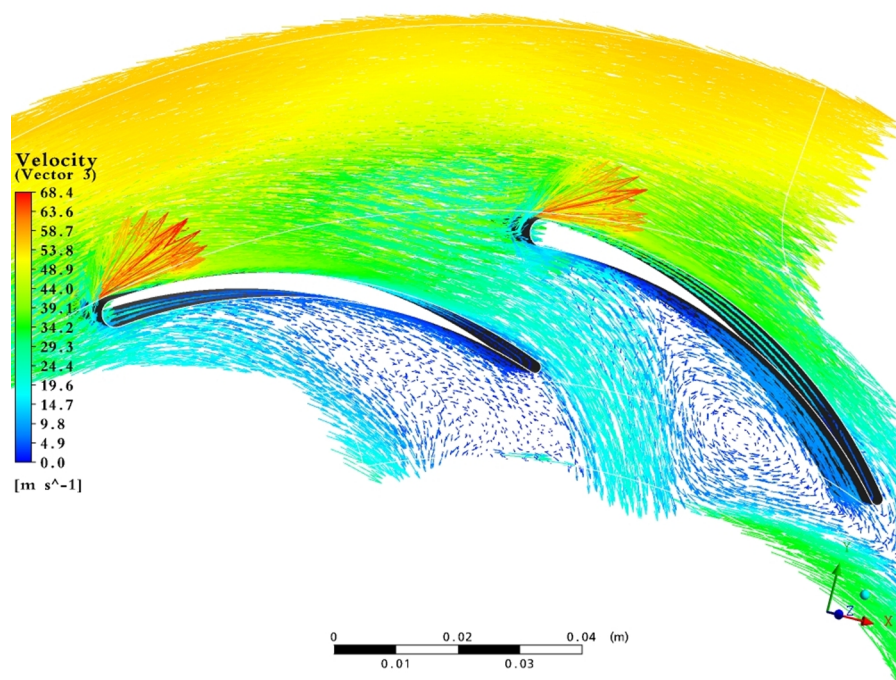


Рис. 5. Картина течії у міжлопатекових каналах доцентрового ступеню варіанту 3

ANSYS

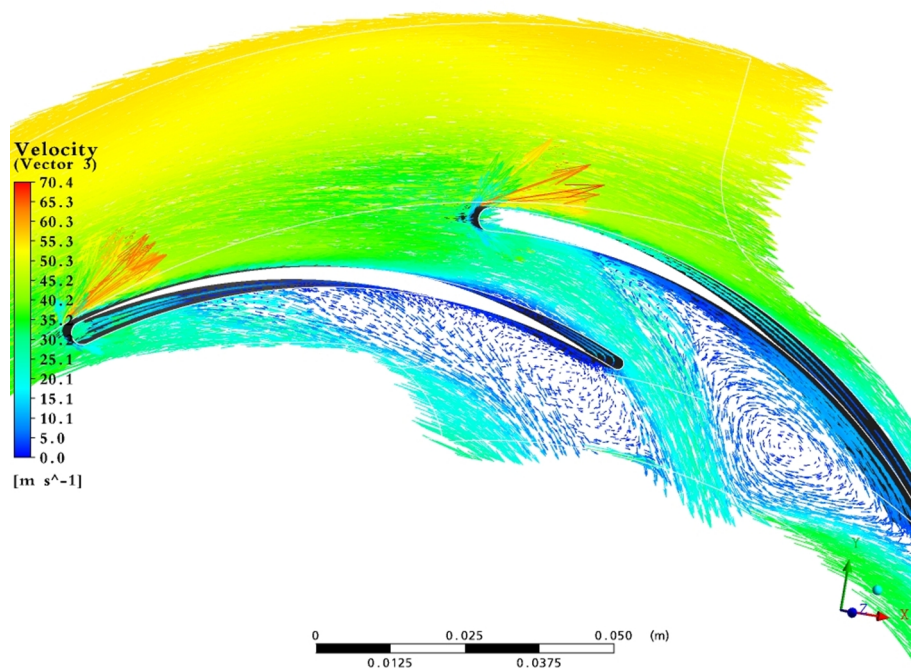


Рис. 6. Картина течії у міжлопатекових каналах доцентрового ступеню варіанту 4

Таблиця 1. Порівняльна таблиця параметрів доцентрових ступенів

	Варіант 1		Варіант 2		Варіант 3		Варіант 4	
	вхід	вихід	вхід	вихід	вхід	вихід	вхід	вихід
V , м/с	26,7	39,1	13	32,9	10,6	29,4	6,1	25,3
W , м/с	18,7	4,75	32,8	5,61	35,3	7,6	39,9	11,4
U , м/с	45,5	37,1	45,5	37,1	45,5	37,1	45,5	37,1
V_U , м/с	26,7	39	12,8	32,8	10,4	29,2	5,7	25,1
V_m , м/с	2,5	3,1	2,5	3,1	2,5	3,1	2,5	3,1
H , м	- 12,5		50,3		74		72	
N , кВт	110		62		52		46	
η	-		0,4		0,71		0,77	

Аналіз отриманих результатів дає змогу визначити оптимальний із розглянутих варіант виконання доцентрової лопатевої решітки, що має найвищі показники по напору та ккд. Візуалізація потоку у між лопатевих каналах дозволяє виявити на виході з них зону вихроутворення. Це явище ймовірно викликане різким збільшенням живого перетину у зоні так званого косого зрізу, та призводить до зменшення енергоефективності доцентрового ступеню.

Дані таблиці 1 показують, що максимальної енергоефективності та достатньо високого значення напору доцентрового ступеню вдалося досягнути при відносно меншому значенні параметра V_{12U} . Цей факт вказує на загальний вплив від зміни геометрії доцентрової решітки на усі компоненти швидкості потоку, що суттєво ускладнює аналітичний шлях визначення оптимальних геометричних параметрів доцентрового ступеню, які б забезпечили максимальну його енергоефективність при максимально можливому значенні напору.

У подальшому дослідженні даної проблематики заплановано провести поглиблений аналіз можливості впливу на параметри потоку та покращення показників енергоефективності доцентрового насосного ступеню.

Висновки та напрямки подальших досліджень.

У ході проведення чисельного експерименту вдалося визначити енергетичні параметри кількох варіантів доцентрового насосного ступеню. Зокрема, варіант 4 задовольняє умові максимальної енергоефективності. Отримані результати не лише підтверджують можливість організації комбінованого відцентрово-доцентрового процесу енергопередачі, а й вказують на доцільність використання такого

способу підвищення енергоємності ступеню насосу типу ЦНС, як нового та перспективного.

Подальший напрям досліджень передбачає поглиблене вивчення особливостей доцентрового робочого процесу з поступовим покращенням робочих характеристик доцентрового зокрема та комбінованого насосного ступеню в цілому. Поглиблений аналіз характерних умов роботи комбінованого насосного ступеню має розширити область його використання та дасть змогу вирішити проблеми насособудування.

Список джерел:

1. Ломакин А.А Центробежные и осевые насосы / А.А Ломакин. – М.-Л.: «Машиностроение», 1986.- 357 с.
2. Михайлов Л.К. Лопастные насосы. Теория расчет и конструирование / Л.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – М.: «Машиностроение», 1977. – 288 с.
3. Чиняев И. А. Лопастные насосы: справочное пособие / И.А. Чиняев. –Л., «Машиностроение»,1973 – 184 с.
4. Насосы: справочное пособие. / К.Бадеке, А. Градевальд, К. – Х. Хундт и др.; Пер. с нем.; Под ред. В. Плетнера. Пер. В.В. Малюшенко, М.К. Бобок. – М.: «Машиностроение», 1979 – 496 с.
5. Лопастные насосы: справочник / В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир, В.А. Умов; Под общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова. – Л.: «Машиностроение», Ленинградское отд-ние 1986. – 334 с.
6. Евтушенко А.А. Горизонтальная насосная система типа ЦНС / А.А. Евтушенко // Насосы. Трубопроводная арматура. Маркетинг, производство, экология. – 1999. – №1 (14 - 15) январь – март. – С. 15.
7. Твердохлеб И. Создание сменных проточных частей для насосов ЦНС / И. Твердохлеб, А. Иванюшин, С. Луговая // Насосы и оборудование. – 2003. – №2 (23) ноябрь. – С. 18 -19.
8. Твердохлеб И. Повышение напора центробежного насоса при ограничении радиальных габаритов за счет применения дополнительного ряда лопастей / И. Твердохлеб, А. Бирюков, Е. Князева // Насосы и оборудование. – 2008. – №4 (51) - 5(52). - С. 82-84.
9. Твердохлеб И. Влияние обточки рабочего колеса на форму напорной характеристики насоса / И. Твердохлеб, П. Ольштинский // Насосы и оборудование. – 2003. – №2 (23) ноябрь. – С. 34 - 35.
10. Синенко А. Ю. Рабочие колеса повышенной конструктивной прочности для центробежных насосов / А. Ю. Синенко // Насосы. Трубопроводная арматура. Маркетинг, производство, экология. – 1999. – №1 (14 - 15) январь – март. – С. 10-11.
11. Овсянников Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей / Б.В Овсянников, Б.И. Боровский. – М.: «Машиностроение», 1986. – 250 с.
12. Ковальов І.О. Визначення основних співвідношень для створення комбінованого відцентрово-доцентрового ступеню динамічного насосу лопатевого типу / І.О. Ковальов, Д.В. Казнієнко // «Вісник СумДУ. Серія технічні науки». – 2007. – №4. – С. 58 – 62.
13. Ковальов І.О. Створення комбінованого відцентрово-доцентрового ступеню динамічного насосу лопатевого типу / І.О. Ковальов, Д.В. Казнієнко // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2007. – №3 (109). – С. 120 – 124.
14. Ковальов І.О. Проектування, виготовлення та експериментальні дослідження комбінованого відцентрово-доцентрового ступеню / І.О. Ковальов, Д.В. Казнієнко // Вісник СумДУ. Серія технічні науки. – 2009. – №4. – С. 45 – 49.

15. Ильясов А.Е. Аэродинамические характеристики центростремительного вентилятора с быстроходностью $n_s=130$ / А.Е. Ильясов, Б.К. Муслин, В.Т. Сулича // Республ. межведомств. научно-техн. сб. "Гидравлические машины". – 1978. – Вып. 12. – С. 89-92.
16. Ильясов А.Е. Влияние геометрии входных элементов на характеристики центростремительного вентилятора / А.Е. Ильясов, Н.П. Никитина // Моделирование гидроаэродинамических процессов в транспортных машинах и технологическом оборудовании. – Ворошиловград, 1984. – С. 47- 61.
17. Ильясов А.Е. Разработка и исследование центростремительного вентилятора: автореферат диссертации на соискание уч. степени канд. техн. наук / А.Е. Ильясов. – Х., 1989. – 14 с.
18. Ковальов І.О. Визначення параметрів потоку у межах направляючого апарату відцентрово-доцентрової ступені / І.О. Ковальов, Д.В. Казнієнко // «Вісник СумДУ. Серія технічні науки». – 2011. – №1. – С. 35 – 40.
19. ANSYS CFX 11.0 Solver Models. Release 11.0 [Электронный ресурс], 2008. - 549р. - Режим доступа: <http://www.ansys.com>.

Стаття надійшла до редколегії 23.04.2011

Рецензент: зав. каф. ПОХНВ Сумського державного ун-ту,
д-р техн. наук, проф. В.І. Склабінський

Д.В. Казнієнко, И.А. Ковалев. Определение энергетических характеристик центростремительной насосной ступени. В данной работе проведен анализ рабочего процесса центростремительной насосной ступени, спроектированной в ходе исследования возможности повышения энергоемкости ступени насоса ЦНС, за счет использования комбинированного центробежно-центростремительного процесса энергопередачи. Описано численный эксперимент по определению энергетических параметров нескольких вариантов центростремительной ступени и произведен их анализ.

комбинированный рабочий процесс, насосная ступень, центростремительная решетка, проточная часть, численный эксперимент, энергетические характеристики, энергоемкость

D. Kaznienko, I. Kovalev. Determination of power descriptions of the centripetal pumping. The analysis of working process of the centripetal pumping stage is conducted in this work. It is projected during research of possibility of increase power-hungriness of the pumping stage of type "CPS", due to the use of the combined centrifugal-centripetal process of energy transmission. A numeral experiment is described on determination of power parameters of a few variants centripetal stage and their analysis is produced.

combined working process, pumping stage, centripetal grate, running part, numeral experiment, power descriptions, power-hungriness

© Казнієнко Д.В., Ковальов І.О., 2011