

ОСОБЛИВОСТІ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ В МАЛОГАБАРИТНІЙ СТУПЕНІ ШНЕКОВОГО ТИПУ НА ЗНИЖЕНИХ ПОДАЧАХ

О.В. Єлін, І.П. Каплун, О.М. Кочевський, В.М. Коньшин*

Сумський державний університет, м. Суми;

**ООО "Тесіс", Москва*

У статті викладено результати чисельного моделювання течії в каналах малогабаритної ступені шнекового типу, спрямованого на виявлення можливих шляхів підвищення її ефективності. Докладно проаналізовано картину течії рідини всередині ступені. Чисельні дослідження проведені за допомогою пакета ANSYS CFX.

ВСТУП

Проведене чисельне моделювання течії в каналах малогабаритної насосної ступені шнекового типу на оптимальних подачах [1] дозволило виявити існуючі резерви щодо підвищення її ефективності. В той же час аналіз ряду публікацій [2-4] показує, що з точки зору кінцевих споживачів крім власне енергетичних якостей, одним із найважливіших показників, за якими оцінюється насос, є його робочий діапазон. Для осьових машин, до яких належить досліджувана малогабаритна ступінь шнекового типу (рис. 1 а), даний діапазон достатньо вузький, причому його межі можливо визначати з кількох міркувань: забезпечуючи зниження ККД у межах 5% [5] або гарантуючи стійку роботу насоса з мережею (мається на увазі урахування форми напірної характеристики, яка у більшості машин даного типу має ділянку нестабільності). Останній фактор видається більш вагомим у порівнянні зі зниженням рівня ККД, оскільки у випадку пологої характеристики мережі може призвести до появи коливань подачі та гідроударів у системі насос – мережа (помпаж) і спричинити поломку насоса або розрив трубопроводів.

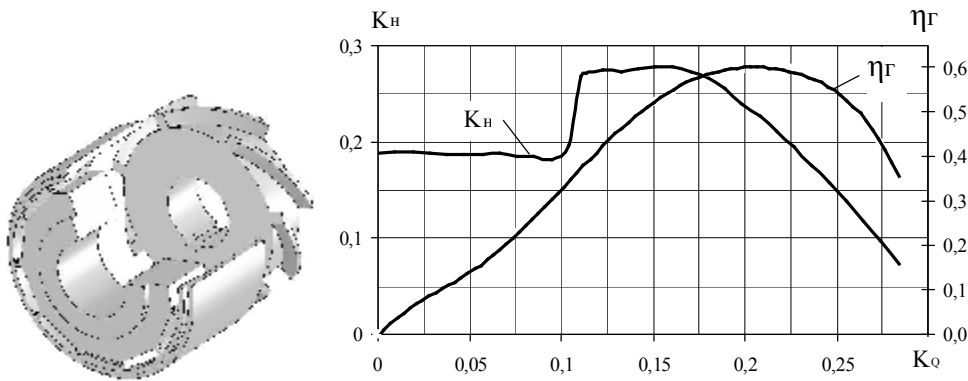


Рисунок 1 – Малогабаритна ступінь шнекового типу заглибного свердловинного насоса та її напірна та енергетична характеристики

Відповідно удосконалюючи досліджувану ступінь з метою підвищення її ефективності, слід також звернути увагу на вивчення явищ, які відбуваються у її проточній частині в області формування ділянки нестабільності на напірній характеристиці (рис. 1 б) для забезпечення якомога ширшого робочого діапазону.

Зважаючи на виключну складність названих явищ та відносно малі розміри ступені (висота проточної частини не перевищує 10 мм), чисельне моделювання вигідно відрізняється від інших можливих способів отримання даних щодо структури течії в досліджуваній ступені оперативністю та об'ємом інформації.

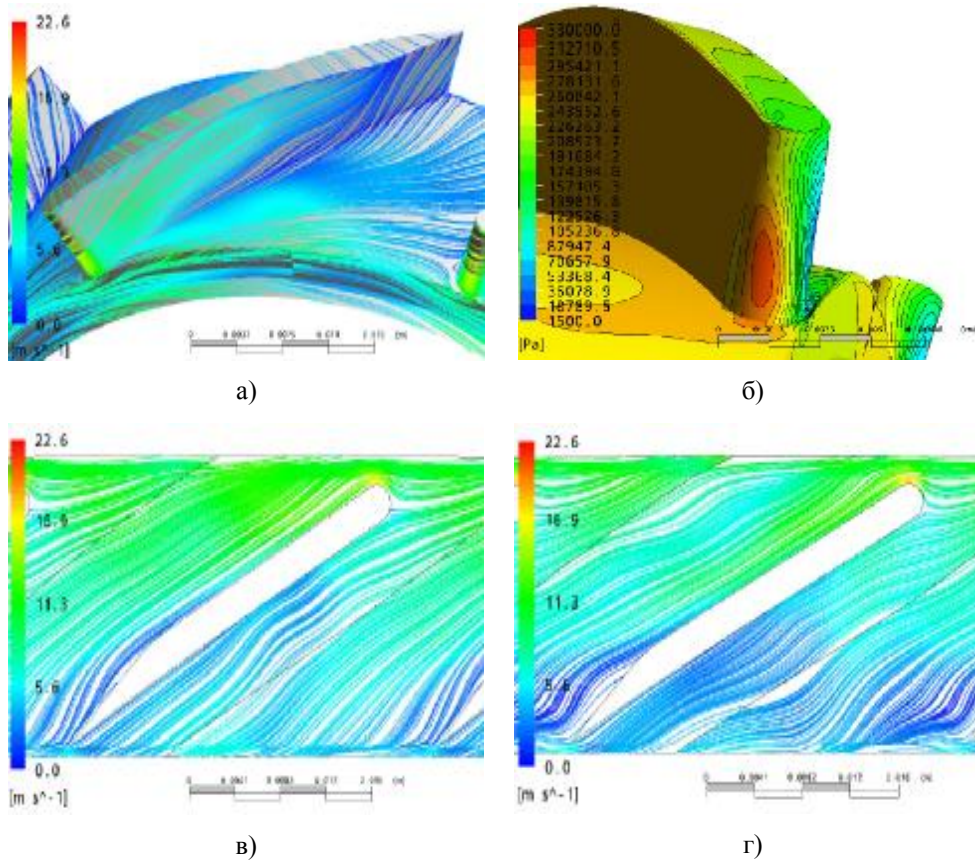
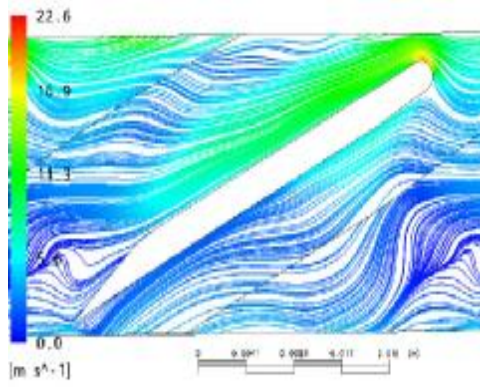
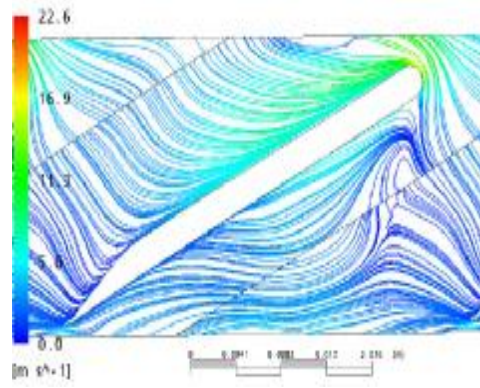


Рисунок 2, аркуш 1 – Картина течії у робочому колесі досліджуваної ступені при подачі $Q=250 \text{ м}^3/\text{добу}$. Поверхня камери робочого колеса умовно не показана. Розподіли тисків та швидкостей миттєві:

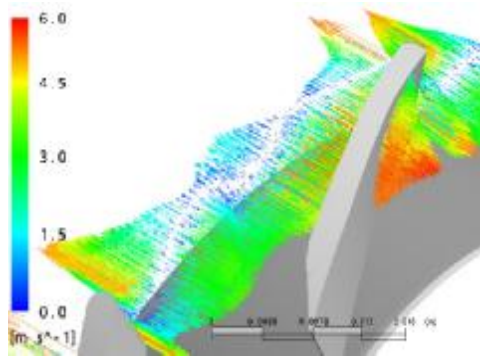
- а) – поверхневі лінії течії відносної швидкості W ;
- б) – розподіл статичного тиску $P_{ст}$ на поверхні робочого колеса;
- в) – лінії течії відносної швидкості W в перерізі робочого колеса на 0.25 висоти лопаті h_n (відрховується від втулки);
- г) – лінії течії W в перерізі на $0.5 h_n$;
- д) – лінії течії W в перерізі на $0.75 h_n$;
- е) – лінії течії W в перерізі на $0.9 h_n$;
- ж) – вектори осьової складової W_z відносної швидкості в перерізі на 0.1 довжини робочого колеса l_k (відрховується від вхідних кромок);
- з) – вектори W_z в перерізі на $0.4 l_k$;
- и) – вектори W_z в перерізі на $0.7 l_k$;
- к) – вектори W_z в перерізі на $0.9 l_k$;
- л) – лінії течії абсолютної швидкості V на поверхні камери робочого колеса;
- м) – тривимірні лінії течії відносної швидкості W



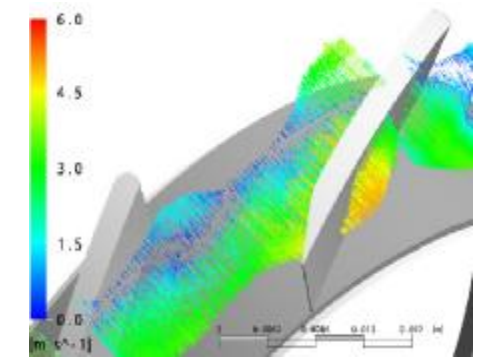
д)



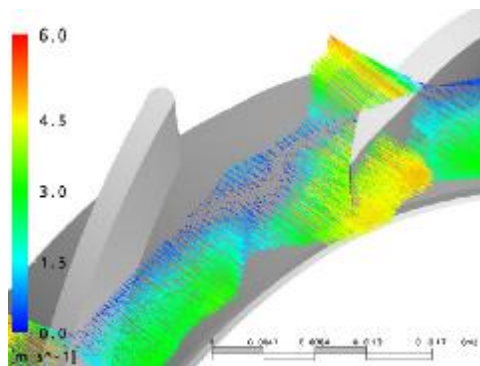
е)



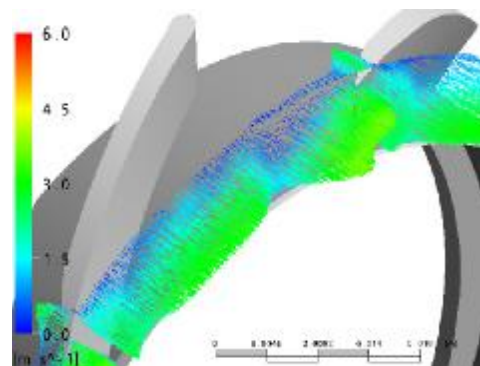
ж)



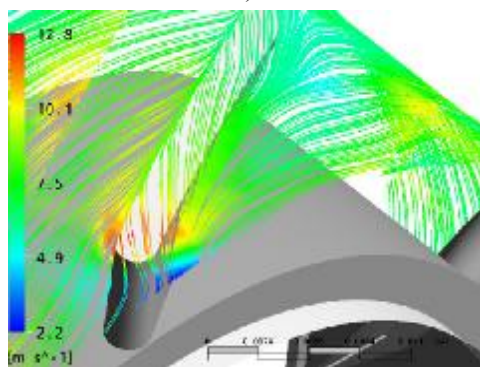
з)



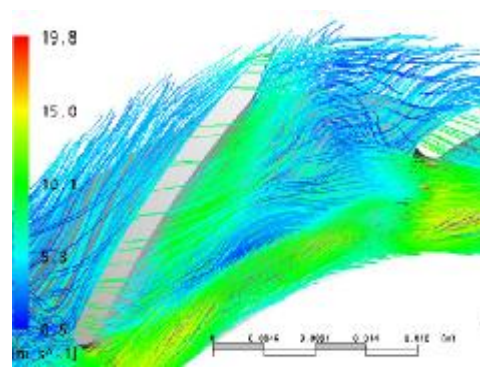
и)



к)



л)



м)

Рисунок 2, аркуш 2

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ

Вихідні дані та умови, порядок та методика проведення чисельного дослідження детально викладені в [1], там само наведені основні дані щодо структури течії в каналах ступені на оптимальному режимі $Q = Q_{opt}$. Розглянемо картину течії у досліджуваній ступені на подачі $Q = 0,5Q_{opt}$ (рис. 2-4). Дана подача була вибрана для розгляду з кількох міркувань. По-перше, вона відповідає першій стабільній точці на напірній характеристиці досліджуваної ступені після розриву (рис. 2б), і, ймовірно, аналіз картин течії в каналах ступені дозволить виявити повністю сформовані явища, які розвинулися під час перехідного процесу і призвели до порушення монотонності характеристики. По-друге, при подальшому зниженні подачі можлива поява інших явищ, які додатково ускладнять картину течії і відповідно її аналіз. На даній же подачі можливо очікувати домінування в потоці тих структур, які відповідальні за появу западання характеристики, що повинно полегшити їх розгляд.

Перше, що можливо відмітити при аналізі розподілу тисків по вхідній кромці лопаті робочого колеса, - це їх зниження у порівнянні з оптимальним режимом [1]. Крім того, основний потік входить в робоче колесо поблизу втулки (рис. 2 а), і на вході в робоче колесо достатньо чітко розрізняється формування зворотних течій. Усю течію в робочому

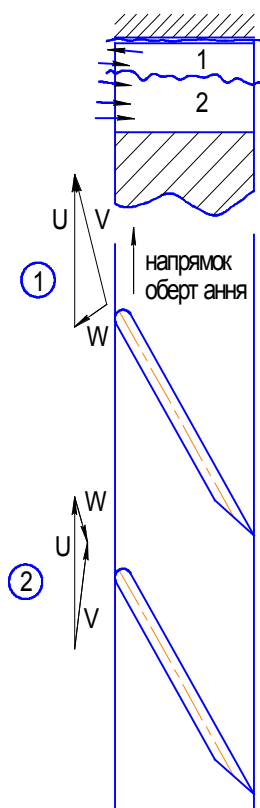


Рисунок 3 – Схематична модель картини течії в робочому колесі при $Q = 0,5Q_{opt}$. Вектори та елементи проточної частини зображені без дотримання масштабу

колесі можливо розділити на дві підобласті: периферійну, зі складним характером потоку і привтулкову, де потік зберігає переважний напрямок від вхідних кромок до вихідних. При розгляді ліній течії (рис. 2в - е) можна відзначити, що на периферії робочого колеса потік утворює обширну вихрову зону з течією частково до вхідних кромок колеса, частково у коловому напрямку. Аналіз розподілу векторів осьових складових відносної швидкості W_z потоку в робочому колесі (рис. 2 ж - к) підтверджує існування зворотного потоку на периферії колеса.

Схематична картина спрощеної моделі течії в робочому колесі наведена на рис. 3. Зворотний потік виходить із робочого колеса з високою коловою складовою швидкості (ймовірно, близькою до колової швидкості периферійних ділянок лопатей робочого колеса) і, взаємодіючи з лопатевою системою попереднього статорного апарата, втрачає її та розвертається у напрямку основного потоку. Відповідно даний «реверсивний» потік входить до наступного міжлопатевого каналу робочого колеса із значно меншою закруткою. Необхідно підкреслити, що зону 1, позначену на рис. 3, не слід розглядати як кільцеву область певної товщини. Розподіл векторів осьових складових відносної швидкості W_z (рис. 2ж - к) чітко демонструє її неоднорідну структуру - зворотні течії сходять з лопатей робочого колеса, а орієнтовно посередині міжлопатевого каналу у периферійній зоні виділяється

низькошвидкісна зона. Останнє узгоджується з результатами вимірювання характеристик потоку в міжлопатевому каналі осевого компресора [6]. Відповідно до класифікації зривних явищ, наведених в [6], вищезазначені процеси можливо розглядати як підтвердження розвитку у досліджуваній ступені пристінного зриву (рис. 3), який характеризується наявністю обширної області рідини з малою швидкістю, асоційованою з пограничним шаром на стінці корпусу. З іншого боку, особливості обтікання лопатей робочого колеса поблизу вихідних кромок (рис. 2 д - е) свідчать про можливість існування лопатевого зриву – наявний потужний слід, що сходиться з боку розрідження лопаті. Незважаючи на те, що принципово можливою є ситуація одночасного розвитку обох вищезазначених видів зриву, вплив на форму напірної характеристики досліджуваної ступені першого з них, а саме пристінного, видається визначальним.

Та першочерговим результатом аналізу картин течії в робочому колесі на подачі, що відповідає половині оптимальної, слід визнати факт відсутності зворотних течій на виході з робочого колеса. Вочевидь дане явище можна пояснити впливом наступного (за напрямком руху рідини) колеса. На даний час нами не виявлено однозначних відомостей з даного питання. У більшості досліджень із даного напрямку апріорно припускається, що виникнення зворотних течій на вході означає й одночасну появу зворотних течій на виході. При проведенні чисельного моделювання течії в досліджуваній ступені при подальшому зниженні подачі було виявлено, що зворотні течії на виході виникають при $Q \approx 0,25Q_{opt}$. Таким чином, можна говорити про виявлення нового факту – явища виникнення зворотних течій на вході та на виході з робочого колеса малогабаритної шнекової ступені багатоступеневого свердловинного насоса відбуваються при різних подачах.

Розглядаючи структуру течії на подачі $Q = 0,5Q_{opt}$ в статорному апараті (рис. 4), слід відмітити, що на вході, на відміну від оптимального режиму, маємо значно нерівномірний потік, вочевидь внаслідок існування зон з різними значеннями витратної складової V_m абсолютної швидкості вздовж радіуса на виході з робочого колеса.

У міру просування у міжлопатевому каналі потік набуває ще більш складного тривимірного характеру (рис. 4 а, б), незважаючи на відносно малу висоту проточної частини і гальмівний вплив поверхонь втулки та обойми статорного апарата. Вдаряючись у лопатку апарата потік частково повертається у її напрямку, а частково перетікає у наступний канал (рис. 4 в - е). Після удару об лопатку на вході потік набуває радіальної складової швидкості V_r у напрямку до втулки і, досягнувши її поверхні, розтікається під кутом до неї (рис. 4 ж - м). Останнє явище може бути певною мірою спричинене взаємодією основного потоку на виході зі статорного апарата і зворотної течії, що виходить з наступного робочого колеса з високою швидкістю – периферійна окружна швидкість U лопатей становить близько 12 м/с, тому обтікання вихідних кромок статорного апарата відбувається з великими кутами атаки.

Заходячи в канал статорного апарата у периферійній області, зворотні течії притискають основний потік до робочої сторони лопатки (рис. 5), витісняючи його у привтулочні перерізи (рис. 4 к - м) і закручуючи по напрямку обертання у осьовому зазорі між ґратками, що вочевидь зменшує напір робочого колеса. Також слід звернути увагу на те, що основний потік займає лише незначну частину від поперечного перерізу каналів статорного апарата, що призводить до значних гідравлічних втрат на підтримання вихрового руху у застійних зонах.

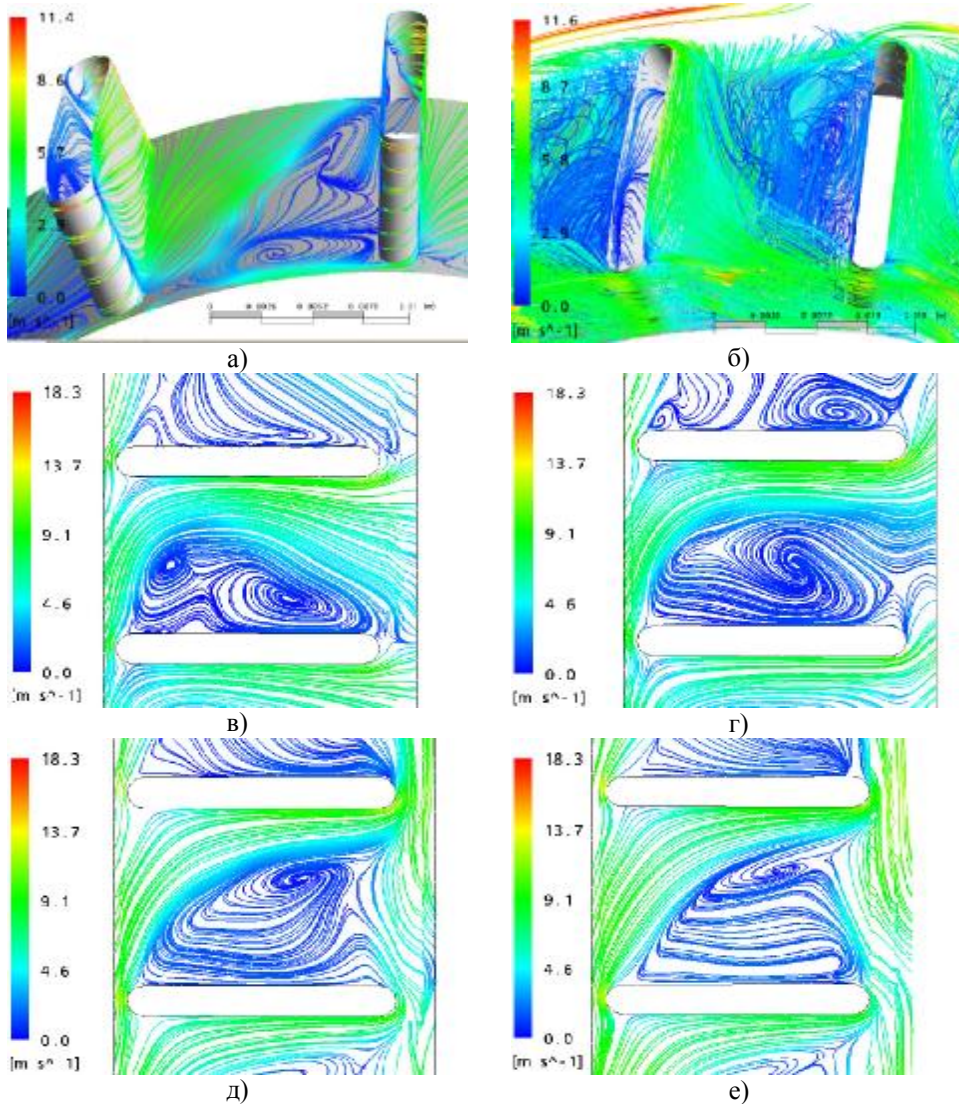


Рисунок 4, аркуш 1 – Картина течії у статорному апараті досліджуваної ступені при подачі $Q=250 \text{ м}^3/\text{добу}$. Поверхня обоими статорного апарата умовно не показана. Розподіли швидкостей миттєві:

- а) – поверхневі лінії течії абсолютної швидкості V ;
- б) – тривимірні лінії течії абсолютної швидкості V ;
- в) – лінії течії абсолютної швидкості V в перерізі статорного апарата на 0.25 висоті лопати h_n (відрховується від втулки);
- г) – лінії течії V в перерізі на $0.5 h_n$;
- д) – лінії течії V в перерізі на $0.75 h_n$;
- е) – лінії течії V в перерізі на $0.9 h_n$;
- ж) – вектори абсолютної швидкості V в перерізі статорного апарата по вхідних кромках;
- з) – вектори абсолютної швидкості V в перерізі на відстані 0.2 довжини статорного апарата l_{an} (відрховується від вхідних кромки);
- и) – вектори V в перерізі на $0.4 l_{an}$;
- к) – вектори V в перерізі на $0.6 l_{an}$;
- л) – вектори V в перерізі на $0.8 l_{an}$;
- м) – вектори абсолютної швидкості V в перерізі по вихідних кромках статорного апарата

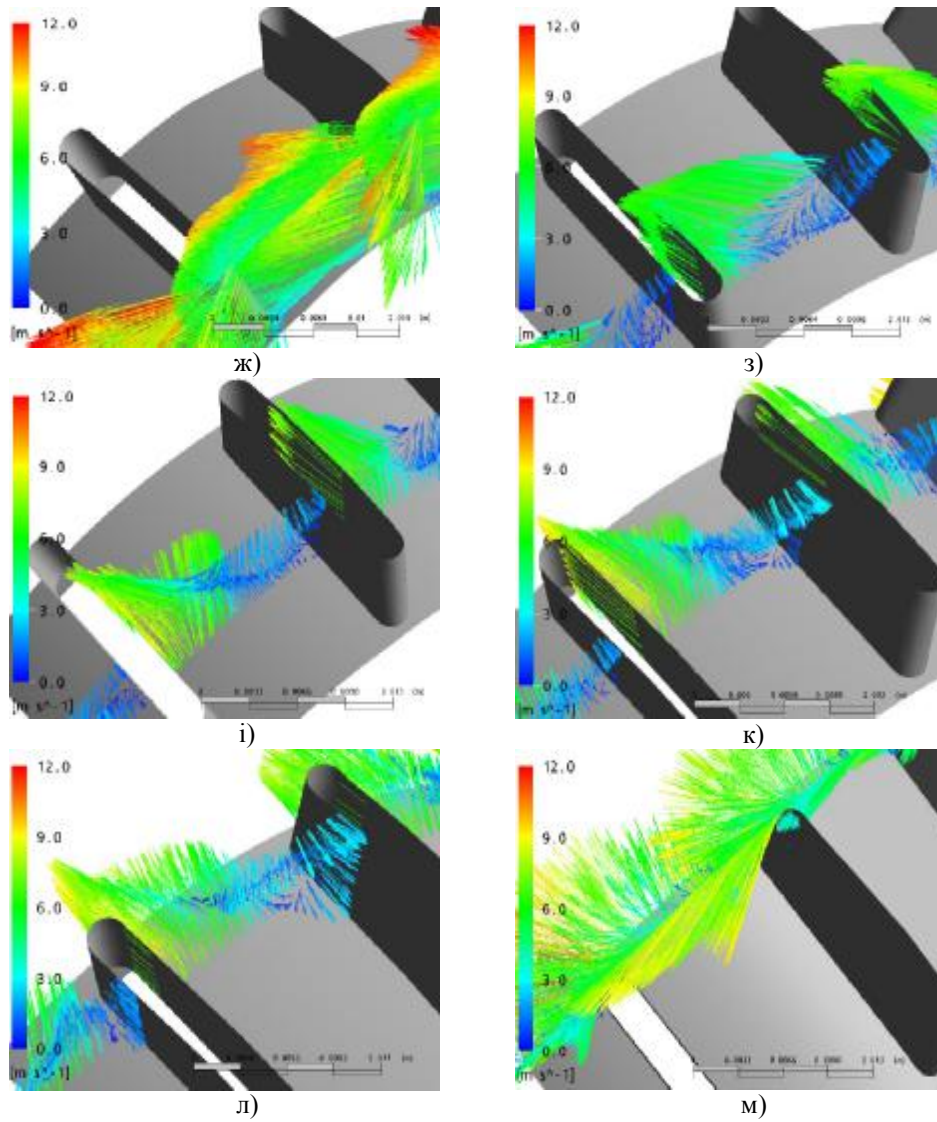


Рисунок 4, аркуш 2

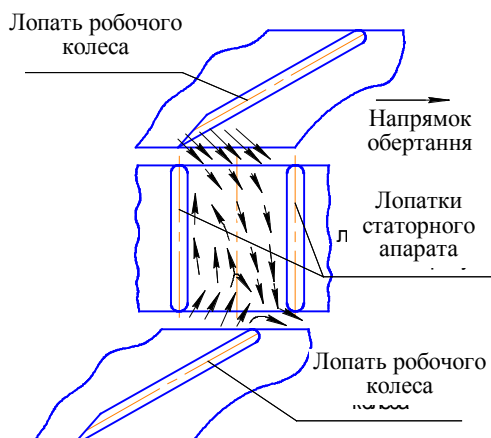


Рисунок 5 – Схематична модель картини течії у периферійних перерізах статорного апарату при $Q = 0,5Q_{opt}$. Показана розгортка периферійного перерізу проточної частини малогабаритної ступені. Осьовий зазор зображений без масштабу. Напрямок основного потоку згори донизу

Окремого розгляду потребує поява та поширення вихрової зони на периферії робочого колеса. Як зазначалося раніше, потік протікання через радіальний зазор над лопатями (рис. 2 л) робочого колеса має осьову складову швидкості W_z , яка спрямована протилежно до основного потоку (рис. 3), внаслідок чого в периферійній області вхідних кромки утворюється область складної вихрової течії. Ймовірно, в певний момент часу при зниженні подачі до критичного рівня і відповідно збільшення відносної інтенсивності зазначеного потоку осьова складова його швидкості набуває значень, більших за значення витратної складової основного потоку. При цьому потік протікання виходить з робочого колеса, взаємодіючи з ґраткою статорного апарата і основним потоком, повертається, знову входить у робоче колесо, взаємодіє із вхідною кромкою наступної лопаті і утворює складну вихрову зону, витісняючи основний потік у привтулочні перерізи (рис. 2 ж – к, м). За короткий перехідний режим (рис. 1.) потік в проточній частині повністю перебудовується. Раптовий характер формування розриву напірної характеристики ступені та різке зниження напору робочого колеса свідчить про стрибкоподібний характер перебігу вищезазначеного процесу.

Отже, для усунення ділянки нестабільності на напірній характеристиці малогабаритної насосної ступені шнекового типу і відповідно ефективного розширення її робочого діапазону, необхідно перш за все запобігти негативному впливу зворотних течій на структуру течії в ступені.

Наведені вище особливості структури потоку у малогабаритній ступені шнекового типу на знижених подачах доводять, що класичне визначення ступені заглибного насоса (робоче колесо та апарат) як відносно самостійної складової, течію в якій можна аналізувати, абстрагувавшись від умов роботи в багатоступеневому компонуванні, у даному випадку втрачає зміст. Очевидно, що при знижених подачах поява зворотних течій на вході в робоче колесо і перенесення енергії ними проти напрямку основного потоку (через насос) призводить до того, що воно (колесо) починає активно впливати на структуру течії перед собою, перебудовуючи її. Разом з тим очевидним є й те, що структура течії на вході у наступний після колеса статорний апарат визначається процесами у попередньому робочому колесі. Таким чином, при аналізі потоку в каналах малогабаритної насосної ступені шнекового типу на знижених подачах необхідно враховувати структуру течії як мінімум у трьох послідовно розміщених елементах – робочому колесі, статорному апараті і наступному робочому колесі (РК-СА-РК). Відповідно при аналізі потоку в каналах ступені на знижених подачах можна говорити лише про гіпотетичну «проміжну» ступінь, структура течії в якій суттєво залежить від структури течії в сусідніх ступенях.

У застосуванні до чисельного моделювання течії у каналах багатоступеневих насосів даний момент потребує додаткового розгляду. Розвиток обчислювальної гідромеханіки призводить до різкого збільшення ролі чисельного моделювання у розробленні та вдосконалюванні насосів. Разом з тим у переважній більшості випадків при розрахунку використовуються розрахункові області, що складаються з двох елементів (робоче колесо – апарат). І якщо для оптимальних режимів такий підхід має підстави (струминна течія займає переважну частину поперечного перерізу каналів проточної частини, а розподіл швидкостей близький до рівномірного), то для знижених подач його слід визнати неприпустимим з вищезазначених причин.

Чисельне моделювання течії в каналах турбомашин має ряд суттєвих особливостей. Можна виділити кілька груп факторів, які досить вагомо впливають на достовірність результатів чисельного моделювання та викликають труднощі при проведенні розрахунків. Почнемо з того, що вищезазначені канали мають у переважній більшості складну

геометричну форму, і отримання твердотільних моделей рідини у них є нетривіальною задачею. Ще більш складною задачею є побудова якісної (достатньо подрібненої, з локальними згущеннями у місцях очікуваних високих градієнтів швидкостей та тисків) розрахункової сітки в умовах обмежених ресурсів ЕОМ. Якість сітки визначально впливає на точність результатів розрахунку, і тому дослідник повинен володіти певною попередньою (хоча б на рівні інтуїтивних уявлень) інформацією про структуру потоку в каналах проточної частини, що вивчається. Останнє автоматично передбачає наявність певного досвіду.

Крім описаних, існує ще кілька, на наш погляд, досить вагомих факторів «виробничого» характеру. Загальновідомо [7], що рівень технології виробництва для малорозмірних робочих органів свердловинних насосів часто має вирішальний вплив на параметри і показники усього насоса. По-перше, при моделюванні відбувається безперечна заміна реальної геометрії каналів проточної частини «ідеалізованою» (з дотриманням усіх розмірів), створеною за допомогою пакетів для 3D-моделювання. По-друге, з'являється можливість «ідеальної» витримки усіх зазорів, що в реальній багатоступеневій машині часто не виконується, а інколи не є досяжним у принципі. По-третє, навіть методи порошкової металургії інколи не дозволяють отримати рівномірну шорсткість поверхні проточного тракту даного типу насосів, яка теж значною мірою впливає на ефективність насоса при малих розмірах.

Даний перелік можна продовжувати. Та навіть при усуненні впливу більшості з наведених факторів використання при чисельному моделюванні течії у каналах багатоступеневого насоса на знижених подачах лише двох послідовно розміщених елементів є, на нашу думку, принципово неправильним, оскільки при цьому вносяться суттєві похибки у розрахунок на ділянках так званого інтерфейсу, за якими відбувається взаємодія потоків у двох сусідніх (робоче колесо – апарат) елементах ступені.

ВИСНОВКИ

Чисельне моделювання течії у каналах проточної частини багатоступеневого свердловинного насоса з малогабаритними ступенями шнекового типу на знижених подачах коректно проводити лише за наявності багатозв'язної області моделювання, яка складається як мінімум з 3-4 елементів (робочих коліс та статорних апаратів) для урахування впливу на основний потік зворотних течій. Беручи до уваги загальновізнаний факт утворення зворотних течій на вході та виході з робочих коліс лопатевих насосів при зниженні подачі, дані підходи можна вважати застосовними і при моделюванні течії у інших типах багатоступеневих лопатевих насосів. Моделювання з використанням лише двох елементів, які відповідають робочому колесу і статорному апарату, допустиме лише для режимів, близьких до оптимального, де розподіл швидкостей близькі до рівномірних. На знижених подачах такий підхід слід визнати неприйнятним. На думку авторів, викладена інформація може виявитися корисною також і спеціалістам, що займаються моделюванням течії у каналах турбомашин інших типів, зокрема компресорів та вентиляторів.

Дана стаття є продовженням циклу робіт, виконуваних у рамках гранта Президента України для підтримки наукових досліджень молодих вчених GP/F13 «Чисельне моделювання течій рідини в багатоступеневих занурювальних свердловинних насосах з метою вдосконалення їх енергетичних якостей».

SUMMARY

NUMERICAL SIMULATION FLOW IN THE SMALL-SIZE AXIAL SCREW-TYPE PUMP STAGE

A.V. Yelin, I.P. Kaplun, A.N.Kochevsky, V.N. Konshin

The article presents the results of computational simulation of flow in the channels of small-size axial-flow screw-type pump stage aimed at discovering possible ways for improving its efficiency. Detailed analysis of fluid flow inside the stage is presented. Numerical research is performed using the ANSYS CFX software.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Єлін О.В., Каплун І.П., Кочевський О.М., Щеляєв О.Є. Чисельне моделювання течії в малогабаритному насосному ступені шнекового типу // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля: У 2 ч. – 2007. - №3(109). - Ч.1. - С.85-91.
2. Gopalakrishnan S. Pump research and development: past, present and future – American perspective // ASME Journal of fluids engineering. – 1999. – V.121. – p. 237 – 247.
3. Hergt P. Pump research and development: past, present and future – Japanese perspective. // ASME Journal of fluids engineering. – 1999. – V.121. – p. 248 – 253.
4. Onashi H., Tsujimoto Y. Pump research and development: past, present and future – Japanese perspective // ASME Journal of fluids engineering. – 1999. – V.121. – p. 254 – 258.
5. ГОСТ Р 6134-01 (ИСО 9906:1999) „Насосы динамические. Методы испытаний”. - М.: Изд-во стандартов, 2000. – 120 с.
6. Грейцер, Никканен, Хаддад, Маззави, Джослин. Критерий применимости специальной обработки корпуса компрессора // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1979. - № 2. – С. 157 – 165.
7. Технология и техника добычи нефти и газа / Муравьев И.М., Базлов М.Н., Жуков А.И., Чернов Б.С. – М.: Недра, 1971 г. – 496 с.

О.В. Єлін, канд. техн. наук; СумДУ,
м. Суми;

І.П. Каплун, канд. техн. наук, СумДУ,
м. Суми;

О.М. Кочевський, канд. техн. наук,
СумДУ, м. Суми;

В.М. Коньшин, канд. фіз.-мат. наук,
ООО “Тесіс”, м. Москва

Надійшла до редакції 7 вересня 2007 р.