

Выводы

Таким образом, было показано, что разработанная математическая модель тягового вентиляльно-индукторного электропривода позволяет комплексно исследовать процессы электромеханического преобразования энергии во всех режимах работы электропривода.

Форма тока РИД при работе от инвертора напряжения значительно отличается в режиме токоограничения от таковой при работе в одноимпульсном режиме, что обуславливает разный характер протекания электромагнитных процессов в этих режимах.

Ввиду того, что пульсации электромагнитного момента являются главным недостатком ВИЭП, предлагается увеличивать число фаз РИД и разрабатывать специальные алгоритмы управления приводом с ограничениями пульсаций момента.

Литература

1. Крамсков С. А. Компьютерное моделирование процессов в вентиляльно-индукторном электроприводе с использованием пакета MathCAD [Текст] / С. А. Крамсков., А. В. Киреев // Электровозостроение: сб. научн. тр. / ОАО "Всерос. н.-и. и проектно-конструктр. ин-т электровозостроения" (ОАО "ВЭЛНИИ"). – Т.45 – Новочеркасск, 2003. – с.239-257.

2. Колпахчян, Г.И. Электроприводы перспективного электроподвижного состава [Текст] / Г.И. Колпахчян, В. И. Захаров // Электровозостроение: сб. научн. тр. / ОАО "Всерос. н.-и. и проектно-конструктр. ин-т электровозостроения" (ОАО "ВЭЛНИИ"). – Т.45 – Новочеркасск, 2001. – с.62-67.
3. Щербаков, В. Г. Применение реактивных индукторных двигателей на перспективном ЭПС [Текст] / В. Г. Щербаков, Г. И. Колпахчян, Б. И. Хоменко // Электровозостроение: сб. научн. тр. / ОАО "Всерос. н.-и. и проектно-конструктр. ин-т электровозостроения" (ОАО "ВЭЛНИИ"). – Т.40 – Новочеркасск, 2001. – с.45-57.
4. Бочаров, В. И. Тяговые электродвигатели электровозов [Текст] / В. И. Бочаров, В. И. Захаров, Л. Ф. Коломейцев; под ред. В. Г. Щербакова – Новочеркасск: Агенство Наутилус, 1998. – с. 672.
5. Любарский Б. Г. Имитационная модель тягового вентиляльно-индукторного электропривода [Текст] / Б. Г. Любарский, к.т.н., Е. С. Рябов, Л. В. Оверьянова, В. Л. Емельянов // Електротехніка і електромеханіка. – 2009. – №5. – С. 67-72.
6. Дьяконов, В. П. Simulink 4. Специальный справочник [Текст] / В. П. Дьяконов. – СПб.: Питер, 2001. – с. 553.

В статті описані особливості робочого процесу малогабаритної шнекової ступені підвищеної напівності, до складу якої входить шнекове робоче колесо біпланного типу

Ключові слова: шнек, напівність, лопацева ґратка

В статье описаны особенности рабочего процесса малогабаритной шнековой ступени повышенной напорности, в состав которой входит шнековое рабочее колесо бипланного типа

Ключевые слова: шнек, напорность, лопастная решетка

In article features of working process small-gabarite axial steps raised pressure into which structure enters axial-flow the driving wheel tandem-bladed type are described

Key words: axial steps, pressure, blade elements

УДК 621.65

РОБОЧИЙ ПРОЦЕС НАСОСНОЇ МАЛОГАБАРИТНОЇ ШНЕКОВОЇ СТУПЕНІ З БІПЛАННИМ РОБОЧИМ КОЛЕСОМ

О.О. Шепеленко

Молодший науковий співробітник
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки
Сумський державний університет
вул. Римського-Корсакова 2, м. Суми, Україна, 40007

Вступ

Сучасні умови діяльності нафтогазової галузі характеризуються тенденцією до зменшення легко-

доступних запасів та збільшення глибин залягання продуктивних пластів до 2000 м і більше [1, 2]. Тому особливо виправданим на пізній стадії розробки нафтових родовищ, коли необхідно застосовувати фор-

сований режим роботи свердловин, є застосування високопродуктивних установок електровідцентрових насосів (УЕВН). Довжини насосів, які забезпечують підняття рідини з таких глибин сягають 40 м [3], що негативно відображається на їх надійності (більша ймовірність відмов через велику кількість елементів, збільшення навантажень на вали, односторонній знос внаслідок нерівності ствола свердловини та вартості монтажно-складальних робіт).

Необхідно відмітити, що вартість виконання спуско-піднімальних операцій на глибинах близько 1,5 – 2 км сягає вартості всієї насосної установки. За таких умов, взявши до уваги той факт, що доля видобутку нафти цими установками складає 70% [4], збільшення відношення напору ступені до її монтажно-довжини (так званої питомої напірності), як засіб зменшення довжини насосу набуває особливої актуальності.

Постановка проблеми

В ступенях свердловинних насосів традиційно застосовуються робочі колеса відцентрового типу. Їх максимальний напір неминуче обмежений можливою різницею радіусів входу та виходу рідини в робочому колесі: перший внаслідок обмеженого діаметра вала – по положенням міцності; другий – внаслідок обмеження внутрішнього діаметра корпусу насоса по відношенню до діаметра свердловини для забезпечення його безаварійного опускання в свердловину.

Зазначене обмеження є несуттєвим у випадку застосування малогабаритних ступенів шнекового типу [5–7] в зв'язку з осьовим напрямком течії через протічну частину (радіальні переміщення рідини не значні), зовнішній вигляд якої представлено на рис. 1а.

Крім того дані ступені є високотехнологічними, що дозволяє використовувати корозійностійкі матеріали з невисокими ливарними якостями. Відносно невеликі осьові розміри ступенів також відіграють позитивну роль, зменшуючи загальну довжину агрегату, що в деякій мірі підвищує його надійність. Але поряд з переліченими перевагами, у малогабаритних шнекових ступенів, як і в усіх осьових машин є недолік – а саме, невисокі значення напорів, які вони розвивають.

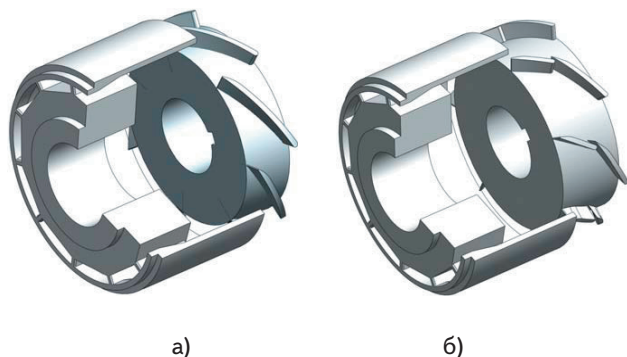


Рис. 1. Малогабаритна ступень шнекового типу: а) робоче колесо зі звичайними лопатями; б) робоче колесо з біпланними лопатями

Основна частина

У відповідності до [8] найбільш доцільним на даний час шляхом підвищення напірності малогабаритної шнекової ступені є збільшення кута повороту потоку в гратці робочого колеса за рахунок використання розрізних лопатей (біпланне шнекове робоче колесо). Таке рішення вже мало певні позитивні результати при застосуванні у літакобудуванні, суднобудуванні та передвключених шнеках у насособудуванні.

Треба також відмітити невелику чисельність робіт по дослідженню граток даного типу, що пов'язано, як вже було відмічено раніше [9], зі значним числом незалежних змінних, внаслідок чого проблему важко вирішити аналітично. На додачу, якщо стосовно тандемних чи розрізних лопатей, складених з аеродинамічних профілів (або розроблених на їх основі) все-таки накопичено певний досвід [10], то використанню даного типу лопатей в шнеках постійного або змінного кроку, що мають в розгортці циліндричних перерізів прямі чи вигнуті пластини сталого товщини, присвячені окремі публікації [11-14]. Зокрема, у відповідності до [14], застосування розрізних лопатей в робочих колесах шнекового типу дає можливість в значній мірі (до 50%) збільшити напір при незмінному чи незначному зниженні (близько 3-5%) рівня ККД та незначному (близько 10%) збільшенню осьових розмірів ступені.

Для цілеспрямованого пошуку оптимальних параметрів біпланного шнекового робочого колеса доцільно спочатку детально розглянути робочий процес традиційного шнеку постійного кроку, спроектованого на максимальну економічність за умови відсутності кавітації. Шнекові колеса останні 50 років були об'єктом ретельного вивчення в зв'язку з їх вдалим застосуванням в якості передвключеної осьової ступені, яка використовується для підвищення антикавітаційних якостей насоса. Водночас питанням проектування шнека на максимальну економічність для використання в якості робочого колеса насосу присвячена одна робота [7].

Профіль лопатей шнекового колеса постійного кроку розгортці має вигляд прямої пластини. Задача обтікання прямолінійної гратки пластин потенційним потоком нестисливої рідини повністю вирішена як при циркуляційній течії, так і при обтіканні профілю зі зривом струмин з передньої та задньої кромки пластини. Відомо, що гратка прямих пластин може створювати напір лише за рахунок кута атаки. Автором роботи [7] з використанням дослідних даних встановлено, що ефективність роботи лопатевої гратки шнеку постійного кроку за умов відривного безкавітаційного обтікання в'язкою рідиною, в першу чергу, визначається довжиною міжлопатевого каналу. При його малій протяжності потік, проходячи через гратку, не встигає прийняти напрямку, який співпадає з кутом установки пластини і замикання зони відриву відбувається нижче по потоку за межами гратки. Напроти, при безкавітаційному обтіканні густих лопатевих граток шнекових робочих коліс, які спроектовані для роботи на режимах з частковою кавітацією, потік в шнеку не лише повертається на заданий кут, але й має практично рівномірну струк-

туру у вихідному перерізі. В таких ґратках вихоровий слід за зоною відриву повністю розмивається в межах колеса в результаті інтенсивного турбулентного перемішування.

В свою чергу біпланне шнекове робоче колесо у розгортці представляє собою дві ґратки прямих пластин, розташованих послідовно одна за другою (рис. 2). Першу ґратку по потоку будемо називати фронтальною, другу – тильною. До основних геометричних параметрів біпланного шнекового робочого колеса можна віднести наступні:

- втулкеве відношення $\bar{d}_{вт}$;
- густоти фронтальної τ_1 та тильної τ_2 ґраток;
- кути установки лопатей $\beta_{л1}$ та $\beta_{л2}$;
- різниця кутів установки лопатей θ ;
- зазор між рядами лопатей δ ;
- осьове перекриття ґраток s .

При такій кількості параметрів досить складно аналітичним шляхом визначити міру їх впливу на процеси, що протікають в робочому колесі вказаного типу. Тому для дослідження робочого процесу шнекового колеса біпланного типу та виявлення його особливостей було вирішено поряд з фізичним експериментом застосувати метод чисельного моделювання за допомогою сучасних програмних продуктів, таких як універсальна версія ANSYS CFX.

При розрахунку густина рідини була прийнятою за постійну величину. Моделювання турбулентних течій здійснювалося за допомогою рівнянь Рейнольдса, для замикання котрих використовувався ряд моделей турбулентності (k-ε, SST та ін.).

Проведення чисельного експерименту у рамках даного дослідження складалося з кількох етапів: підготовки просторової геометричної моделі, побудови розрахункової сітки та введення вихідних даних для розрахунку і власне розрахунку. Розрахункова сітка (рис. 3а) була створена у програмному продукті ANSYS Workbench, у статорному апараті вона нараховувала 182 тис. комірок, у робочому колесі – 450 тис. комірок. Для належного опису пограничних шарів поблизу твердих стінок у статорному апараті було створено 10 шарів призматичних комірок, у робочому колесі – 12.

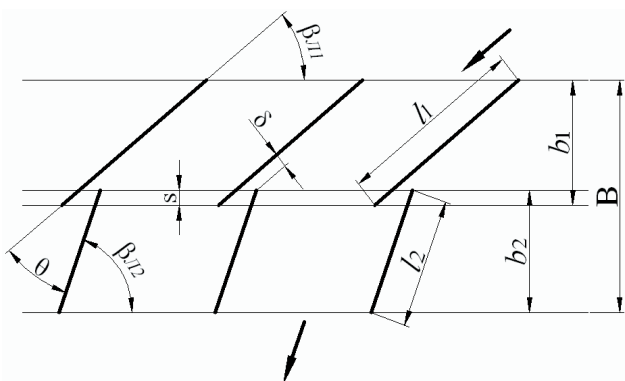
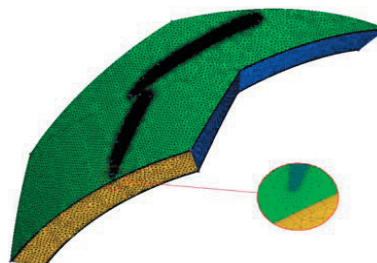


Рис. 2. Схема розгортки циліндричного перерізу біпланного шнекового робочого колеса

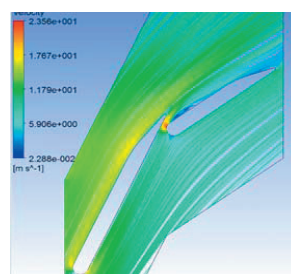
В рамках викладеної вище методики чисельного моделювання, за допомогою програмного продукту ANSYS CFX було виконано розрахунок потоку рідини

у проточній частині шнекової ступені з робочими колесами біпланного типу (рис. 1б).

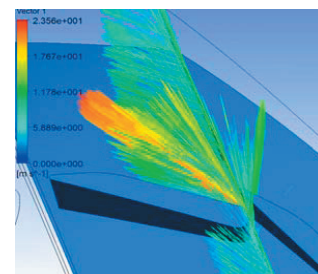
Невелика розбіжність результатів, отриманих в ході проведення фізичного експерименту з результатами чисельного моделювання (по напору ступені вона не перевищує 2%, по ККД – 4%), дає право вважати отримані картини течії достатньо близькими до реальних.



а)



б)



в)

Рис. 3. Результати чисельного експерименту:

- а) розрахункова сітка в каналі робочого колеса;
- б) лінії току в біпланному шнековому робочому колесі (розгорнуто подіаметру, що відповідає половині висоти лопаті);
- в) візуалізація струмини векторами відносної швидкості

Як видно з рис. 3б, потік натікає на фронтальну ґратку під невеликим кутом атаки (до 2°), обтікає лопать без відриву і сходиться під кутом, близьким до кута установки лопаті першого ряду. Напір, який вона створює, значною мірою витрачається на подолання сил тертя та лобового опору лопаті. Проте на тильну лопать потік натікає під великим (близько 30°) кутом атаки. Дана лопать створює основний напір біпланного колеса (для традиційного шнекового колеса, спроектованого на максимальну економічність за умов відсутності кавітації оптимальним вважається кут атаки близько 10°). При таких значеннях кута атаки в традиційних шнеках спостерігається зрив параметрів (западаюча ділянка характеристики), проте в біпланному шнековому робочому колесі значному відриву потоку з тильної сторони напірної лопаті перешкоджає високошвидкісна струмина, яка витікає із зазору між рядами лопатей (рис. 3в). Це дає можливість повернути потік на значно більший кут (до 35°) і, як наслідок, збільшити напір шнекової ступені. Проте, подальше збільшення кута установки тильної лопаті супроводжується інтенсивним вихроутворенням (енергії струмини недостатньо для того, щоб притиснути відривну зону до лопаті), і, як наслідок, зменшенням напору і ККД ступені. Як

видно з результатів чисельного експерименту рис. 3, швидкість струмини, що витікає з щілини між рядами лопатей більше ніж удвічі перевищує швидкість основного потоку, що дає їй можливість досить ефективно здувати рідину з низькою енергією з тильної сторони другої частини колеса в достатньо широкому діапазоні подач. Напевно, саме цей аспект дає значне розширення оптимальної зони роботи ступені. Проведені експериментальні дослідження дозволили виявити оптимальні співвідношення геометричних параметрів біпланного шнекового робочого колеса, при яких можливо отримати значно вищі (до 40%) значення напорів у порівнянні з однорядним шнеком при тому ж рівні економічності (ККД не знижується). Наявність на характеристиці широкої ділянки максимального ККД (при будь-яких співвідношеннях геометричних параметрів) також є значною перевагою біпланних робочих органів.

Висновки

1. Зважаючи на проблеми та потреби нафтогазового комплексу у високопродуктивному насосному обладнанні для свердловин, тема дослідження на даний час є актуальною і практично значимою.

2. Робочий процес малогабаритної шнекової ступені з біпланним робочим колесом являє собою досить складну задачу для аналітичного вивчення, проте в достатньому об'ємі може бути описаний шляхом чисельного моделювання та фізичного експерименту.

3. Напір, що розвиває шнекове робоче колесо біпланного типу в основному створюється тильною частиною колеса.

4. Інтенсивність струмини, яка витікає з зазору між рядами лопатей шнекового колеса біпланного типу чинить вирішальний вплив на його енергетичні показники.

5. Існують оптимальні співвідношення геометричних параметрів біпланного шнекового робочого колеса, при яких можливо отримати значно вищі (до 40%) значення напорів у порівнянні з однорядним шнеком при тому ж рівні економічності (ККД не знижується).

6. Однією з пріоритетних подальших задач слід вважати розробку інженерної методики проектування шнекових проточних частин з робочими колесами біпланного типу.

7. Можливим вбачається створення нового типорозмірного ряду заглиблених свердловинних насосів типу ЕВН на базі малогабаритних шнекових ступенів з робочими колесами біпланного типу.

Література

1. Генералов И. В. Повышение эффективности эксплуатации скважин, оборудованных УЭЦН, в осложненных условиях Самотлорского месторождения. Автореф. дис. канд. тех. наук: 25.00.17/ Генералов И. В. – Уфа, 2005. – 21 с.
2. www.neftegaz.ru.
3. Каталог ступеней и насосов 2010. - ЗАО «Новомет-Пермь», 2010
4. Кудрявцев И.А. Совершенствование технологии добычи нефти в условиях интенсивного выноса мехпримесей (на примере самотлорского мес-торождения). Автореф. Дис. канд. тех. наук: 25.00.17/ Кудрявцев И.А. - Тюмень, 2004. - 24 с.
5. www.vodosnabzhenie.com.ua.
6. Євтушенко А.О. Багатоступеневий занурювальний осьовий насос [Текст] / Єлін О.В., Лілак М.М., Твердохліб І.Б. // Промислова власність: Офіційний бюлетень. – 2003. - №4, книга 1. – С. 4.112.
7. Елин А.В. Шнековые многоступенчатые насосы: методика расчета, показатели качества: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Елин А.В. – Сумы, 2002. – 230 с.
8. Каплун И.П. Пути Повышения напорности малогабаритной шнековой ступени скважинного насоса [Текст] / Шепеленко А.А.// Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля: У 2 ч. – 2007. - №3(109). - Ч.2. - С.70-75.
9. Евтушенко А.А. Анализ целесообразности применения разрезных лопастей в осевых ступенях погружных скважинных насосов [Текст] / Шепеленко А.А., Каплун И.П.// Промислова гідраліка і пневматика. – 2008. - № 2(20). – С. 32-36.
10. Волков М.І. Аеродинамічний розрахунок лопаті, що складається з перед-крилка і крила [Текст] // Нетрадиционные источники, передающие системы и преобразователи энергии / Сборник научных статей. Часть 1. – Харьков. - 1997. - 161с.
11. Richard F. Soltis, Donald C. Urasek, and Max J. Miller Blade-element performance of a tandem-bladed inducer tested in water, NASA TN D-5562, 1969.
12. Richard F. Soltis, Donald C. Urasek, and Max J. Miller Blade-element overall performance of a tandem-bladed inducer tested in water, NASA TN D-5134, 1969.
13. Н. Yamada, Y. Yoshida, and all Performance of a tandem inducer under noncavitating and cavitating conditions [Текст] // Proceeding of Fifth International Symposium on Cavitation - Osaka, Japan. – 2003. - V. 1. – P. 143-150.
14. Шепеленко О.О. Вдосконалення протічних частин насосів типу ЕЦВ [Текст] / Євтушенко А.О., Каплун І.П.// Промислова гідраліка і пневматика. - №3(25) – 2009. – С. 49-55.