

3. Ночніченко І.В. Інформаційно-енергетичний підхід до вирішення задач гідродинаміки та механотроніки в процесах переносу енергії. / Ночніченко І.В., Яхно О.М. // *Mechanics and Advanced Technologies* – №3 (87). – 2019. – с.38-48. doi: 10.20535/2521-1943.2020.88.195505.

4. Великанов М.А. Динамика русловых потоков. Т.2. Наносы и русло. / Великанов М.А. – М.: Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1955. – 323 с.

5. Restoring riverine landscapes: successes and deficits in the context of ecological integrity./ [Muhar S., Jungwirth M., Unfer G., Wiesner C., Poppe M., Schmutz S., Habersack H.] // 6th Intern. Gravel Bed Rivers Workshop, Lienz, Austria, 5-9 September 2005. – p. 779-803.

6. Analysis of interaction between a configurable stone and a water flow. / [Strutinskiy V., Yakhno O., Machuga O., Hnativ I., Hnativ R.] // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2018. – Vol 6, No 10 (96): Ecology. – p. 14-20.

УДК 62-253.58

Куліков О. А., аспірант
Ратушний О. В., канд. техн. наук, доцент
Сумський державний університет, kulikov.aleksandr322@gmail.com

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ НАПРНИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІД КІЛЬКОСТІ ЛОПАТЕЙ В КОНТРРОТОРНОМУ СТУПЕНІ

Напір робочого колеса залежить від багатьох факторів, одним з них є кількість лопатей. Як відомо, у відцентровому насосі передача енергії рідині відбувається за рахунок взаємодії рідини з лопатями. Чим більша кількість лопатей та чим вони довше, тим більше часу рідина буде з ними взаємодіяти, а отже й кількість переданої енергії рідині буде більшою. Але занадто багато лопатей також погано впливає на к.к.д. насоса в цілому. Так як при збільшенні кількості лопатей відбувається зменшення міжлопатевого каналу, що призводить до стиснення рідини на вході в робоче колесо. Також збільшена кількість лопатей призводить до більшого тертя рідини [1].

Умови руху частинок рідини в міжлопатевиx каналах робочого колеса відцентрового насоса відрізняються високою складністю і великою невизначеністю через неусталений рух, дію багатьох сил, тощо. Дотепер стосовно відцентрових машин користуються одномірною або струминною теорією, запропонованою в 1754 р. Л. Ейлером [2].

За ідеєю Л. Ейлера стосовно відцентрового насоса, необхідно розглянути робоче колесо, що складається з нескінченно великого числа нескінченно тонких лопатей. В цьому випадку лінії течії частинок рідини конгруентні (сумісні), траєкторії їх співпадають з контуром профілю лопаті, а відносна швидкість для кожної точки області буде дотична до поверхні лопаті в даній точці. При такій схемі руху потік в області робочого колеса буде вісесиметричним. Дана схема дозволяє без знання процесів, що відбуваються всередині каналів робочого колеса, отримати необхідні співвідношення параметрів потоку на вході і виході з останнього [2].

Але величина крутного моменту не залежить від кількості лопатей колеса при постійному коефіцієнті співвідношення між кутом, утворюваним гранями лопаті і кутом, утворюваним гранями каналу. Проте з огляду на допущення, зроблене нами при розрахунку крутного моменту про те, що в розрахунковій моделі колесо складається із нескінченного числа нескінченно тонких лопатей, чим більшим буде реальне число лопатей, тим ближчим буде реальне значення крутного моменту до розрахункового значення. Тому тут умовою раціоналізації є наявність такого максимального числа лопатей, при якому товщина лопаті буде мати достатню міцність на згин при експлуатації [3].

Теоретична характеристика, що визначена методом Ейлера відрізняється від індивідуальної дійсної характеристики внаслідок припущення про нескінченну кількість нескінченно тонких лопатей, неврахування втрат напору на тертя рідини об поверхню

проточної частини турбомашини, через втрати напору на удар, раптової зміни швидкості потоку, на вихроутворення. Тому згущення лопатевої решітки може призвести й до негативних наслідків [3].

Об'єктом дослідження є контрроторна ступінь з базовим робочим колесом насоса ЦНС-180/1900. Для дослідження було створено чотири лопатеві диски, що мають відповідно 5, 6, 7 та 8 лопатей. Робоче колесо в своєму складі в усіх розрахунках має 8 лопатей.

Дослідження проводилось за допомогою програмного продукту ANSYS CFX, в якому закладено метод чисельного вирішення фундаментальних законів гідромеханіки [4, 5]: рівнянь руху в'язкої рідини спільно з рівнянням нерозривності. Це є достатньою умовою обґрунтованості застосування результатів чисельного дослідження. Слід зазначити, що ANSYS CFX неодноразово випробувався при вирішенні задач насособудування, розбіжність результатів чисельного і фізичного моделювання не перевищує 5%, тому даний програмний продукт придатний для вирішення поставленого завдання дослідження.

В результаті досліджень було отримано характеристику течії в контрроторному ступені (рис. 1). Результати досліджень занесені до таблиці 1.

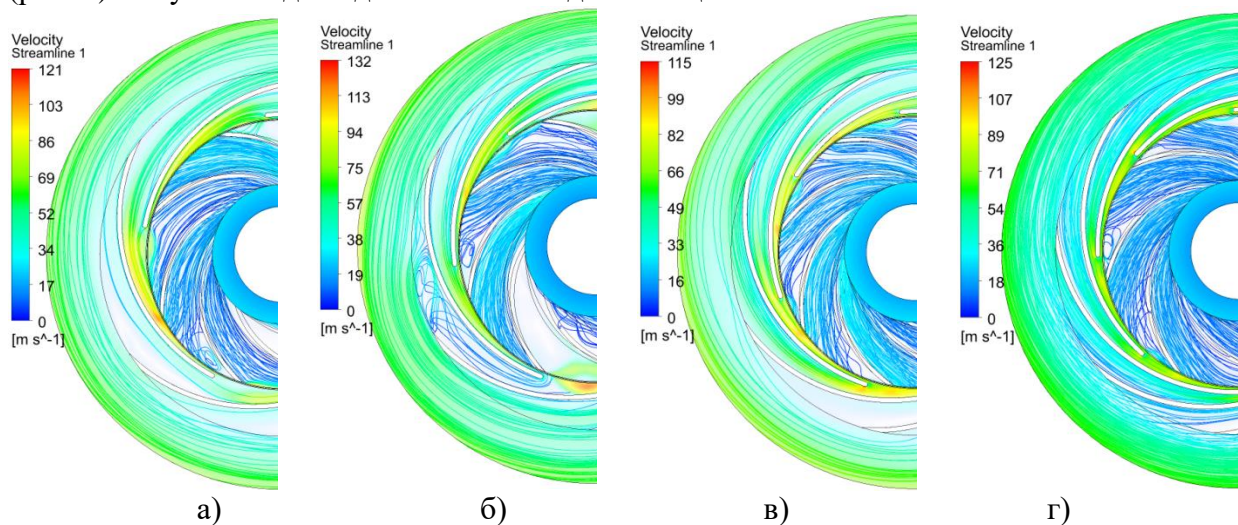


Рис. 1 – Контрроторні ступені з різною кількістю лопатей: а) 5, б) 6, в) 7, г) 8

Таблиця 1 – Характеристики контрроторних ступенів

Кількість лопатей	Напір (Н), м	Потужність(N), КВт	ККД (η), %
5	304	280	57
6	342	292	57
7	377	285	65
8	417	269	73

Як можемо побачити, контрроторна ступінь, що має вісім лопатей на диску показала найкращі результати (рис. 1, г). Це можна пояснити тим, що в цій ступені через велику кількість лопатей створюється малий міжлопатевий канал, що запобігає вихроутворенню, а також збільшена кількість лопатей передає більшу кількість енергії рідині. В інших ступенях (рис 1, а-в) міжлопатеві канали більші, через це на виході з робочого колеса та на вході в лопатевий диск створюється вихор, що знижує ККД та напір ступеню. На вході в лопатевий диск (рис. 1, г) може відбуватися стиснення потоку, але порівнюючи отримані характеристики ступенів, можемо сказати, що стиснення потоку не сильно на них впливає.

Список посилань

1. Ржебаєва Н.К. Розрахунок та конструювання відцентрових насосів: навчальний посібник / Ржебаєва Н.К., Ржебаєв Е.Є. – Суми: Видавництво СумДУ, 2009. – 220 с
2. Ковальов І. О. Гідравліка, гідро та пневмоприводи (частина І): навч. посіб. [Текст]/ І. О. Ковальов, О. В. Ратушний. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 250 с.

3. Ратушний О. В. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині: монографія / О. В. Ратушний. – Суми: Сумський державний університет, 2020. –212 с.
4. Loitsianskyi L.G. Mechanics of liquid and gas [Mehanika zhidkosti i gaza]: Study guide/ L.G. Loitsianskyi. – 7th edition. – М.: Drofa, 2003. – 840 p.
5. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0, 2010. 261 p. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.ansys.com>.

УДК 62-253.5

Куліков О. А., аспірант
Ратушний О. В., канд. техн. наук, доцент
 Сумський державний університет, kulikov.aleksandr322@gmail.com

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ НАПІРНИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНТРРОТОРНОГО СТУПЕНЯ ВІД ЗБІЛЬШЕННЯ ДІАМЕТРА ЛОПАТЕВОГО ДИСКУ

При проектуванні робочого колеса важливу роль відіграє його зовнішній діаметр на виході D_2 . Чим більше зовнішній діаметр, тим більше буде напір робочого колеса, через більшу взаємодію рідини з лопатями в результаті чого передається більша кількість енергії. Характеристики насоса можна змінювати наступним чином. Найперше й найпростіше це перекриття напірної або всмоктуючої магістралі. Наступним кроком йде регулювання частоти обертання валу електродвигуна, але цей спосіб використовують не широко через те, що потрібне додаткове обладнання. Ще одним кроком для регулювання параметрів насоса є підрізання робочого колеса для зменшення напірної характеристики. Цей спосіб використовують найчастіше, коли регулювання засувками на трубопроводах виявляється недостатнім [1].

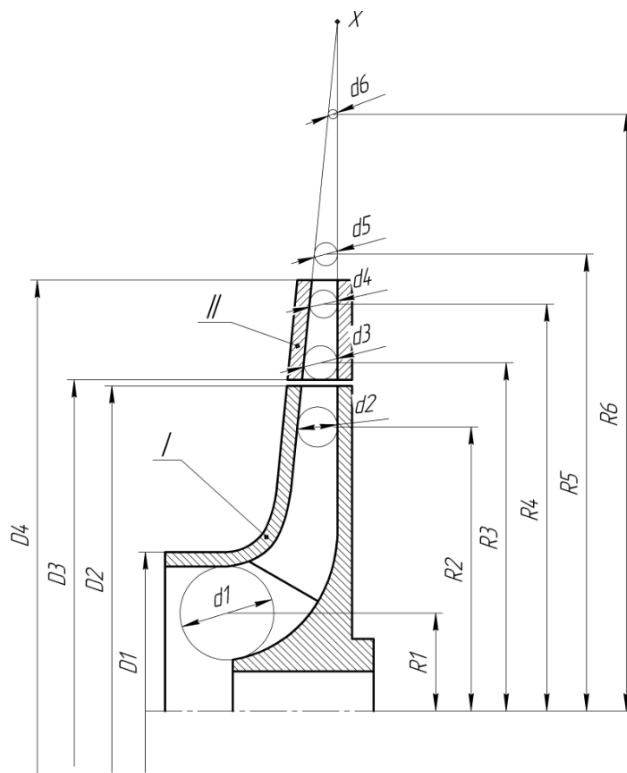


Рис.1 – Меридіональний переріз контр роторного ступеню.

На рисунку 1 можемо побачити меридіональний переріз контр роторного ступеню. Ця ступінь складається з робочого колеса (I) та лопатевого диска (II), що обертаються в протилежні сторони.

Отже, виходячи з вищенаведеного, можемо зазначити, що при збільшенні зовнішнього діаметру виходу лопатевого диска D_4 ми збільшуємо його напірність. Але так як при проектуванні нам потрібно дотримуватися правил побудови меридіонального перерізу, то при збільшенні зовнішнього діаметру D_4 будемо спостерігати зменшення ширини виходу b_4 . При достатньому збільшенні D_4 , ширина виходу b_4 буде зменшуватись, наближаючись до нуля. Це призведе до того, що в певній точці (X) вихід з контрроторного ступеню буде відсутнім. Також слід зазначити, що мала відстань між покривним та основним диском призводить до труднощів з виготовленням та обробкою деталей.