

*A. С. РОГОВИЙ, М. О. КОСТЮК, А. С. АЗАРОВ*

## УДОСКОНАЛЮВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НАФТОВИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ

Складність видобутку нафти з великих глибин внаслідок значних кількостей піску, води та інших домішок призвела до того, що все більшого поширення отримують свердловинні струминні насоси. Їх використання під час видобутку нафти сприяють такі фактори, як практично нечутливість до вмісту розчиненого у нафті газу та інших домішок у порівнянні з іншими типами насосів; простота конструкції й відсутність рухомих частин, що притаманно усій струминній техніці. Надійність та довговічність струминних насосів на порядок перевищує ці показники будь-яких інших насосів, що використовуються у нафтогазовидобутку. Отримання досконалих характеристик струминного нафтового насосу потребує системного підходу до аналізу характеристик та моделювання течії у насосі. Перекачування нафти є складною задачею внаслідок того, що є досить велике розмаїття типів нафти та речовин, що можуть в неї входити у різних родовищах. Це приводить до проблем під час моделювання роботи насоса та до використання більш складних моделей течії рідини від реологічних моделей до моделювання кавітації. Ускладнення математичних моделей течії провокує збільшення помилок моделювання, ускладнення верифікації течії та знаходження раціональних коефіцієнтів й коригувань до моделей турбулентності. В роботі удосконалено енергетичні параметри нафтових струминних насосів розрахунковим шляхом. Виконано проектування струминного насосу для перекачування нафти та проведені його числові розрахунки з різними моделями турбулентності та агрегатними станами середовищ. Отримані кінематичні характеристики течії та розраховано ККД насоса. В результаті розрахунку моделі з кавітацією отримано, що ККД насоса дорівнює 10 %, що у три рази перевищує результат розрахунку без урахування кавітації. Збільшений ККД відповідає асимптотичним методикам розрахунку характеристик насоса.

**Ключові слова:** струминний насос, нафта, числовий розрахунок, кінематичні параметри, математична модель, розчинений газ.

*A. ROGOVYI, M. KOSTIUK, A. AZAROV*

## IMPROVING ENERGY PARAMETERS OF OIL JET PUMPS

The difficulty of extracting oil from great depths due to the huge amounts of sand, water and other impurities has led to the fact that well jet oil pumps are becoming more common. Their use in oil production is facilitated by such factors as practical insensitivity to the content of gas and other impurities dissolved in oil compared to other types of pumps; simplicity of design and the absence of moving parts, which is inherent in all jet technology. The reliability and durability of jet pumps are an order of magnitude higher than those of any other pumps used in oil and gas production. Obtaining excellent characteristics of a jet oil pump requires a systematic approach to the analysis of characteristics and modeling of the pump flow. Pumping oil is a complex task because there is a fairly large variety of oil and substances that can be included in it in various fields. This leads to problems when modeling pump operation and using more complex fluid flow models from rheological models to modeling cavitation. The complication of mathematical models of the flow provokes an increase in modeling errors, complications of flow verification and finding rational coefficients and corrections to turbulence models. In the paper, the energy parameters of oil jet pumps are improved by calculation. A jet pump for pumping oil has been designed and numerical calculations have been carried out with different models of turbulence and aggregate states of media. The kinematic characteristics of the flow are obtained and the efficiency of the pump is calculated. As a result of the calculation of the model with cavitation, it was obtained that the pump efficiency is 10 %, which is 3 times higher than the calculation result without cavitation. The increased efficiency is consistent with asymptotic methods for calculating pump characteristics.

**Keywords:** jet pump, oil, numerical calculation, kinematic parameters, mathematical model, dissolved gas.

**Вступ.** Складність видобутку нафти з великих глибин внаслідок великих кількостей піску, води та інших домішок призвела до того, що все більшого поширення отримують свердловинні струминні нафтові насоси [1]. Струминні насоси мають декілька недоліків, як-от: низький ККД та необхідність використання допоміжного насоса, обмежені габаритні характеристики [2]. Але їх використанню під час видобутку нафти сприяють такі фактори, як-от: практично нечутливість до вмісту розчиненого у нафті газу та інших домішок у порівнянні з іншими типами насосів; простота конструкції й відсутність рухомих частин, що притаманно усій струминній техніці. Надійність та довговічність струминних насосів на порядок перевищує ці показники будь-яких інших насосів, що використовуються у нафтогазовидобутку [3].

Подальше підвищення ефективності свердловинних нафтових установок за рахунок покращення показників надійності, економічної доцільності та безперервної роботи потребує подальшого удосконалення енергетичних параметрів струминних насосів, що дозволило забезпечити

максимальні показники надійності, довговічності та ремонтпридатності.

**Аналіз останніх досліджень.** Дослідженням роботи струминних насосів присвячено багато наукових робіт [4, 5], але в більшості робіт висвітлюються питання роботи ежекторів [6], або насосів для перекачування сипучих середовищ [7] та зазначається, що є раціональні геометричні розміри насосів, що знаходяться досить в широкому діапазоні [2, 8]. Це призводить до того, що практично для кожної задачі або рідини необхідно проектувати новий насос та проводити оптимізацію його характеристик. Тому, в багатьох випадках, ККД струминних насосів коливається в діапазоні від 3 до 25 %, що потребує подальших покращень та виявлення оптимальних конструкцій саме для перекачування нафти за наявності в ній великої кількості домішок різних агрегатних станів речовин [9].

Роботу [3] присвячено дослідженню перспектив розвитку нафтових струминних насосів й зазначено, що, на сьогоднішній день, є тенденція до спільного комплектування струминного насоса та глибинного

насосного обладнання. В цій роботі також розглянута можливість удосконалення струминних насосів за рахунок удосконалення режиму змішування та створення направляючих елементів, але характеристики таких насосів не наведено.

В роботі [10] оптимізовано конструкцію струминного насоса для перекачування нафти, але не наведено енергетичних характеристик такої конструкції та загального ККД.

Отримання досконалих характеристик струминного нафтового насосу потребує системного підходу до аналізу характеристик та моделювання течії у насосі. Перекачування нафти є складною задачею внаслідок того, що є досить велике розмаїття типів нафти та речовин, що можуть в неї входити у різних родовищах [11]. Це приводить до проблем під час моделювання роботи насоса та до використання більш складних моделей течії рідини від використання реологічних моделей [12] до моделювання кавітації [13]. Ускладнення математичних моделей течії провокує збільшення помилок моделювання, ускладнення верифікації течії та знаходження раціональних коефіцієнтів й коригувань до моделей турбулентності [14, 15].

Тому, актуальною є задача удосконалення енергетичних характеристик нафтових струминних насосів за допомогою сучасних числових методів моделювання, що дозволяє зменшити час досліджень та отримати оптимальні характеристики насосів. Це дозволить забезпечити безперервність роботи свердловинних нафтових установок та значно збільшити їх надійність та довговічність.

**Мета.** Метою роботи є удосконалення енергетичних параметрів нафтових струминних насосів розрахунковим шляхом для подальшого створення оптимальної конструкції насоса.

**Результати досліджень.** Струминні насоси та ежектори працюють на основі принципу передачі кінетичної енергії. Робочий потік з великим енергетичним потенціалом передає енергію до потоку, що ежекується/інжекується/перекачується за відсутності механічних рухомих органів або проміжних вузлів. Основний недолік такої передачі енергії є те, що чим більша різниця у швидкостях активного та пасивного потоку, тим більші витрати енергії під час передачі. Таким чином, оптимальна конструкція струминного насоса буде така, в якій швидкості цих потоків порівняні [2, 16]. Робочий потік та потік, що ежекується, змішуються у камері змішування, де їх швидкості вирівнюються та відбувається обмін імпульсами між робочою і переміщуваною рідинами [17]. З дифузора рідина поступає у напірний трубопровід (рис. 1).

Для дослідження поведінки струминного апарату під час перекачування нафти, в якості прототипа, обрано струминний насос – НСФБ 39/45.

На рис. 2 представлена 3D-модель струминного насоса, створена у програмному середовищі ANSYS.

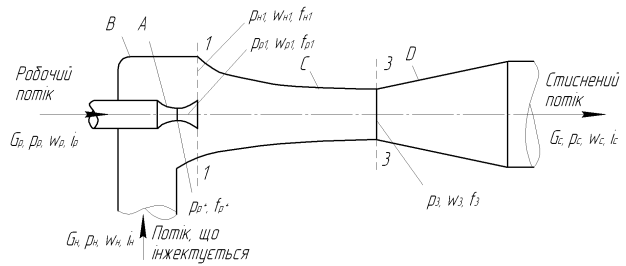
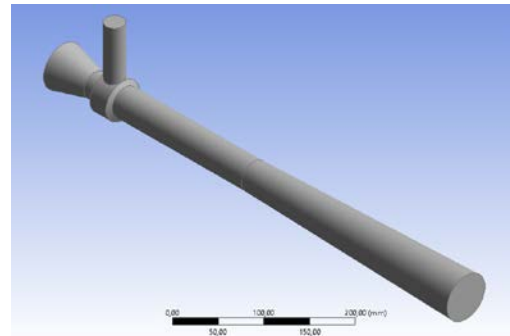
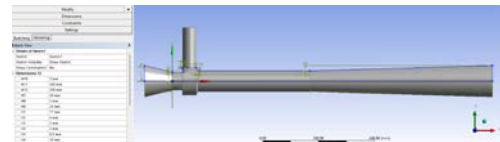


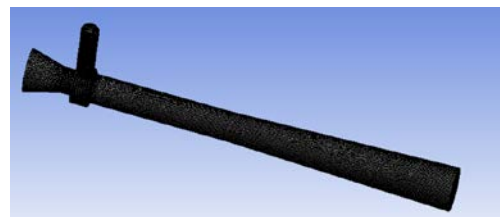
Рис. 1. Розрахункова схема струминного ежектора



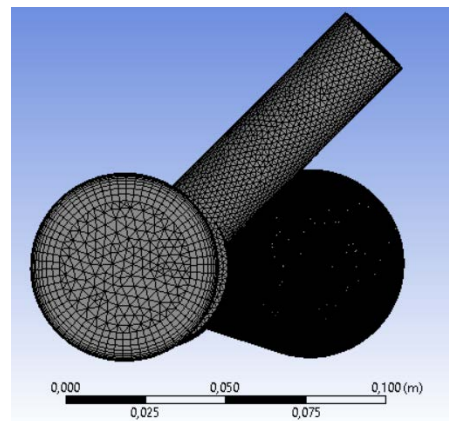
a



б



в



г

Рис. 2. Твердотільна модель проточної області струминного насоса (а, б) та сіткова модель (в, г)

Побудова кінцево-елементної сітки здійснювалася у підпрограмі Ansys Meshing. Розрахункова сітка – неструктурована. Осередки в ядрі потоку являли собою тетраедри, але на периферії,

поблизу твердих стінок, створено шари призматичних осередків. Число шарів призм становило 6, сумарна товщина яких становила 0,8 мм. Такий метод є оптимальним з точки зору кількості елементів, швидкості обчислення та досягнення необхідної точності розрахунку. В області сопла та кільцевого зазору на вході пасивного потоку в камеру змішування вироблялося згущення елементів сітки. Загальна кількість розрахункових осередків – близько 0,5 мільйони, що дозволяє використовувати студентська ліцензія ANSYS [18]. Сіткова модель показана на рис. 2.

Для прототипу насоса на основі відомих формул розрахунку показників ефективності розраховано ККД за наступними параметрами, що взято з характеристик насоса НСФБ 39/45 під час його промислового використання: тиск в каналі живлення  $p_b = 840$  кПа; тиск у вихідному каналі  $p_c = 0$ ; тиск в каналі всмоктування  $p_b = -40$  кПа; швидкість в каналі живлення  $V_b = 16$  м/с; швидкість у вихідному каналі  $V_c = 19,5$  м/с; швидкість в каналі всмоктування  $V_a = 16$  м/с:

а) робочій напір, що витрачається у насосі та який дорівнює різниці напорів робочого потоку на вході в насос та на виході з нього

$$H_p = \frac{p_b}{\rho g} + \frac{V_b^2}{2g} - \frac{p_c}{\rho g} - \frac{V_c^2}{2g} = 78 \text{ м}; \quad (1)$$

б) корисний напір, що створюється у насосі та дорівнює різниці між напорами на виході з насоса та в каналі всмоктування

$$H_k = \frac{p_c}{\rho g} + \frac{V_c^2}{2g} - \frac{p_a}{\rho g} - \frac{V_a^2}{2g} = 10,2 \text{ м}; \quad (2)$$

в) витрата робочої рідини

$$Q_1 = V_b S_b = 0,044 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (3)$$

г) корисна подача

$$Q_0 = 0,0079 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4)$$

ККД струминного насоса:

$$\eta = \frac{H_k Q_0}{H_p Q_1} = 0,00234. \quad (5)$$

Гідродинамічний розрахунок течії нафти проведено на основі математичної моделі, що складалася з диференційних рівнянь у часткових похідних, представлених рівняннями Рейнольдса для нестисливої рідини та рівняння нерозривності:

$$\begin{cases} \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (v + v_T) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right]; \\ \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \end{cases} \quad (6)$$

де  $i, j = 1, 2, 3$ ;  $u_i$  – проекції вектора швидкості на осі координат;  $F_i$  – проекції вектора масових сил на осі координат;  $p$  – гідродинамічний тиск;  $v$  – кінематична в'язкість рідини;  $v_T$  – турбулентна кінематична в'язкість рідини.

Для замикання системи (6) прийнята стандартна « $k$ - $\varepsilon$ » модель турбулентності на основі рівнянь (7–9) [19]:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + (\bar{V} \cdot \bar{V})k = \bar{V} \left( \left( v + \frac{v_T}{\sigma_k} \right) \bar{V}k \right) + G - \varepsilon; \quad (7)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + (\bar{V} \cdot \bar{V})\varepsilon = \bar{V} \left( \left( v + \frac{v_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \bar{V}\varepsilon + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 G - C_2 \varepsilon) \right); \quad (8)$$

$$G = v_T \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (9)$$

де  $v_T = C_v \frac{k^2}{\varepsilon}$ ;  $k = \frac{1}{2} u_i' u_i'$  – кінетична енергія

турбулентності;  $\varepsilon = v_T \left( \frac{\partial u_i'}{\partial x_i} \right)^2$  – швидкість дисипації

енергії турбулентності;  $G$  – швидкість генерації турбулентності. Значення констант моделі приймалися  $\sigma_k = 1,0$ ;  $\sigma_\varepsilon = 1,3$ ;  $C_v = 0,09 \cdot \rho$ ;  $C_1 = 1,44$ ;  $C_2 = 1,92$ .

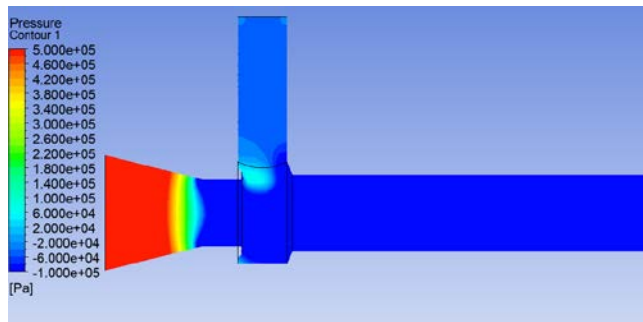
Тому що ефективність насоса-прототипу є дуже низькою та не перевищує 3% прийнято рішення удосконалити цю конструкцію шляхом подовження камери змішування на 100 мм та зменшення кута відкриття дифузора в два рази, що повинно було зменшити відривні явища у дифузоре та покращити загальну ефективність насоса. Порівняння параметрів ефективності роботи прототипу та подовженої за осьовими розмірами конструкції здійснено шляхом числового розрахунку. Порівняння результатів розрахунку наведено у табл. 1.

Таблиця 1 – Порівняння параметрів ефективності насоса-прототипу та удосконаленої конструкції

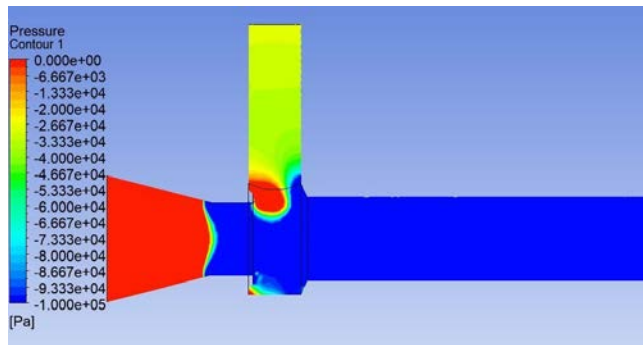
Насос	$H_p$ , м	$H_k$ , м	$Q_1$ , м <sup>3</sup> /с	$Q_0$ , м <sup>3</sup> /с	$\eta$ , %
Прототип	78	10,2	0,044	0,0079	2,3
Удосконалений	90	13	0,049	0,0105	3,1
Збільшення, %	15	27	11	33	35

Порівняння кінематичних параметрів течії в насосі-прототипі під час перекачування води та нафти наведено на рис. 3. Кінематичні картини течії під час перекачування нафти та води зберігаються практично незмінними. Спостерігається зниження тиску нижче абсолютного нуля що потребує удосконалення математичної моделі течії та подальших розрахунків з урахуванням кавітації.

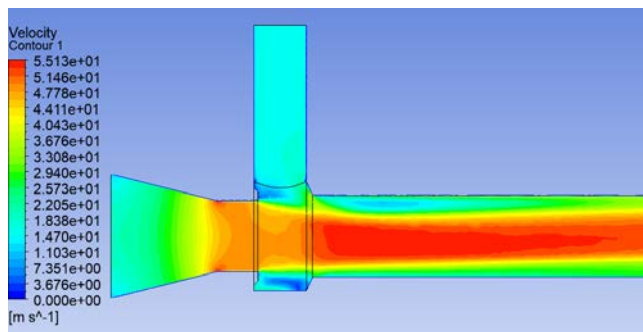
На рис. 4 наведено кінематичні параметри течії в удосконаленій конструкції насоса.



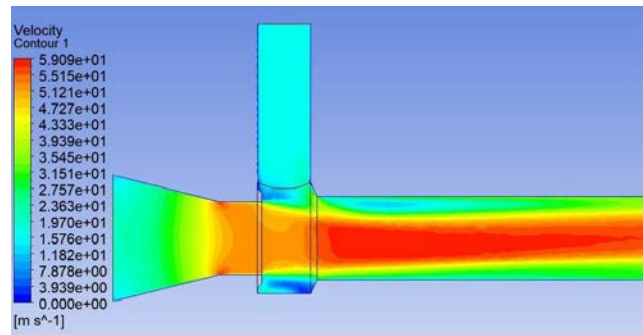
a



b



b



z

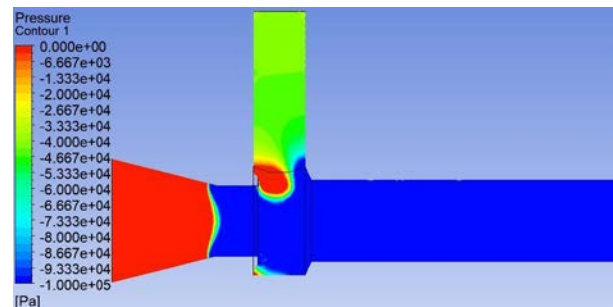
Рис. 3. Порівняння розподілів тиску (а, б) та швидкості (в, з) під час перекачування води водою (а, в) та нафти нафтою (б, з)

Якщо порівняти рис. 3 та 4, то можна констатувати, що картини течії залишилися практично тими самими, що й були для серійного насоса, але дещо зменшилася зона відриву потоку від стінки камери змішування та дещо зменшилася швидкість потоку в ядрі, що рухається в камері змішування. Це дозволяє розраховувати на більш рівний профіль

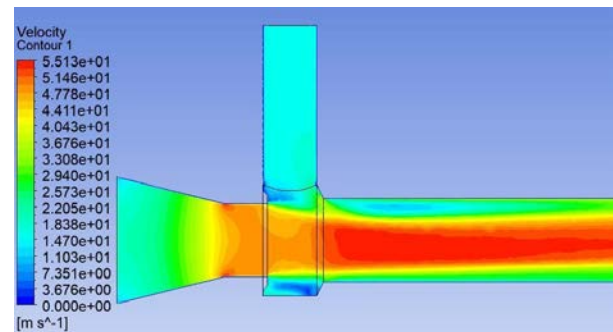
швидкості та на зменшення втрат енергії в камері змішування та в дифузорі.

Основною перевагою використання струминних насосів для перекачування нафти є можливість його роботи на двофазних рідинах із достатньо великою концентрацією газу. Для оптимізації конструкції насоса для перекачування двофазної рідини доцільно провести числове моделювання його характеристик. В даній роботі проведено таке дослідження для нафти з об'ємною концентрацією газу в 3 %.

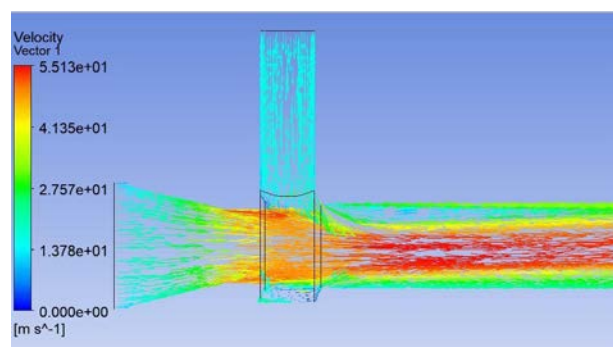
З точки зору розрахункової ефективності, це досить складна задача тому, що необхідно робити одночасний розрахунок двох рідин в кожному контрольному об'ємі сітки.



a



b



v

Рис. 4. Кінематичні параметри течії в удосконаленій конструкції струминного насоса: а – розподіл тисків; б – розподіл швидкостей; в – векторне поле швидкостей

Розрахунок перекачування нафти за допомогою струминного насоса із урахуванням газовмісту є таким самим, як й розрахунки характеристик будь-якого насоса з урахуванням явища кавітації. Тому що в зоні низьких тисків можливе виділення газу з нафти й

подальший його вплив на характеристики розглянемо математичну модель розрахунку течії рідини із урахуванням кавітації.

В залежності від методу розрахунку кавітації моделювання кавітаційного потоку ґрунтується на рівняннях механіки рідини та газу: рівняння балансу мас, рівняння імпульсу, модель турбулентності.

Рівняння балансу мас отримують штучним способом розщепленням рівняння нерозривності на дві складові (для кожної з фаз) та введенням масопереносу з однієї фази в іншу та навпаки [20]:

$$\frac{\partial \alpha \rho_\alpha}{\partial t} + \operatorname{div}(\alpha \rho_\alpha \bar{V}) = -m; \quad (10)$$

$$\frac{\partial \beta \rho_\beta}{\partial t} + \operatorname{div}(\beta \rho_\beta \bar{V}) = m, \quad (11)$$

де  $\alpha, \beta$  – об'ємна доля рідини та газу;  $\rho_\alpha, \rho_\beta$  – густина рідини та газу;  $\bar{V}$  – швидкість;  $m$  – величина стоку або притоку маси внаслідок масопереносу в об'єм.

До рівнянь (10) та (11) додається рівняння балансу фаз:

$$\alpha + \beta = 1, \quad (12)$$

яке дозволяє розрахувати кавітаційний потік разом з некавітаційним.

Рівняння імпульсу у числових моделях кавітації мають вигляд:

$$\frac{\partial \alpha \rho_\alpha \bar{V}}{\partial t} + \operatorname{div}(\alpha \rho_\alpha [\bar{V} \times \bar{V}]) = -\alpha \nabla p + \alpha \nabla \tau - m \bar{V}; \quad (13)$$

$$\frac{\partial \beta \rho_\beta \bar{V}}{\partial t} + \operatorname{div}(\beta \rho_\beta [\bar{V} \times \bar{V}]) = -\beta \nabla p + \beta \nabla \tau + m \bar{V}, \quad (14)$$

де  $\nabla p$  – градієнт нормальних тисків (компонент тензора тисків);  $\nabla \tau$  – градієнт дотичних напруг. Оскільки всі сучасні чисельні моделі кавітації гомогенні, то поля швидкостей та тензори тисків є спільними для обох фаз.

У ANSYS CFX реалізована модель кавітаційного масопереносу, заснована на рівнянні Релея-Плессета:

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{2}{3} \left( \frac{dR}{dt} \right)^2 = \frac{p_v - p}{\rho}, \quad (15)$$

або в спрощеному вигляді

$$\frac{dR}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho}}, \quad (16)$$

де  $R$  – радіус кавітаційної бульбашки;  $p_v$  – тиск всередині бульбашки;  $p$  – локальний тиск в рідині.

Рівняння, що виражають співвідношення мас конденсованої пари, що виділяється, прийняті у розрахунку мають вигляд:

$$m^+ = F^+ \frac{3\alpha \rho_g}{R_0} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho}}, \quad (p < p_v); \quad (17)$$

$$m^- = -F^- \frac{3\alpha_0 (1-\alpha) \rho_g}{R_0} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho}}, \quad (p \geq p_v), \quad (18)$$

де  $\alpha_0$  – коефіцієнт зв'язку об'ємної долі пари з масовою;  $R_0$  – початковий радіус бульбашки;  $\rho_g$  – густина парової фази;  $F^+, F^-$  – константи моделювання.

Модель Релея-Плессета враховує два фактори: швидкість росту бульбашки та статистичний характер розподілу бульбашок у кавітаційному потоці. Об'ємна доля пари в осередку враховується статистично на основі визначення числа зародків  $n$  та їх радіусу  $R_0$  за формулою:

$$\alpha = \frac{4}{3} \pi R_0^3 n. \quad (19)$$

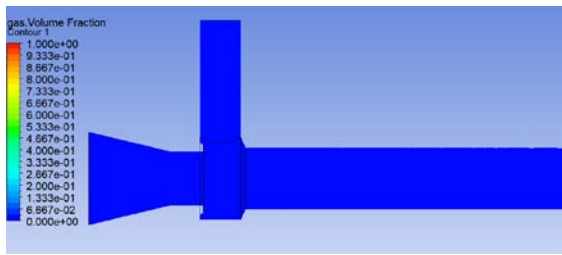
Модель кавітації, що реалізована в ANSYS CFX потребує задання таких параметрів, як середній діаметр бульбашки та тиск насиченої пари. За даними літератури [21], радіус бульбашки в кінці стиснення  $R_{\min}$ , як правило, знаходиться у межах  $10^{-7}$ – $10^{-8}$  м при початковому радіусі  $R_0 = 1 \cdot 10^{-6}$  м. Таким чином, змінення об'єму бульбашки складає не менше 1000. Тиск насиченої пари вибирається з урахуванням температури рідини, що моделюється.

На рис. 5 наведено порівняння двох картин течії нафти в струминному прямооточному насосі із урахуванням моделі Релея-Плессета та без урахування, тобто з урахуванням кавітації та без. Так, на рисунку наведено розподіл об'ємної концентрації газу в двох таких розрахунках. Обидва розрахунки включають в якості рідини, що рухається проточною частиною, нафту із 3-відсотковим вмістом газу. Можна спостерігати, що в першому випадку не відбувається збільшення концентрації газу вздовж проточної частини насоса. В другому випадку спостерігається доволі широка зона виділеного з нафти газу, що не може не впливати на загальні енергетичні характеристики перекачування.

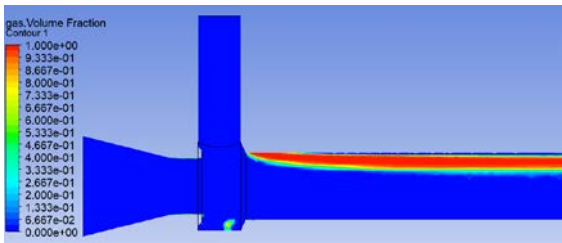
В результаті розрахунку моделі з кавітацією отримано, що ККД насоса дорівнює 10 %. Таким чином, вибір моделі, за якою відбувається розрахунок числовими методами значно впливає на інтегральні характеристики роботи струминного насоса, особливо під час двофазної його роботи. Так, урахування моделі Релея-Плессета (моделі кавітації) привело до збільшення ККД струминного насоса більше ніж в три рази. Причому, фізичні картини течії з урахуванням кавітації візуально адекватно описують процес, що відбувається в насосі, якщо рідина включає в себе деяку кількість газу. Крім того, збільшений ККД відповідає асимптотичним методикам розрахунку характеристик насоса й більше відповідає дійсності.

На рис. 6 представлено графіки тиску в різних перетинах камери змішування насоса.





а



б

Рис. 5. Об'ємна концентрація газу в проточній частині струминного насоса:  
а – розрахунок без урахування моделі кавітації; б – з урахуванням моделі кавітації

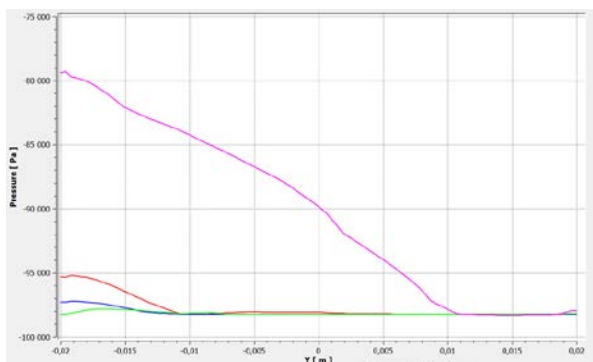


Рис. 6. Розподіл тисків в перетинах змішувальної камери: синя лінія – на відстані 0,1 м від активного сопла; червона лінія – на відстані 0,2 м; зелена – 0,3 м; фіолетова – 0,4 м

На рис. 7–9 представлено графіки різних параметрів роботи струминного насосу в різних перетинах камери змішування. Ці графіки є дуже корисними під час проектування струминних насосів й можуть бути використані під час оптимізаційного моделювання насоса за геометричними параметрами.

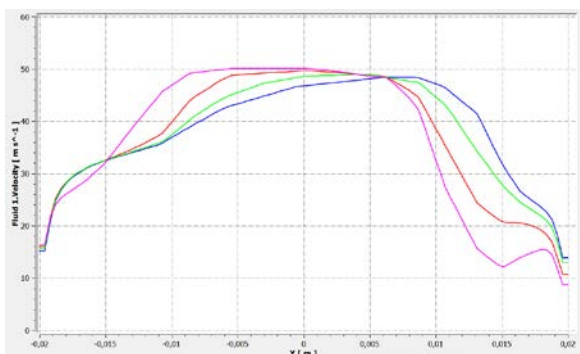


Рис. 7. Розподіл швидкостей нафти в перетинах змішувальної камери: синя лінія – на відстані 0,1 м від активного сопла; червона лінія – на відстані 0,2 м; зелена – 0,3 м; фіолетова – 0,4 м

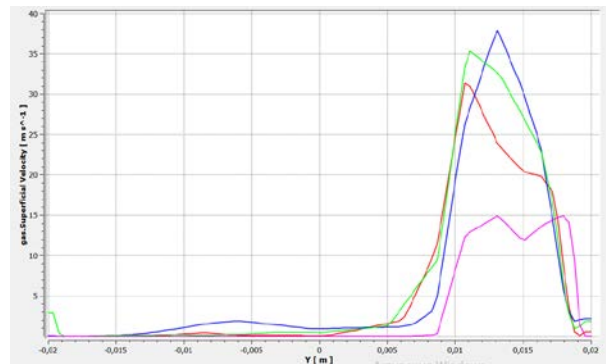


Рис. 8. Розподіл швидкостей газу в перетинах змішувальної камери: синя лінія – на відстані 0,1 м від активного сопла; червона лінія – на відстані 0,2 м; зелена – 0,3 м; фіолетова – 0,4 м

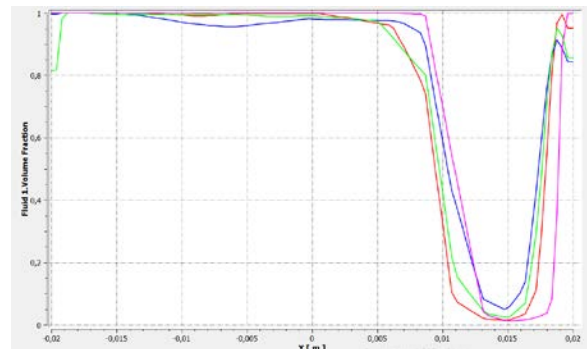


Рис. 9. Розподіл об'ємних концентрацій нафти в перетинах змішувальної камери: синя лінія – на відстані 0,1 м від активного сопла; червона лінія – на відстані 0,2 м; зелена – 0,3 м; фіолетова – 0,4 м

**Висновки.** В роботі удосконалено енергетичні параметри нафтових струминних насосів розрахунковим шляхом. Виконано проектування струминного насосу для перекачування нафти, та проведені його числові розрахунки з різними моделями турбулентності та агрегатними станами середовищ. Отримані кінематичні характеристики течії та розраховано ККД насоса.

В результаті розрахунку моделі з кавітацією отримано, що ККД насоса дорівнює 10 %. Таким чином, вибір моделі, за якою відбувається розрахунок числовими методами значно впливає на інтегральні характеристики роботи струминного насоса, особливо під час двофазної його роботи. Так, урахування моделі Релея-Плессета (моделі кавітації) привело до збільшення ККД струминного насоса більше ніж в три рази. Причому, фізичні картини течії з урахуванням кавітації візуально адекватно описують процес, що відбувається в насосі, якщо рідина включає в себе деяку кількість газу. Крім того, збільшений ККД відповідає асимптотичним методикам розрахунку характеристик насоса й більше відповідає дійсності.

#### Список літератури

1. Якимечко Я. Я. Використання пульсаційно-хвильової технології для інтенсифікації видобування високов'язких нафт. *Збірник статей учасників дев'ятнадцятої всеукраїнської практично-пізнавальної інтернет-конференції «Наукова думка сучасності і майбутнього» (27 березня–11 квітня 2018 р., Дніпро)*. Дніпро: Вид-во НМ, 2018. С. 19–21.

2. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. *Струйные аппараты*. Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
3. Паневник О. В. Дослідження перспектив розвитку нафтових струминних насосів. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2019. № 1 (70). С. 41–51. doi: 10.31471/1993-9973-2019-1(70)-41-51.
4. Сьомін Д. О., Роговий А. С. *Вихорокамерні нагнітачі: монографія*. Харків: ФОП Мезіна В. В., 2017. 204 с.
5. Роговий А. С. *Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.17*. Харків, 2017. 364 с.
6. Galindo J., Dolz V., Tiseira A., Ponce-Mora A. Numerical assessment of the dynamic behavior of a solar-driven jet-ejector refrigeration system equipped with an adjustable jet-ejector. *International Journal of Refrigeration*. 2021. Vol. 121. P. 168–182. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.10.019
7. Rogovyi A., Korohodskiy V., Neskorozeniy A., Hrechka I., Khovanskyi S. Reduction of Granular Material Losses in a Vortex Chamber Supercharger Drainage Channel. *In Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. 2022. P. 218–226.
8. Rogovyi A., Voronova Ye. Comparative analysis of performance characteristics of jet vortex type superchargers. *Автомобильный транспорт*. 2016. Вып. 38. С. 93–98.
9. Bañon F., Sambruno A., González-Rovira L., Vazquez-Martinez J. M., Salguero J. A review on the abrasive water-jet machining of metal-carbon fiber hybrid materials. *Metals*. 2021. Vol. 11, issue 1. P. 164. doi: 10.3390/met11010164
10. Bazaluk O., Dubei O., Ropyak L., Shovkoplias M., Pryhorovska T., Lozynskiy V. Strategy of compatible use of jet and plunger pump with chrome parts in oil well. *Energies*. 2022. Vol. 15, issue 1. P. 83. doi: 10.3390/en15010083
11. Souas F., Safri A., Benmounah A. A review on the rheology of heavy crude oil for pipeline transportation. *Petroleum Research*. 2021. Vol. 6, issue 2. P. 116–136. doi: 10.1016/j.ptlrs.2020.11.001
12. Rogovyi A., Korohodskiy V., Medvediev Y. Influence of Bingham fluid viscosity on energy performances of a vortex chamber pump. *Energy*. 2021. Vol. 218. P. 119432. doi: 10.1016/j.energy.2020.119432
13. Geng L., Chen J., Escaler X. Improvement of cavitation mass transfer modeling by including Rayleigh–Plesset equation second order term. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*. 2020. Vol. 84. P. 313–324. doi: 10.1016/j.euromechflu.2020.05.008
14. Сьомін Д. А., Роговой А. С., Левашов А. Н., Левашов Я. Н. Верификация расчетов течений в вихрекамерных устройствах. *Вісник Нац. техн. ун-ту України «КПІ»: зб. наук. пр. Сер.: Машинобудування*. Київ: НТУУ «КПІ». 2016. № 2 (77). С. 71–78. doi: 10.20535/2305-9001.2016.77.74796
15. Rogovyi A. Use of detached-eddy simulation method (DES) in calculations of the swirled flows in vortex apparatuses. *Teka. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture*. 2016. Vol. 16, no. (3). P. 57–62.
16. Сьомін Д. О., Роговий А. С. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 3 (1112). P. 130–136.
17. Elbel S., Lawrence N. Review of recent developments in advanced ejector technology. *International Journal of Refrigeration*. 2016. Vol. 62. P. 1–18. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.10.031
18. Sirait A. R. H., Hutapea G. P., Ambarita H. Experimental and numerical simulation of two 20° angled solar collectors with trapezoidal groove plate. *2nd Talenta Conference on Engineering, Science and Technology. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 801 (17 October 2019, Medan, Indonesia)*. IOP Publishing, 2020. P. 012041. doi: 10.1088/1757-899X/801/1/012041
19. Гарбарук А. В., Стрелец М. Х., Шур М. Л. *Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебн. пособ.* Изд-во Политехн. ун-та, 2012. 88 с.
20. Уколов А. И., Родионов В. П., Старовойтов П. П. Моделирование колеса центробежного насоса с максимальным эффектом кавитации. *Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики*. 2017. № 5. С. 910–919. doi: 10.17586/2226-1494-2017-17-5-910-919
21. Tsutsumi K., Watanabe S., Tsuda S., Yamaguchi T. Cavitation simulation of automotive torque converter using a homogeneous cavitation model. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*. 2017. Vol. 61, part 2. P. 263–270. doi: 10.1016/j.euromechflu.2016.09.001

## References (transliterated)

1. Yakymchko Ya. Ya. Vykorystannya pul'satsiyno-khvylovoyi tekhnolohiyi dlya intensyfikatsiyi vydobuvannya vysokov'yazykykh naft [The use of pulsation-wave technology to intensify the production of highly viscous oils]. *Zbirnyk statey uchasyukiv dev'yatnadtsyatoyi vseukrayins'koyi praktychno-piznaval'noyi internet-konferentsiyi "Naukova dumka suchasnosti i maybut'oho" (27 bereznya–11 kvitnya 2018 r., Dnipro)* [A collection of articles by the participants of the nineteenth All-Ukrainian practical and cognitive Internet conference "Scientific thought of the present and the future" (March 27–April 11, 2018, Dnipro)]. Dnipro, NM Publ., 2018, pp. 19–21.
2. Sokolov E. Ya., Zinger N. M. *Struynye apparaty* [Jet devices]. Energoatomizdat Publ., 1989. 352 p.
3. Panevnyk O. V. Doslidzhennya perspektiv rozvytku naftovykh strumynnykh nasosiv [Further prospects for the development of oil jetting pumps]. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch*. 2019, no. 1 (70), pp. 41–51. doi: 10.31471/1993-9973-2019-1(70)-41-51.
4. S'omin D. O., Rohovyy A. S. *Vykhoro kamerni nahnitachi: monohrafiya* [Vortex chamber superchargers]. Kharkiv, FOP Mezina V. V. Publ., 2017. 204 p.
5. Rohovyy A. S. *Rozrobka teoriyi ta metodiv rozrakhunku vykhoro kamernykh nahnitachiv: dys. ... d-ra tekhn. nauk 05.05.17* [Development of the theory and designing methods of vortex chamber superchargers. Dr. eng. sci. diss.]. Kharkiv, 2017. 364 p.
6. Galindo J., Dolz V., Tiseira A., Ponce-Mora A. Numerical assessment of the dynamic behavior of a solar-driven jet-ejector refrigeration system equipped with an adjustable jet-ejector. *International Journal of Refrigeration*. 2021, vol. 121, pp. 168–182. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.10.019
7. Rogovyi A., Korohodskiy V., Neskorozeniy A., Hrechka I., Khovanskyi S. Reduction of Granular Material Losses in a Vortex Chamber Supercharger Drainage Channel. *In Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. 2022, pp. 218–226.
8. Rogovyi A., Voronova Ye. Comparative analysis of performance characteristics of jet vortex type superchargers. *Avtomobil'nyy transport*. 2016, issue 38, pp. 93–98.
9. Bañon F., Sambruno A., González-Rovira L., Vazquez-Martinez J. M., Salguero J. A review on the abrasive water-jet machining of metal-carbon fiber hybrid materials. *Metals*. 2021, vol. 11, issue 1, p. 164. doi: 10.3390/met11010164
10. Bazaluk O., Dubei O., Ropyak L., Shovkoplias M., Pryhorovska T., Lozynskiy V. Strategy of compatible use of jet and plunger pump with chrome parts in oil well. *Energies*. 2022, vol. 15, issue 1, p. 83. doi: 10.3390/en15010083
11. Souas F., Safri A., Benmounah A. A review on the rheology of heavy crude oil for pipeline transportation. *Petroleum Research*. 2021, vol. 6, issue 2, pp. 116–136. doi: 10.1016/j.ptlrs.2020.11.001
12. Rogovyi A., Korohodskiy V., Medvediev Y. Influence of Bingham fluid viscosity on energy performances of a vortex chamber pump. *Energy*. 2021, vol. 218, p. 119432. doi: 10.1016/j.energy.2020.119432
13. Geng L., Chen J., Escaler X. Improvement of cavitation mass transfer modeling by including Rayleigh–Plesset equation second order term. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*. 2020, vol. 84, pp. 313–324. doi: 10.1016/j.euromechflu.2020.05.008
14. Semin D. A., Rogovoy A. S., Levashov A. N., Levashov Ya. N. Verifikatsiya raschetov techeniy v vikhre kamernykh ustroystvakh [Verification of flow calculations in vortex chamber devices]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu Ukrayiny "KPI": zb. nauk. pr. Seriya: Mashynobuduvannya* [Journal of Mechanical Engineering of the National Technical University of Ukraine "KPI": a collection of scientific papers]. Kyiv, NTUU "KPI" Publ., 2016, no. 2 (77), pp. 71–78. doi: 10.20535/2305-9001.2016.77.74796
15. Rogovyi A. Use of detached-eddy simulation method (DES) in calculations of the swirled flows in vortex apparatuses. *Teka. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture*. 2016, vol. 16, no. (3), pp. 57–62.
16. S'omin D. O., Rohovyy A. S. Vplyv umov vkhodu seredovyscha, shcho perekachuyet'sya, na enerhetychni kharakterystyky vykhre kamernykh nasosiv [The influence of the inlet conditions of

- the pumped medium on the energy characteristics of vortex chamber pumps]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 3 (1112), pp. 130–136.
17. Elbel S., Lawrence N. Review of recent developments in advanced ejector technology. *International journal of refrigeration*. 2016, vol. 62, pp. 1–18. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.10.031
18. Sirait A. R. H., Hutapea G. P., Ambarita H. Experimental and numerical simulation of two 20° angled solar collectors with trapezoidal groove plate. *2nd Talenta Conference on Engineering, Science and Technology. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 801 (17 October 2019, Medan, Indonesia)*. IOP Publ., 2020, p. 012041. doi: 10.1088/1757-899X/801/1/012041
19. Garbaruk A. V., Strelets M. Kh., Shur M. L. *Modelirovanie turbulentnosti v raschetakh slozhnykh techeniy* [Modeling turbulence in complex flow calculations]. Politekhn. un-t Publ., 2012. 88 p.
20. Ukolov A. I., Rodionov V. P., Starovoytov P. P. Modelirovanie koleasa tsentrobezhnogo nasosa s maksimal'nyim efektom kavitatsii [Simulation of a centrifugal pump wheel with maximum cavitation effect]. *Nauchno-tehnicheskiiy vestnik informatsionnykh tekhnologiy, mekhaniki i optiki*. 2017, no. 5, pp. 910–919. doi: 10.17586/2226-1494-2017-17-5-910-919
21. Tsutsumi K., Watanabe S., Tsuda S., Yamaguchi T. Cavitation simulation of automotive torque converter using a homogeneous cavitation model. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*. 2017, vol. 61, part 2, pp. 263–270. doi: 10.1016/j.euromechflu.2016.09.001

Надійшла (received) 03.09.2022

*Відомості про авторів / About the Authors*

**Роговий Андрій Сергійович (Rogovyi Andrii)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскура»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6057-4845>; e-mail: [asrogovoy@ukr.net](mailto:asrogovoy@ukr.net)

**Костюк Марія Олександрівна (Kostiuk Mariia)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр; м. Харків, Україна; e-mail: [mariia.kostiuk@mit.khpi.edu.ua](mailto:mariia.kostiuk@mit.khpi.edu.ua)

**Азаров Андрій Сергійович (Azarov Andrii)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7119-715X>; e-mail: [andrii.azarov@mit.khpi.edu.ua](mailto:andrii.azarov@mit.khpi.edu.ua)