

УДК: 621.67:621.22

О.М. Молошній, М.І. Сотник

Сумський державний університет

**ВПЛИВ НЕГЛАДКИХ СТІНОК ОБЕРТОВОГО ОСЬОВОГО ПІДВІДНОГО ПРИСТРОЮ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА**

*Конструкція підвідного пристрою насоса впливає на величину гідравлічних втрат в ньому, розподілення швидкостей і напрям течії рідини на вході в робоче колесо, а отже й на енергоефективність робочого процесу насоса. Робота присвячена визначенню впливу негладких стінок (поздовжні ребра або канавки) осьового підвідного пристрою з обертовими стінками на характеристики насоса, структуру течії в осьовому підвідному пристрої та розподіл швидкостей на вході в робоче колесо. Базовий варіант має гладкі стінки та сформований конусом на вході, циліндричною ділянкою та дифузором перед входом в робоче колесо. Виконано числове моделювання робочого процесу насоса в програмному середовищі ANSYS CFX. Зміна величини напору, ККД та потужності насоса в робочому діапазоні при застосуванні негладких стінок осьовому підвідному пристрої коливаються в межах 2%, 3% та 2% відповідно. За допомогою негладких стінок вдалося впливати на розподіл складових абсолютної швидкості на вході в РК. Закручені ребра на дифузорі підвищують рівномірність розподілення осьової складової абсолютної швидкості, проте це спричиняє зниження напору та ККД. Закручені ребра на прямолінійній ділянці та канавки на дифузорі підвищують напір та ККД насоса.*

*Ключові слова:* підвід, конфузор, вхідний патрубок, робоче колесо, CFD, ребро, канавка.

О.Н. Молошній, Н.И. Сотник

**ВЛИЯНИЕ НЕГЛАДКИХ СТЕНОК ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ОСЕВОГО ПОДВОДНОГО УСТРОЙСТВА НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА**

*Конструкция подводного устройства насоса влияет на величину гидравлических потерь в нем, распределение скоростей и направление течения жидкости на входе в рабочее колесо, а, следовательно, и на энергоэффективность рабочего процесса насоса. Работа посвящена определению влияния негладких стенок (продольные ребра или канавки) осевого подводного устройства с вращающимися стенками на характеристики насоса, структуру течения в осевом подводном устройстве и распределение скоростей на входе в рабочее колесо. Базовый вариант имеет гладкие стенки и сформирован конусом на входе, цилиндрической участком и диффузором перед входом в рабочее колесо. Выполнено численное моделирование рабочего процесса насоса в программной среде ANSYS CFX. Изменение величины напора, КПД и мощности насоса в рабочем диапазоне при применении негладких стенок в осевом подводном устройстве колеблются в пределах 2%, 3% и 2% соответственно. С помощью негладких стенок удалось влиять на распределение составляющих абсолютной скорости на входе в РК. Закрученные ребра на диффузоре повышают равномерность распределения осевой составляющей абсолютной скорости, однако это приводит к снижению напора и КПД. Закрученные ребра на прямолинейном участке и канавки на диффузоре повышают напор и КПД насоса.*

*Ключевые слова:* подвод, конфузор, входной патрубок, рабочее колесо, CFD, ребро, канавка,

O. Moloshnyi, M. Sotnyk

**INFLUENCE OF NON FLAT WALLS OF THE AXIAL INLET DEVICE ON THE OPERATING PROCESS OF THE CENTRIFUGAL PUMP**

*The construction of the pump inlet device affects the amount of the hydraulic loss, the distribution of the velocity and the flow direction at the impeller inlet, and, therefore, the energy efficiency of the operating process of the pump. The article is devoted to the determination of the effect of the non flat walls (longitudinal ribs or grooves on the walls) of the axial inlet device with rotating walls on the characteristics of the pump, the structure of flow in the axial inlet device and the distribution of velocity at the impeller inlet. The base version of the axial inlet device has flat walls and is formed by a cone at the inlet, a cylindrical section and a diffuser before the impeller inlet. Numerical modeling of the operating process of the pump in the ANSYS CFX software environment is performed. Changing the head, the efficiency, and the power of the pump in the operating range when using non flat walls in the axial inlet device vary within 2%, 3% and 2% respectively. It is possible to influence the distribution of components of absolute velocity at the impeller inlet via using non flat walls. Twisted ribs on the diffuser increase the uneven distribution of the axial component of the absolute velocity at the impeller inlet, but this leads to lower head and efficiency. Twisted ribs on the cylindrical section and the grooves on the diffuser increase the head and efficiency of the pump. Keywords: inlet chamber, inlet nozzle, intake section, suction casing, CFD, rib, groove.*

**Постановка проблеми.** Високу енергоефективність функціонування будь якого обладнання можливо забезпечити високою енергоефективністю кожного його вузла або елемента. Це твердження є справедливим і для відцентрового насоса, елементами проточні частини якого є: підвідний пристрій (ПП), робоче колесо (РК), відвідний пристрій, пазухи та ущільнення. ПП є найбільш недооціненим елементом і майже жодна його конструкція не відповідає всім заявленим вимогам, а саме: рівномірне розподілення поля швидкостей в його поперечному перерізі у широкому діапазоні подач насоса; мінімальні гідравлічні втрати в потоці, що проходить через

ПП; забезпечення необхідних антикавітаційних властивостей, заданої величини закручування потоку та мінімізація інтенсивності зворотної течії на вході в робоче колесо.

#### Аналіз останніх досліджень і публікацій.

В періодичних виданнях представлені різні традиційні та не традиційні конструкційні рішення ПП. Наприклад, Перез Флорес та ін. [1] дослідили використання подвійного ПП, який забезпечує зменшення закручування потоку та стабілізацію напірної характеристики осьового насоса. Одним з дієвих методів запобігання виникненню закручування потоку в прямому ПП на вході в РК є застосування ребра [2, 3]. Ліу та ін. [4] відзначили вплив позитивного закручування рідини за допомогою вхідного направляючого апарату на покращення розподілу потоку та підвищення енергоефективності робочого процесу, однак також наявне зниження напору.

Молошній та ін. [5] в ПП з дифузоровим перед РК та стінками, що обертаються, виявили нерівномірність розподілення поля швидкостей на вході в РК. Мураками та ін. [6] експериментальним шляхом виявили зниження гідравлічних втрат в трубі, стінки якої обертаються. Автори також відмітили залежність профілю швидкості в поперечному перерізі від швидкості обертання та відстані в осьовому напрямку від вхідного перерізу. Байцар та ін. [7] відмітили залежність розподілу складових абсолютної швидкості від кутової швидкості обертання стінок дифузору та середньої витратної швидкості. Куркін та ін. [8] при експериментальному дослідженні встановили, що обертання стінок дифузора приводить до підвищення рівномірності розподілення потоку. Для покращення структури потоку в дифузорові з великими кутами розкриття та нерухомими стінками Мигай [9] рекомендує застосовувати поперечні ребра на його стінках, що знижує інтенсивність відривання потоку.

Курокова [10] представив переваги застосування канавок на стінках проточної частини насоса. В тому числі повздовжніх канавок перед входом в РК, що спричинює зменшення величини закручування потоку. Янг та ін. [11] також звернули увагу на зменшення величини закручування потоку та зміну кута натікання рідини на лопатки РК для осьового насоса. Голтз та ін. [12] представили метод усунення нестабільності кривої напірної характеристики насоса за рахунок осьових канавок. Такі стінки з ребрами або канавками можна охарактеризувати як негладкі.

Результати, отримані представленими авторами, свідчать про позитивний вплив ребер та канавок на структуру потоку рідини. Однак, за результатами літературного пошуку не виявлено джерел, що описують структуру потоку в ПП з негладкими стінками, які обертаються, та вплив цих факторів на робочий процес насоса.

**Мета роботи.** Провести дослідження структури течії в осьовому підвідному пристрої (ОПП) з негладкими обертаними стінками з метою визначення їх впливу на характеристику насоса та зміну структури потоку на вході в РК.

**Матеріали та методи.** Об'єктом дослідження є відцентровий консольний моноблочний насосний агрегат номінальною подачею ( $Q_{ном}$ )  $16 \text{ м}^3/\text{год}$ , з розрахунковим номінальним напором ( $H$ )  $10 \text{ м}$ , швидкістю обертання ротору ( $n$ )  $1450 \text{ об/хв}$ , коефіцієнтом швидкохідності ( $n_s$ )  $63$ . Діаметр вхідної воронки РК насоса ( $D_0$ )  $63 \text{ мм}$ , зовнішній діаметр РК ( $D_2$ )  $192 \text{ мм}$ , кількість лопатей РК – 7.

ОПП розроблений, як ПП насоса двостороннього входу і являє собою порожнистий вал насосного агрегату, який додатково виконує функцію ПП. Конструкція ОПП має нерухомий конус, який є частиною корпусу, прямолінійну та дифузорову ділянки, що обертаються з частотою обертання валу насоса, також обтічник сферичної форми (рис. 1). Діаметр циліндричної ділянки ( $d$ ) та вхідного патрубку ( $D_{вх}$ ) відповідно становлять  $40 \text{ мм}$  та  $65 \text{ мм}$ . Довжина корпусу ОПП ( $l$ )  $260 \text{ мм}$ , а ділянки, що обертається, ( $l_{об}$ )  $207 \text{ мм}$ . Довжина конуса ( $l_{кон}$ ) та дифузорової ділянки підводу ( $l_{диф}$ ) відповідно становлять  $33 \text{ мм}$  та  $51 \text{ мм}$ . Внутрішній діаметр виходу ( $d_{вих}$ ) з ОПП  $20 \text{ мм}$ . Кут розкриття дифузора ( $\vartheta$ )  $12,7^\circ$ , що перевищує максимально допустиму величину, яка забезпечує рівномірний вихід потоку з дифузора. Вона розраховується за формулою [13]:

$$\vartheta = 16,5 (d/2l_{диф})^{0,5} = 10,8^\circ$$

Габаритні розміри ОПП обмежені габаритами корпусу насосного агрегату. Описана вище конструкція прийнята за базову і має гладкі стінки. Ребра на прямолінійній ділянці ОПП застосовувалися з метою зменшення опору цієї ділянки та покращення картини розподілення векторів абсолютної швидкості на вході в РК. Ребра та канавки на дифузорові ОПП застосовувалися з метою зменшити зону утворення відривного потоку рідини або уникнути її утворення та покращити розподілення векторів абсолютної швидкості на вході в РК. На рис. 1 представлено

схематичне розміщення ребер та канавок на стінках ОПП та їх профіль в поперечному перерізі. Довжина ребер на прямолінійній ділянці ОПП становить 140 мм, а на дифузорі 40 мм. Для отримання кращого уявлення про вплив різних параметрів ребер та канавок на характеристику потоку рідини в насосі було здійснено серії експериментів. При цьому змінювалися наступні параметри: висота ( $h$ ), ширина ( $a$ ) ребер та канавок варіювалася відповідно 1,2,3 мм та 2,3,4 мм; кількість ребер ( $N$ ) була 2,4,8,12,16. Вони були виконані прямолінійними або закрученими по спіралі у повздовжньому напрямку. Величина закручування вибиралася з метою забезпечити швидкість руху рідини в міжреберному просторі максимально наближеною до середньої в перерізі при  $1,0 Q_{ном}$ . Для прямолінійної ділянки величина закручування становить 0,65 та 0,325 оберти, а для дифузора 0,2 та 0,1 оберти.

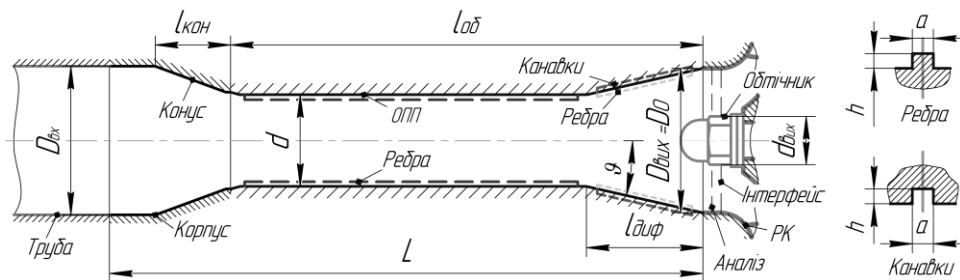


Рис. 1. Схема ОПП насоса з умовними позначеннями розташування ребер та канавок

Твердотільна модель розрахункової області рідини відцентрового насоса містить підвідну та відвідну труби, ОПП, РК та спіраль з направляючим апаратом (рис. 2 а). При їх створенні було здійснено спрощення геометрії шляхом припущення щодо відсутності пазух у проточній частині насоса для зменшення складності сітки та підвищення швидкості розрахунку.

Неструктурована розрахункова сітка створена за допомогою програмного продукту ICEM-CFD (рис. 2). Розмір величини комірок вибраний шляхом проведення дослідження на сіткову незалежність. Поблизу ребер, канавок, лопатей сітка додатково згущена. Поблизу твердих стінок в пограничному шарі були створені шари призматичних комірок. Загальна кількість вузлів сітки розрахункової області рідини насоса становить від 3,3 млн до 3,65 млн. ОПП, РК та спіраль з направляючим апаратом містять відповідно від 0,5 млн до 0,85 млн, 1 млн та 1,25 млн елементів.

Числове моделювання течії рідини в проточній частині насоса проведено з використанням програмного комплексу ANSYS CFX за стандартною  $k-\epsilon$  моделлю турбулентності [14]. Граничні умови: масова витрата на вході і тиск на виході з розрахункової моделі. Розрахунок проведено для робочого діапазону ( $0,7, 1,0$  та  $1,3$ )  $Q_{ном}$ . Робоча рідина – вода за температури  $25^\circ\text{C}$ . Шорсткість поверхонь ОПП, РК та направляючого апарату прийнята 25 мкм.

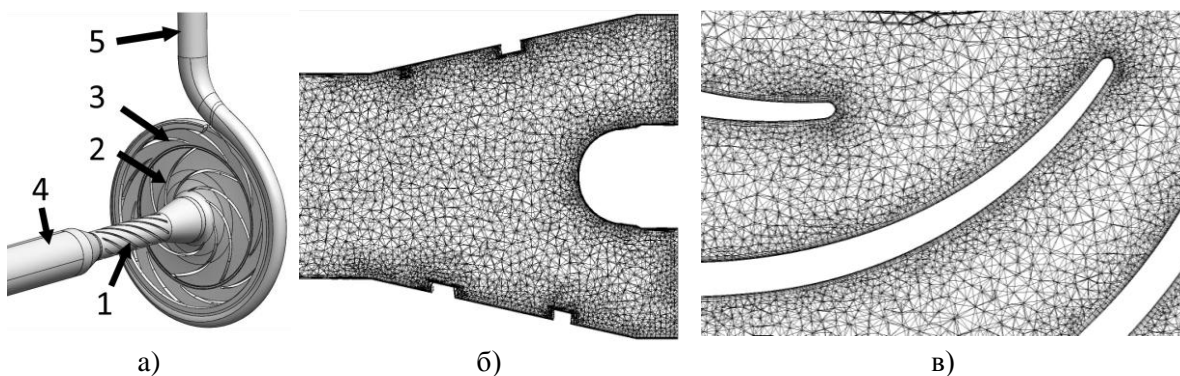


Рис. 2. Досліджувана модель: а) розрахункова область рідини насоса: 1 – ОПП, 2 – РК, 3 – спіраль з направляючим апаратом, 4 - підвідна труба, 5 – відвідна труба; б) сітка дифузornoї ділянки ОПП з ребрами в поздовжньому перерізі; в) сітка міжлопатєвого простору РК в поперечному перерізі

**Аналіз результатів.** За результатами числового моделювання визначені напірні та енергетичні характеристики насоса для робочого діапазону для різних параметрів ребер та канавок. Найкращі результати для кожного типу елементів та їх місця розміщення представлено на рис. 3, а їх перелік в Табл 1. Слід відмітити, що в представлених результатах зростання

величини напору і ККД лежить в межах 1%, що не дає підстав стверджувати про явний позитивний результат від застосування негладких стінок ОПП. Крім того для багатьох конфігурацій спостерігалось зниження характеристик. Можливі причини цього наступні. Висота ребер була вибрана така, що вони впливають тільки на пристінковий шар рідини, тобто основний потік в ОПП не зазнав суттєвого впливу. Самі ребра або канавки не створюють додаткового напору.

Таблиця 1

Характеристика геометричних параметрів ребер та канавок на стінках ОПП, що детально розглядаються в статті

| ОПП | Вид     | Кількість | Висота | Ширина | Ділянка ОПП | Форма траєкторії |
|-----|---------|-----------|--------|--------|-------------|------------------|
| 1   | Ребра   | 8         | 2      | 3      | пряма       | прямі            |
| 2   | Ребра   | 4         | 2      | 3      | пряма       | закручені        |
| 3   | Ребра   | 8         | 2      | 3      | дифузор     | закручені        |
| 4   | Ребра   | 4         | 2      | 3      | дифузор     | прямі            |
| 5   | Канавки | 8         | 2      | 2      | дифузор     | закручені        |
| 6   | Канавки | 8         | 2      | 2      | дифузор     | прямі            |

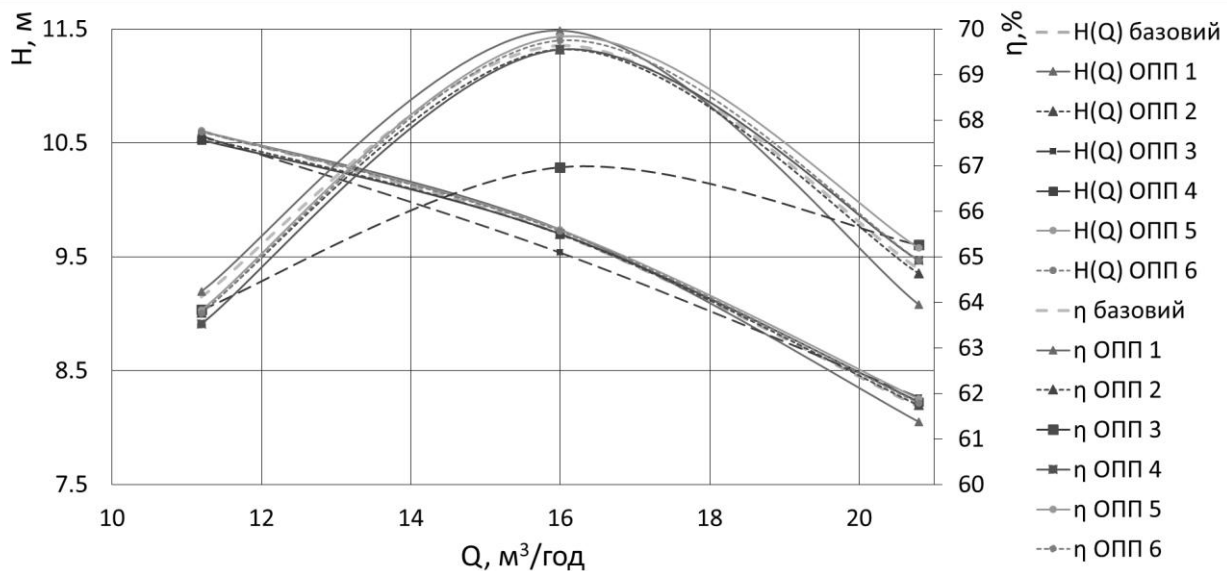


Рис. 3. Характеристики насоса

Характеристики є якісно подібними, хоча незначні відмінності у величині напору між моделями спостерігаються. ОПП 1 має найвищу величину напору за  $(0,7-1,0) Q_{nom}$ , проте при збільшенні подачі напір суттєво знижується. Для ОПП 3 найнижча величина напору та ККД при номінальній подачі, що спричинено суттєвими змінами структури потоку. При вищих подачах спостерігаються більші відмінності у величинах напору та ККД.

На основі аналізу отриманих результатів можна зробити наступні узагальнення, щодо впливу параметрів ребер та канавок на характеристику насоса: ребра на стінках прямолінійної ділянки та канавки на стінках дифузора призводять до незначного підвищення параметрів насоса за  $Q_{nom}$ . Проте ребра на стінках дифузора підвищують параметри тільки за  $1,3Q_{nom}$ . Однозначно не можна сказати про переваги прямих або закручених ребер. На прямолінійній ділянці ОПП закручені ребра ефективніше покращують структуру течії ніж прямі, а для дифузора навпаки. Оптимальна кількість ребер є 4-8 шт, закручених канавок 8-20 шт, а прямих – 8 шт. Зміна їх кількості від оптимальної призводить до зниження параметрів насоса. Оптимальна висота ребер та канавок 2 мм. Ребра висотою 1 мм призводять до незначних змін параметрів насоса через малу зміну структури потоку, а висотою 3 мм знижують параметри насоса через зміну структури потоку та зменшення площі прохідного перерізу каналу. Для ребер оптимальна ширина є 3 мм, а для канавок 2 мм. Крім того, ребра шириною менше 3 мм технологічно складніше виконати та вони швидше будуть стиратися.

За результатами числового моделювання визначено структуру течії рідини в ОПП насоса. Найнижчий тиск є на периферії на початку та в кінці прямолінійної ділянки, а найвищий тиск

перед обтічником (рис. 4). Такий розподіл спричинений місцевим зниженням або підвищенням швидкості та вихроутворенням. ОПП має нерівномірне розподілення швидкості по всьому повздовжньому перерізі, через зміну площі поперечного перерізу. В дифузорі спостерігаються зони відриву потоку від стінок, що спричинює нерівномірне розподілення векторів абсолютної швидкості на вході в РК.

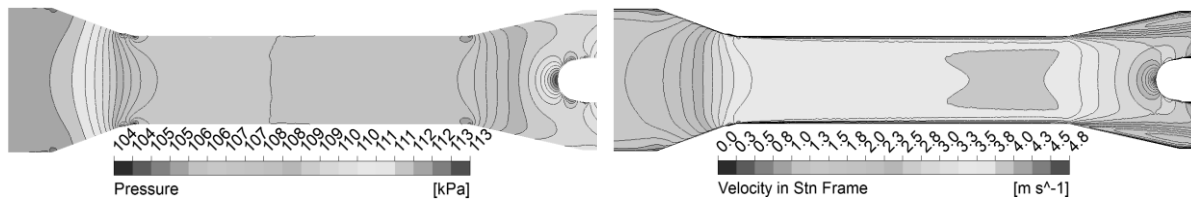


Рис. 4. Розподіл тиску та швидкості в повздовжньому перерізі базового ОПП (з гладкими стінками) за  $Q_{nom}$

Загальне розподілення тиску та швидкості в ОПП з негладкими стінками залишилося подібне. Проте слід вказати відмінності. В ОПП 1 тиск перед дифузором є нижчим, а швидкість в потоці вища (рис. 5). Це спричинено зменшенням площі прохідного каналу. Додаткові зони пониження тиску є біля крамок ребер. В ОПП 3 наявне зростання тиску в дифузорі, особливо на вході в РК. Ребра змінюють структуру пристінкового шару рідини. ОПП 5 не має суттєвих відмінностей в розподілення зон тиску та швидкості. Незначне зменшення застійної зони та пониження в ній швидкості спричинене закручуванням потоку каналами.

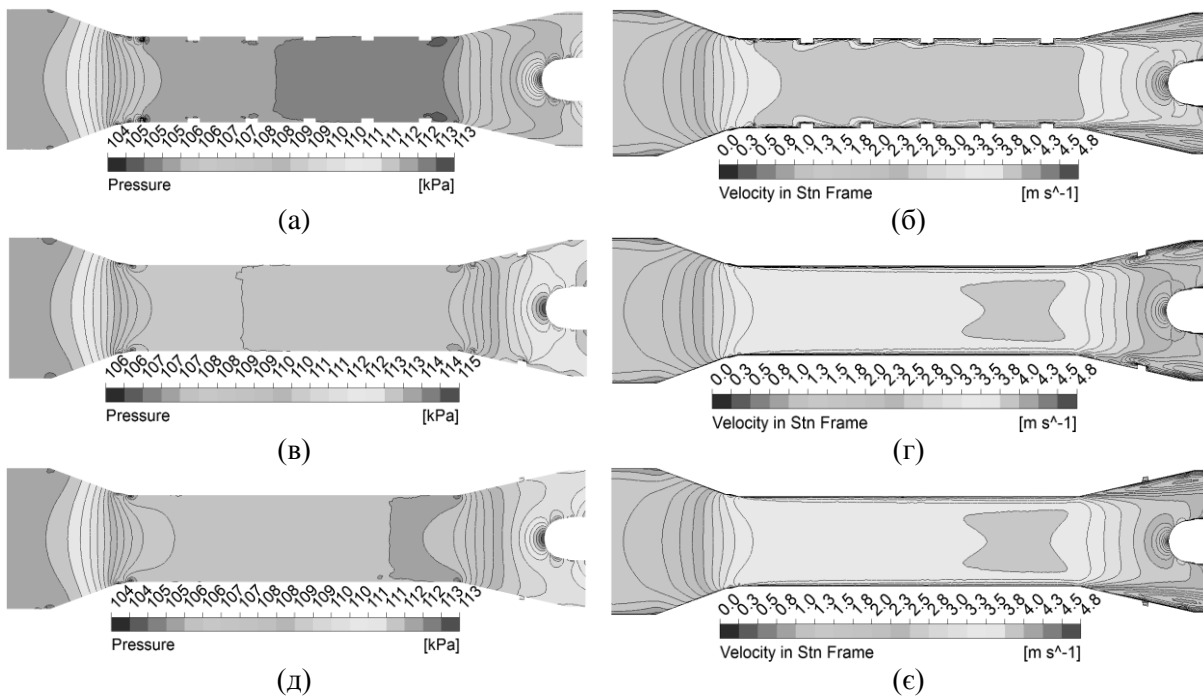


Рис. 5. Розподіл тиску та швидкості в повздовжньому перерізі ОПП з негладкими стінками за  $Q_{nom}$ :

(а) Тиск ОПП 1; (б) Швидкість ОПП 1; (в) Тиск ОПП 3; (г) Швидкість ОПП 3;  
(д) Тиск ОПП 5; (е) Швидкість ОПП 5

Для базового ОПП притаманне вісесиметричне розподілення поля швидкостей по всій його довжині. Однак, негладкі стінки ОПП вносять дисбаланс в симетрію, тому аналіз поперечного перерізу на вході в РК проведений на відстані 4 мм від дифузору (рис. 1). Поблизу обтічника переважає осьова складова абсолютної швидкості, а на периферії – колова (рис. 6). Крім того, потік має радіальне спрямування поблизу обтічника. Одна з причин такого розподілу це форма підвідного пристрою. По всій довжині дифузornoї ділянки в пристінковій зоні спостерігається закономірне відривання потоку зі зниження абсолютної швидкості. Інша причина – це вхід в зону повороту в РК та обтічник, що розділяє потік по центру та спричинює зростання осьової та радіальної складової абсолютної швидкості. На закручування рідини в периферійній зоні впливає

РК та обертний рух стінок підводу. Основні відмінності спостерігаються в розподілі векторів абсолютної швидкості в зовнішній зоні перерізу.

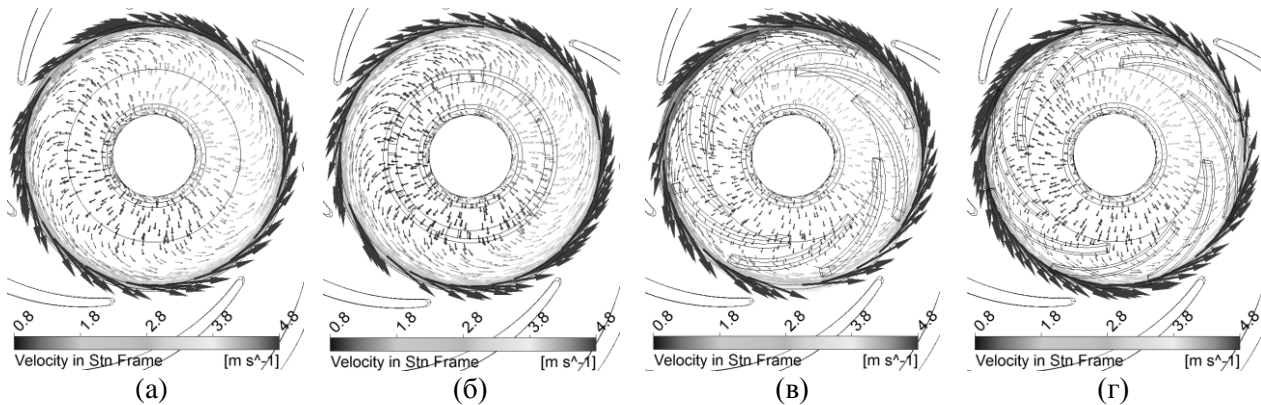


Рис. 6. Розподіл векторів абсолютної швидкості в поперечному перерізі ОПП за  $Q_{ном}$ : (а) базовий; (б) ОПП 1; (в) ОПП 3; (г) ОПП 5.

Аналіз зміни величини складових абсолютної швидкості при впровадженні негладких стінок (рис. 7) проводиться вздовж одного вибраного положення радіуса в поперечному перерізі. Для зручності порівняння величини складових швидкостей та радіусів представлені у відносних величинах відповідно до середніх складових абсолютної швидкості ( $V_{i(сep)}$ ) для базового ОПП та до максимального радіуса ( $R_{max}$ ) в поперечному перерізі.

Загальна картина розподілу колової складової ( $V_u$ ) швидкості є подібною. В діапазоні  $(0,4-0,7) R_{max}$  переважає негативна закрутка, а потім плавно зростає, стає позитивною і досягає приблизно однакового рівня. При цьому, при наявності ребер на прямолінійній ділянці її зростання починається вже при  $0,6 R_{max}$ .

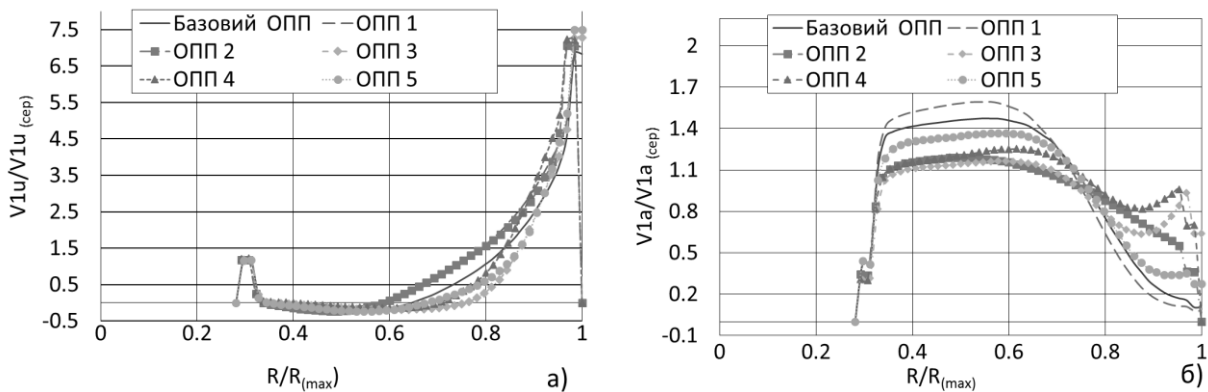


Рис. 7. Порівняння відносних величин складових абсолютної швидкості в поперечному перерізі на вході в РК: (а) Колова складова ( $V_u$ ), (б) Осьова складова ( $V_a$ )

В розподіленні осьової ( $V_a$ ) складової абсолютної швидкості є значні відмінності. ОПП 3 та ОПП 4 є подібними. Вони та ОПП 2 мають найменші відхилення величин відносної швидкості від середньої, проте це призвело до зниження енергетичних показників насосу. Крім того, ОПП 2 має найплавніший її перехід від максимальних величин при  $(0,4-0,6) R_{max}$  до мінімальних на периферії. Інші варіанти мають подібний розподіл до базового і відрізняються за величиною. ОПП 5 та ОПП 6 є аналогічними. В діапазоні  $(0,33-0,75) R_{max}$  переважає швидкість вище середньої, а в  $(0,7-1,0) R_{max}$  – нижче середньої. Такий розподіл спричинено відриванням потоку від стінки дифузора, а, як наслідок, спостерігається зниження осьової складової абсолютної швидкості в пристінковій зоні. Слід зауважити, що нерівномірному розподіленню осьової складової абсолютної швидкості притаманні вищі величини напору та ККД. Це можна пояснити тим, що в цих випадках обтікання основним потоком відривної зони та входної воронки відбувається плавно. В свою чергу це призводить до більш плавного входу потоку на лопатки.

В діапазоні  $(0,25-0,33) R_{max}$  для обох складових швидкості спостерігається значна їх зміна, яка спричинена впливом форми обтічника на пристінковий потік рідини.

Для детального аналізу впливу негладких стінок на потік рідини розглянемо його структуру поблизу ребра або канавки в поперечних перерізах за 4 мм до кінця елемента (рис. 8). Для гладкої стінки притаманний характерний розподіл швидкості. Біля стінки, що рухається, спостерігається максимальна величина колової складової абсолютної швидкості. При віддаленні від стінки її величина зменшується. Для ОПП 1 та ОПП 2 спостерігається збільшення величини осьової та колової складових абсолютної швидкості. В ОПП 2 за ребром утворюється незначний вихор, що спричиняє додаткове зростання колової складової абсолютної швидкості. Зростання осьової складової абсолютної швидкості спричинене зменшенням площі поперечного перерізу.

В дифузорі колова складова абсолютної швидкості для аналізованого перерізу має більші значення (стінка розташована на більшому радіусі). Зниження напору та ККД для ОПП 3 та ОПП 4 спричинені наявними вихорами на ребрах, що є наслідком місцевого зниження тиску на вершині ребра. Канавки на стінках дифузора майже не впливають на осьову складову і знижують колову складову абсолютної швидкості. Під дією відцентрової сили в канавках, особливо в кінці дифузора, створюється зона підвищеного тиску, яка підвищує тиск в усій пристінковій зоні. Також, з'являється напрямлений рух рідини поблизу канавки. Все це провокує зменшення відривної зони дифузора.

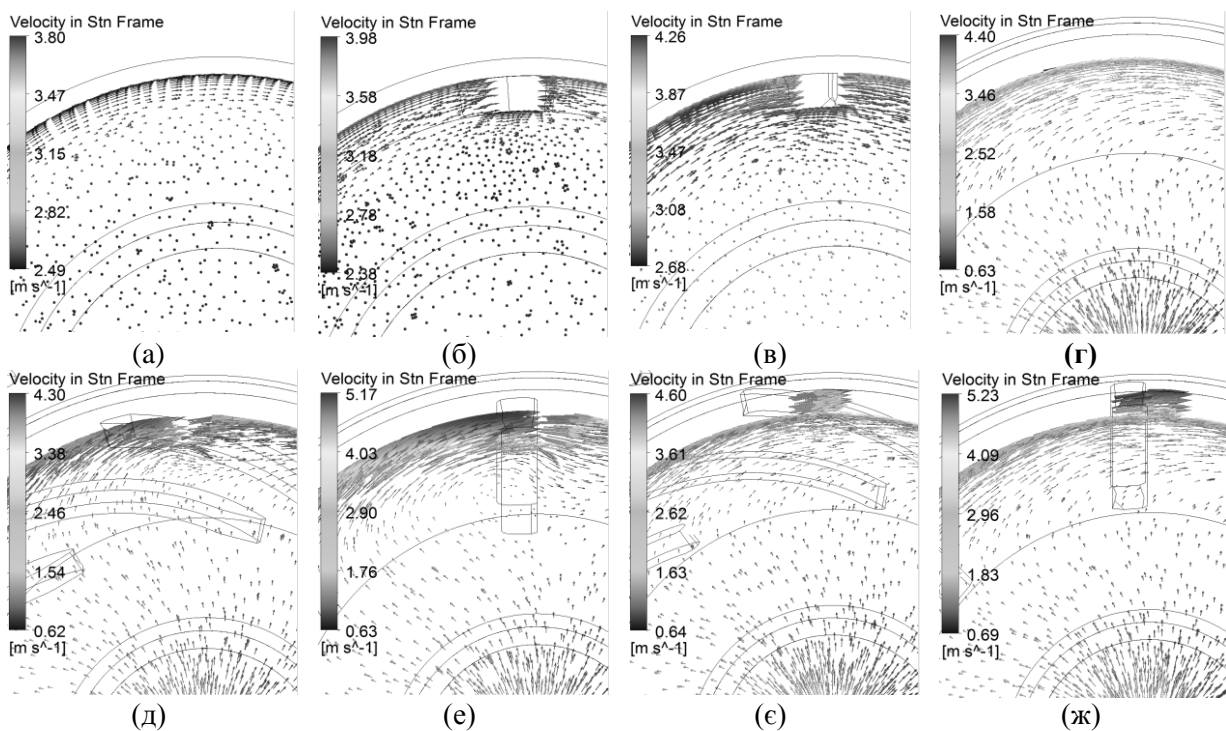


Рис. 8. Структура течії навколо ребер та канавок за  $Q_{nom}$ :  
 прямолінійна ділянка: (а) базовий (б) ОПП 1; (в) ОПП 2;  
 дифузор: (г) базовий; (д) ОПП 3; (е) ОПП 4; (є) ОПП 5; (ж) ОПП 6.

Важливими критеріями для порівняння гідравлічних якостей ПП є коефіцієнт закрутки потоку та коефіцієнт його опору. Коефіцієнт закрутки потоку [15]:

$$\mu_\tau = \frac{\bar{V}_{lu} \bar{r}}{Q} \cdot D_q$$

де,  $\bar{V}_{lu} \bar{r}$  – осереднений момент швидкості в поперечному перерізі,  $m^2/c$ ;  $Q$  – подача,  $m^3/c$ ;  $D_q$  – еквівалентний діаметр,  $m$ :

$$D_q = \sqrt{D_0^2 - d_{eux}^2}$$

Коефіцієнт опору ПП [14]:

$$\xi_0 = \frac{2\bar{h}}{\rho \cdot \bar{V}_0^2}$$

де,  $\bar{h}$  – середня величина втрат тиску в підвідному пристрої, Па;  $\bar{V}_0$  – середня величина швидкості на вході в робоче колесо, м/с.

Основні аналітичні характеристики ОПП представлені таблиці 2. В порівнянні з базовим ОПП колова складова абсолютної швидкості знизилася тільки в ОПП 3 та ОПП 5, які мають закручені ребра та канавки. Для всіх ОПП осьова складова абсолютної швидкості є незмінна, так як на її величину впливає площа поперечного перерізу або величина подачі. Радіальна складова абсолютної швидкості майже не змінюється. Зміна абсолютної швидкості в більшій мірі залежить від зміни її колової складової. Коефіцієнт закрутки найвищий в ОПП 4, що можливо спричинено сильними вихорами біля ребер. Крім того, в усіх запропонованих варіантах ОПП з негладкими стінками величина коефіцієнта закрутки є більшою, ніж в базового. В ОПП 2 та ОПП 3 вдалося отримати дуже низький коефіцієнт опору. В ОПП 4, навіть, відбувається додаткове перекачування рідини. Із запропонованих ОПП найкращі гідравлічні характеристики має ОПП 1 та ОПП 3. Проте, зміна коефіцієнтів закрутки та опору не є пропорційна зміні величин напору та ККД.

Таблиця 2

Аналітичні характеристики ОПП

| Характеристика \ ОПП                                   | Базовий | ОПП 1 | ОПП 2 | ОПП 3 | ОПП 4  | ОПП 5 | ОПП 6 |
|--|---------|-------|-------|-------|--------|-------|-------|
| Колова складова абсолютної швидкості ( $V_u$ ), м/с    | 0,57    | 0,75  | 0,70  | 0,46  | 0,70   | 0,52  | 0,61  |
| Осьова складова абсолютної швидкості ( $V_a$ ), м/с    | 1,57    | 1,57  | 1,57  | 1,57  | 1,57   | 1,57  | 1,57  |
| Радіальна складова абсолютної швидкості ( $V_r$ ), м/с | 0,295   | 0,30  | 0,31  | 0,30  | 0,32   | 0,292 | 0,30  |
| Абсолютна швидкість, м/с                               | 2       | 2,16  | 1,97  | 1,85  | 2,07   | 1,953 | 2,03  |
| Коефіцієнт закрутки ( $\mu_r$ )                        | 0,061   | 0,078 | 0,169 | 0,132 | 0,171  | 0,073 | 0,081 |
| Коефіцієнт опору ( $\xi_0$ )                           | 0,275   | 0,260 | 0,067 | 0,017 | -0,095 | 0,237 | 0,230 |

**Висновки.** Аналіз результатів числового моделювання робочого процесу у відцентровому насосі з негладкими обертковими стінками ОПП проведеного з метою визначення їх впливу на характеристику насоса та зміну структури потоку на вході в РК показує:

1) Зміна величини напору, ККД та механічної потужності насоса в його робочому діапазоні при застосуванні негладких стінок осьового підвідного пристрою коливаються в межах 2%, 3% та 2% відповідно. Зміна параметрів насоса є не значною, тому що вхідні кромки лопатей РК достатньо віддалені від вхідного перерізу РК і потік нормалізується (вирівнюється) при обох варіантах. При моделюванні висота ребер була вибрана така, що вони впливають тільки на пристінковий шар рідини, тобто основний потік в ОПП не зазнав суттєвого впливу.

2) Негладкі стінки впливають на розподіл складових абсолютної швидкості на вході в РК та величину відривної зони в дифузорі. Закручені ребра на дифузорі підвищують рівномірність розподілення осьової складової абсолютної швидкості, проте це спричиняє зниження напору та ККД. Закручені ребра на прямолінійній ділянці та канавки на дифузорі підвищують напір та ККД насоса.

3) Загальне розподілення тиску та швидкості в ОПП з негладкими стінками залишилися незмінними. Проте відмінності спостерігаються в пристінковому шарі, що призводить до незначних змін напору та ККД насоса.

4) Рівномірний розподіл осьової складової абсолютної швидкості спричинив зниження напору та ККД насоса, через порушення плавного обтікання основним потоком відривної зони та вхідної воронки.

5) Найбільшу зміну течії пристінкового шару спричинили прямі ребра на дифузорі. Біля них утворилася вихрова зона.

6) Величини складових абсолютної швидкості, як і вона сама, майже не змінюються. Це пояснюється відсутністю суттєвих змін геометрії проточної частини насоса.

7) Результати досліджень показують, що зміна коефіцієнтів закрутки та опору і відповідна зміна напору та ККД не мають прямо пропорційної залежності.

Для більш детального вивчення робочого процесу ОПП з негладкими обертковими стінками та встановлення більш точних залежностей впливу на нього інших факторів, які не розглянуто у



статті, в тому числі для відносних величин, доцільно провести додаткові дослідження, що будуть спрямовані на аналіз факторів, що не були враховані: швидкість обертання ротора, діаметр ОПП, кут розкриття дифузору, довжина ОПП, величина коефіцієнту швидкохідності.

### Список літератури

1. Perez Flores P. Suppression of Performance Curve Instability of an Axial-Flow Pump by Using a Double-Inlet-Nozzle / P. Perez Flores, G. Kosyna, and D. Wulff // Hindawi Publishing Corporation, International Journal of Rotating Machinery. – 2008. – Vol. 2008.
2. Cheah K. W. Numerical Study of Inlet and Impeller Flow Structures in Centrifugal Pump at Design and Off-design Points / K. W. Cheah, T. S. Lee and S.H. Winoto // International Journal of Fluid Machinery and Systems. – 2011. – Vol. 4(1), pp 25-32.
3. Varchola M. Interakcia obeneho kola a statora odstrediveho cerpadla / M. Varchola. – Bratislava: Slovenska technicka univerzita v Bratislave, 2017. – 190 p.
4. Liu Y. Influence of Prewhirl Angle and Axial Distance on Energy Performance and Pressure Fluctuation for a Centrifugal Pump with Inlet Guide Vanes / Yabin Liu, Lei Tan, Ming Liu, Yue Hao and Yun Xu // Energies. – 2017. – Vol. 10 (695).
5. Moloshnyi O. Influence of Rotational Wall of Axial Inlet Device on Velocity Distribution at Impeller Inlet / O. Moloshnyi, M. Sotnyk and S. Lugova // Periodica Polytechnica Mechanical Engineering. – 2018. – Vol. 62(3). – P. 179-186
6. Murakami M. Turbulent Flow in Axially Rotating Pipes / M. Murakami, K. Kikuyama // Journal of Fluids Engineering/ – 1980. – Vol 102. – P. 97-103.
7. Bajcar T. Flow kinematics in a rotating axial diffuser / T. Bajcar, B. Sirok, F. Trenc // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2003. – Vol. 27. – P. 769–780.
8. Куркин Е. И. Экспериментальное исследование течения на выходе из осесимметричного диффузора с вращающейся стенкой / Е. И. Куркин, А. В. Ивченко // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2012. – № 5(36). – С32-37.
9. Мигай В.К. Диффузор с поперечными ребрами / Мигай В.К. // Энергомашиностроению. – 1960. – №4. – С4.
10. Kurokawa J. J-Groove Technique for Suppressing Various Anomalous Flow Phenomena in Turbomachines / J. Kurokawa // International Journal of Fluid Machinery and Systems. – 2010. – Vol. 4(1).
11. Yang K. F. Study on improvement of hump characteristic of an axial flow pump by grooving inlet wall / K. F. Yang, J. J. Feng, G. J. Zhu, J. L. Lu and X. Q. Luo // Asian Working Group- IAHR's Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. – 2018. – Vol. 163.
12. Goltz I. Eliminating the head instability of an axial-flow pump using axial grooves / I. Goltz, G. Kosyna and A. Delgado // Proc IMechE Part A: J Power and Energy. – 2012. – Vol. 227(2). – P. 206–215.
13. Gülich J. F. Centrifugal Pumps, 3rd Edition / Gülich J. F. – Springer: Berlin, Heidelberg, New York, 2014. – 1146 с.
14. ANSYS CFX Reference Guide, Release 15.0. 2013. <http://www.ansys.com>
15. Karapuzova M. Flow Structure Investigation in the Lateral Inlet Branches of Hydraulic Machines and Some Recommendations on Their Designing / M. Karapuzova, S. Lugova and I. Tverdokhlebl // XIIIth International Scientific and Engineering Conference "HERVICON-2011" Procedia Engineering. – Sumy, September 6–9, 2011. – Vol. 39. – P. 140–147.

Стаття надійшла до редакції 14.12.2018