

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ПАНЕВНИК ДЕНИС ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 622.24 + 621.694.2

ДИСЕРТАЦІЯ
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ
НАДДОЛОТНИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ

Спеціальність 133 – галузеве машинобудування

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Д.О.Паневник

Науковий керівник: Крижанівський Є.І., докт.техн.наук, акад. НАН України,
професор

Івано-Франківськ – 2020

Анотація

Паневник Д.О. Підвищення ефективності використання наддолотних струминних насосів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії у галузі 13 - механічна інженерія за спеціальністю 133–галузеве машинобудування. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу МОН України, м. Івано-Франківськ, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу України, Івано-Франківськ, 2020.

В світовій практиці будівництва свердловин підсилюється тенденція зростання об'єму бурових робіт в складних гірсько-геологічних та технологічних умовах, внаслідок чого зростають вимоги до бурового обладнання, яке не вимагає значних витрат на обслуговування і, зокрема, до свердловинних ежекційних систем. Створення зони низького тиску, зростання витрати промивальної рідини у насосно-циркуляційній системі привибійного контуру, використання піногенеруючих пристроїв, які потребують незначного обслуговування, визначає якісно новий рівень розвитку бурової техніки. В процесі аналізу історії розвитку ежекційних технологій встановлено співвідношення об'ємів технологічних процесів, що реалізуються з використанням свердловинних струминних насосів та піногенеруючих пристроїв: буріння – 19 %, освоєння та випробування – 41 %, експлуатація – 12 %, ремонт свердловин – 27,1 %. Невпинне зростання частки ежекційних технологій в процесах, що реалізують розробку нафтогазових родовищ свідчить про їх надійність, ефективність та світове значення і актуальність досліджень, спрямованих на їх вдосконалення.

Незважаючи на значний об'єм проведених досліджень, теоретичні питання роботи струминного насоса в свердловині вивчені недостатньо. Відсутність чітких уявлень про змішування потоків та механізм формування втрат напору в елементах насосно-циркуляційної ежекційної системи є причиною значної похибки прогнозування безрозмірних параметрів роботи струминного насоса в свердловині та недостатньої надійності їх використання. Низькі енергетичні показники, особливо за наявності кавітаційного режиму роботи та утворення

газорідинної суміші, зумовлюють необхідність проведення досліджень спрямованих на експлуатацію струминних насосів в області максимальних значень коефіцієнта корисної дії. На сьогоднішній день відсутні універсальні насосно-циркуляційні ежекційні системи, які забезпечують одночасне зниження тиску та зростання витрати на вибої в процесі буріння за мінімальних витрат на їх обслуговування. Необхідність розв'язку вищезгаданих задач визначає актуальність проведених досліджень.

На основі систематизації та узагальнення конструкцій основних схем свердловинних струминних насосів вперше проведено порівняльний аналіз їх ефективності, в процесі якого встановлено, що найбільше зростання показників буріння (механічна швидкість зростає на 37,7 %, а проходження долота – на 40,5 %) має місце при використанні нагнітально-всмоктувальних ежекційних систем, які у порівнянні з піногенеруючими пристроями, що створюють газорідинні суміші, дозволяють підвищити ефективність розкриття продуктивного горизонту. Це дозволило в подальшому прийняти даний тип ежекційної системи за основу при вдосконаленні існуючих схем використання свердловинних струминних насосів та оптимізації режиму їх роботи та обслуговування.

В процесі статистичного оцінювання досвіду практичного застосування свердловинних ежекційних систем встановлено, що найбільш поширена методика теоретичного визначення безрозмірного напору струминного насоса в діапазоні зміни основного геометричного параметра від 2,041 до 6,25 забезпечує середню похибку 13,6-29,3 %.

Однією з причин значної розбіжності експериментальних та теоретичних значень безрозмірного напору є недосконала методика визначення нерівномірності поля швидкостей в камері змішування струминного насоса в умовах змінної масової витрати та відстані до робочої насадки ежекційної системи.

Аналіз методик теоретичного визначення безрозмірних параметрів насосно-циркуляційної ежекційної системи нагнітального типу свідчить про недосконалість існуючого алгоритму розрахунку гідравлічних втрат в

промивальній системі долота розміщеній на ділянці змінного масового змішаного потоку струминного насоса. Невизначеність теоретичного встановлення гідродинамічних та безрозмірних параметрів газорідних сумішей в елементах насосно-циркуляційної ежекційної системи безпосередньо впливає на точність прогнозування режиму роботи, надійність струминного насоса та ефективність його застосування. Відсутність чітких уявлень про механізм формування гідравлічних втрат в елементах, розміщених на ділянці змішаного потоку струминного насоса, свідчить про необхідність проведення експериментальних досліджень насосно-циркуляційної ежекційної системи нагнітального типу, які можуть бути використані для побудови математичної моделі удосконаленого варіанта ежекційної схеми.

В процесі теоретичних досліджень розроблена математична та імітаційна модель зміни поля швидкостей потоків газорідних сумішей в камері змішування струминного насоса у вигляді зсувної течії змінної масової витрати та тиску з потенціальним ядром обмеженої області з рівномірним профілем поля швидкостей, ширина якої може приймати нульові значення. Залежно від орієнтації елементів в проточній частині струминного насоса можливі дві схеми входження робочого струменя змінної масової витрати та тиску в камеру змішування ежекційної системи. Якщо діаметр камери змішування перевищує діаметр робочого струменя відстань між робочою насадкою та камерою відновлення швидкостей може бути класифікована як докритична, а змішувані потоки мають тришарову структуру. Якщо діаметр робочого струменя перевищує діаметр камери змішування відстань між робочою насадкою та камерою відновлення поля швидкостей може бути класифікована як закритична, а змішувані потоки змінної масової витрати та тиску мають двошарову структуру. Прийнята модель поля швидкостей газорідних сумішей, таким чином, передбачає змінну структуру та масову витрату змішуваних потоків: тришарову для докритичних та двошарову – для закритичних відстаней між робочою насадкою і камерою змішування. В процесі оцінювання нерівномірності поля швидкостей застосовувались інтегральні методи аналізу змішування

осесиметричних турбулентних струменів змінної масової витрати і тиску та результати імітаційного моделювання. Робота струминного насоса в кавітаційному режимі здійснює додатковий вплив на характер розподілу гідродинамічних параметрів в його проточній частині. Кавітаційний режим роботи струминного апарата особливо небезпечний при використанні піногенеруючих пристроїв.

На відміну від відомих формул отримані рівняння для визначення коефіцієнтів нерівномірності поля швидкостей дозволяють додатково врахувати геометричні розміри та взаємну орієнтацію елементів струминного насоса і режим його роботи, що сприяє зближенню теоретичної та фактичної характеристики ежекційної системи, дозволяє оптимізувати робочий процес струминного насоса і підвищити його надійність та коефіцієнт корисної дії. Проведені дослідження узгоджуються з результатами числового експерименту і, зокрема, CFD моделювання.

Шляхом порівняльного аналізу встановлена недоцільність використання узагальненого коефіцієнта нерівномірності поля швидкостей в рівнянні характеристики струминного насоса. Підвищення точності теоретичного визначення гідродинамічних параметрів роботи ежекційної системи досягається використанням уособлених коефіцієнтів нерівномірності, що характеризують поле швидкостей окремо робочого та інжектowanego (всмоктувального) потоків.

На основі висунутої автором та підтвердженої експериментально гіпотези про залежність гідравлічного опору елемента змішаного потоку газорідної суміші ежекційної системи від витрати робочого потоку та автономність по відношенню до витрати інжектowanego (всмоктowanego) потоку розроблена методика визначення безрозмірних параметрів гідравлічної системи струминного насоса (із використанням методу електрогідродинамічної аналогії) за умови недопущення його роботи в кавітаційному режимі.

Експериментальне підтвердження проведених теоретичних досліджень включає чотири етапи:

1) Встановлена наявність залежності безрозмірних параметрів роботи струминного насоса від конструкції місцевого опору, розміщеного на ділянці змішаного потоку.

2) Доведена залежність параметрів роботи струминного насоса від витрати робочого потоку.

3) Визначений вплив витрати робочого та змішаного потоків на втрати напору в елементі, розміщеному на ділянці змішаного потоку.

4) Перевірена адекватність математичної моделі безрозмірної характеристики гідравлічної системи струминного насоса побудованої на основі вищезазначеної гіпотези.

В процесі досліджень проведений порівняльний аналіз експериментальної та теоретичної безрозмірної характеристики струминного насоса, рівняння якої містить оновлені величини коефіцієнтів нерівномірності поля швидкостей, отримані при математичному моделюванні процесу змішування потоків. З метою можливості перенесення результатів експериментальних досліджень на реальну конструкцію струминного насоса існуючий перелік безрозмірних комплексів, що визначають подібність робочих процесів, доповнено узагальненим критерієм Ейлера.

Для підвищення вірогідності результатів експериментальних досліджень при відсіюванні похибок вимірів, перевірки нормальності закону розподілу і попередньої обробки отриманих результатів використовувались розрахунок максимальних відхилень, показники асиметрії і ексцесу, критерії Стюдента, Фішера, Пірсона та Колмогорова-Смирнова. При побудові функціональних залежностей застосовувалось параболічне інтерполювання Чебишева та класичний метод найменших квадратів.

Використовуючи розроблені математичні і імітаційні моделі та метод електрогідродинамічної аналогії досліджено вплив конструкторських та режимних безрозмірних параметрів (напір, витрата та коефіцієнт корисної дії) на зміну енергетичних показників та визначені геометричні розміри елементів і гідродинамічні характеристики ежекційної системи, які оптимізують режим

роботи та їх обслуговування, забезпечують максимальний напір, коефіцієнт корисної дії і ефективність струминного насоса та підвищують надійність його експлуатації.

На основі оптимізації гідравлічних зв'язків між елементами ежекційної системи та застосування методу електрогідродинамічної аналогії в роботі запропонований пристрій, який дозволяє в одній конструкції реалізувати переваги використання двох основних схем розміщення струминного насоса в свердловині та забезпечує максимальний напір та коефіцієнт корисної дії його використання. Зниження диференціального тиску та покращення умов виносу шлама з наддолотної області, що має місце у випадку використання нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи, доповнено зростанням витрати потоку на вибої, що є основною перевагою застосування нагнітальних систем. Оптимізація характеру розподілу потоків газорідних сумішей в насосно-циркуляційній системі замкненого привибійного контуру циркуляції наддолотної ежекційної системи проведено із використанням методу електрогідродинамічної аналогії.

Наведене теоретичне обґрунтування необхідності спільного розгляду гідравлічних та міцнісних параметрів окремих елементів ежекційної системи, спрямоване на запобігання виникнення тріщин та наступного руйнування. Граничне навантаження на елементи струминного насоса та критичні напруження, які для запобігання виникнення тріщин необхідно враховувати при визначенні їх міцності, створюється при його роботі в кавітаційному режимі. Проведені дослідження дали змогу сформулювати принципи оцінки критичного напруженого стану під дією гідравлічного навантаження, вибору необхідної за умов міцності товщини корпусу свердловинного насоса та визначити імовірність появи тріщин в його елементах. Оцінка умов міцності та напруженого стану корпусу струминного насоса та імовірність появи тріщин в його елементах може здійснюватись для зовнішнього та внутрішнього розміщення робочої насадки. У випадку зовнішнього розміщення робочої насадки можливе виникнення напружень та поява тріщин викликана дією внутрішнього тиску. У випадку

внутрішнього розміщення робочої насадки можлива поява тріщин викликана дією зовнішнього тиску.

Для визначення очікуваного зростання показників буріння використовувались емпіричні залежності механічної швидкості поглиблення свердловини від зниження тиску та витрати на вибої, а також емпірична залежність для проходження долота. Встановлено, що запропонована ежекційна система порівняно із відомими конструкціями забезпечує зниження тиску та зростання витрати на вибої відповідно в 2,54 та 1,59 рази.

Результати проведених досліджень забезпечують підвищення ефективності використання та технічного обслуговування наддолотних струминних насосів у порівнянні з піногенеруючими пристроями аналогічного призначення шляхом реалізації наступних завдань:

- зростання точності теоретичного визначення безрозмірної характеристики струминного насоса до 20,1 % за рахунок удосконалення процесу оцінки нерівномірності поля швидкостей змішуваних потоків;
- удосконалення методики розрахунку безрозмірної характеристики гідравлічної системи струминного насоса з використанням методу електрогідродинамічної аналогії, що дозволило зменшити похибку її визначення на 10,9 %;
- обґрунтування методу вибору міцнісних параметрів корпусу струминного насоса на основі дослідження його напружено-деформованого стану в умовах дії гідравлічного навантаження при його роботі в кавітаційному режимі;
- розробки конструкції пристрою для буріння свердловин, який забезпечує підвищений коефіцієнт корисної дії, на основі паралельно-послідовного з'єднання нагнітальної та нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи, що дає змогу підвищити механічну швидкість буріння на 24,4 % та проходження долота на 27,6 %.

Ключові слова: піногенеруючий пристрій; насос; обслуговування, надійність; ефективність, напруження; тріщина; математична модель; оптимізація; електрогідродинамічна аналогія; коефіцієнт корисної дії; міцність; насосно-циркуляційна система; всмоктувальна; кавітація; напір; витрата; змінний

масовий потік рідини; насадка; гідравлічна; струмінь; поле швидкостей, тиск, газорідинна суміш; безрозмірний параметр.

ABSTRACT

Panevnyk D.O. Improving the efficiency of using above-bit jet pumps. – Qualification scientific work as the manuscript.

Thesis for a Philosophy Degree in the field of 13 - Mechanical Engineering, Specialty 133 – Branch Mechanical Engineering – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ministry of Education and Science of Ukraine, Ivano-Frankivsk, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ukraine, Ivano-Frankivsk, 2020.

In the world practice of the well construction, the tendency of increasing the volume of drilling in complex mining, geological and technological conditions is growing, as a result requirements for drilling equipment that doesn't require significant maintenance cost and in particular for well ejection systems are expanding. Creation of a low pressure zone, increase in the flow of the flushing fluid in the pump-circulating system of the downhole contour, application of foamgenerating devices that require insignificant maintenance, determines a qualitatively new level of drilling equipment development. In the process of analyzing the history of ejection technologies development, the correlation of volumes of technological processes, implemented with the application of downhole jet pumps and foamgenerating devices: drilling – 19 %, completion and testing – 41 %, operation – 12 %, well repair – 27.1 % has been established. Continuous growth of the share of ejection technologies in processes that implement oil and gas fields development, testifies to their reliability, efficiency, global importance and relevance of the research aimed at their improvement.

Despite considerable amount of the conducted research, theoretical issues of the jet pump performance in the well haven't been studied enough. The lack of clear understanding about mixing of flows and formation mechanism of pressure loss in the elements of the pump-circulating ejection system is the reason for considerable error of prediction of dimensionless parameters of the jet pump performance in the well and not sufficient reliability of their use. Low energy indicators, especially in the presence of

cavitation performance and formation of gas and liquid mixture, cause the need for researches aimed at studying the jet pumps performance in the area of maximum values of total efficiency. Currently there are no universal pump-circulating ejection systems that provide simultaneous drop in pressure and increase in the flow at the bottomhole in the drilling process with minimal maintenance cost. The need to solve the above mentioned tasks determines the relevance of the conducted research.

Based on systematization and generalization of the design of basic diagrams of the downhole jet pumps, for the first time has been performed a comparative analysis of their efficiency, in the process of which it has been found out that the greatest increase in drilling performance (penetration speed increases by 37.7 %, and bit penetration – by 40.5 %) occurs by application of the injection-intaken ejection systems, which compared to foamgenerating devices that generate gas and liquid mixtures, allow to increase the efficiency of the pay horizon drilling in. This has further allowed to have this type of ejection system as the basic one by improving the existing schemes of using the downhole jet pumps and optimizing their performance and maintenance mode.

During the statistical evaluation of practical experience of the well ejection systems application it has been found that the most common method of theoretical determination of dimensionless pressure in the jet pump in the range of the main geometrical parameter variation from 2,041 to 6.25 gives an average error of 13.6 – 29.3 %.

One of the reasons for significant difference between experimental and theoretical values of dimensionless pressure is the imperfect method of determining the non-uniformity of the velocity field in the jet pump mixer in the conditions of variable mass flow and the distance to the operating nozzle of the ejection system.

Analysis of the methods for theoretical determination of dimensionless parameters of the pump-circulating system of injection type indicates the imperfection of the existing algorithm of the hydraulic loss calculation in the fluid circulating system of the bit located on the section of variable mass mixed fluid flow of the jet pump. Ambiguity of theoretical determination of hydrodynamic and dimensionless parameters of gas and liquid mixtures in the elements of the pump-circulating ejection system directly affects

the accuracy of predicting the performance mode, reliability of the jet pump and efficiency of its application. The lack of clear understanding of the formation mechanism of hydraulic loss in the elements located in the section of the jet pump mixed fluid flow, demonstrates the need for experimental studies of the pump-circulating system of injection type, which can be used to produce a mathematical model of the improved example of ejection scheme.

In the process of theoretical researches, mathematical and simulation model of changing the velocity field of gas and liquid mixtures flows in the mixer of the jet pump in the form of a shift flow of the variable mass flow and pressure with a potential core limited by the area with uniform profile of the velocity field, the width of which can have zero values, have been worked out. Depending on the orientation of the elements in the flow section of the jet pump there are two possible schemes of penetration of the operating jet of a variable mass flow and pressure into the mixer of the ejection system. If the diameter of the mixer exceeds the diameter of the operating jet, the distance between the operating nozzle and the mixture of velocity recovery can be classified as subcritical and the mixing fluid flows have a three-layer structure. If the diameter of the operating jet exceeds the diameter of the mixer, the distance between the operating nozzle and the mixture of velocity field recovery can be classified as postcritical and the mixing fluid flows of variable mass flow and pressure have a two-layer structure. The chosen model of the velocity field of gas and liquid mixtures, thus implies a variable structure and mass mixing fluid flows: three-layer for subcritical and two-layer – for postcritical distances between the operating nozzle and the mixer. In the process of evaluating the non-uniformity of the velocity field, integral methods to analyze mixing of axisymmetric turbulent jets of variable mass flow and pressure and simulation results have been applied. Cavitation performance of the jet pump provides additional impact on the character of hydrodynamic parameters distribution in its flow section. Cavitation performance of the jet pump is particularly dangerous during application of foamgenerating devices.

In contrast to the known formulas, the obtained equations for determining the coefficients of non-uniformity of the velocity field also allow to take into account

geometric dimensions and mutual orientation of the jet pump elements and its performance mode, that contributes to drawing together theoretical and actual characteristics of the ejection system, allows to optimize the jet pump performance process, increase its reliability and total efficiency. The conducted researches agree with the results of numerical experiment and, in particular, CFD modeling.

By means of comparative analysis, the nonexpediency of using the generalized coefficient of non-uniformity of the velocity field in the equation of jet pump characteristics has been determined. Improvement of the accuracy of theoretical determination of the hydrodynamic parameters of the ejection system performance is achieved by using individual coefficients of non-uniformity that characterize the velocity field of the operating and injected (intaken) flows separately.

On the basis of the put forward by the author and confirmed experimentally hypothesis about dependence of hydraulic resistance of the element of the mixed flow of gas and liquid mixture of the ejection system from the operating flow and automodelity in relation to the injected (intaken) flow, the method for determining the dimensionless parameters of the jet pump hydraulic system (applying the method of electrohydrodynamic analogy) in the conditions of preventing its cavitation performance has been developed.

Experimental confirmation of the conducted theoretical researches includes four steps:

1) Dependency of dimensionless parameters of the jet pump performance from the design of the local resistance structures located on the section of the mixed fluid flow, has been found to exist.

2) Dependency of parameters of the jet pump performance from the operating flow has been proved.

3) Influence of the operating and mixed fluid flows on pressure loss in the element located on the section of the mixed fluid flow has been determined.

4) Adequacy of the mathematical model of dimensionless characteristics of the jet pump hydraulic system, built on the basis of the above mentioned hypothesis has been checked.

During the research, the comparative analysis of experimental and theoretical dimensionless characteristics of the jet pump, the equation of which contains the updated values of non-uniformity coefficients of the velocity field, obtained by mathematical modeling of the fluid flows mixing process has been conducted. With an aim of possible application of experimental results in practical design of the jet pump, the existing list of dimensionless constructions, which determine similarity of operating processes, has been complemented by the generalized Euler's criterion.

For improving the reliability of experimental research data by selection of measurement errors, testing the normality of the law of distribution and pre-processing of the obtained results, the calculation of maximum deviations, the values of asymmetry and kurtosis, the criteria of Student, Fisher, Pearson and Kolmogorov-Smirnov have been applied. During construction of functional dependencies, Chebyshev parabolic interpolation and classical method of least squares have been used.

Applying the developed mathematical and simulation models and the electrohydrodynamic analogy method, the influence of design and mode dimensionless parameters (pressure, flow and total efficiency) on the change of energy indicators has been examined, geometrical dimensions of the elements and hydrodynamic characteristics of the ejection system that optimize performance and maintenance mode, provide maximum pressure, total efficiency, efficiency of the jet pump and increase the reliability of its performance have been determined.

Based on optimization of hydraulic connections between elements of the ejection system and application of the electrohydrodynamic analogy method, the device, which allows to realize in a single design advantages of using the two main schemes of the jet pump placement in the well and provides maximum pressure and total efficiency of its application has been introduced in the paper. Drop in differential pressure and improvement of conditions for the sludge removal from the above-bit section, as in the case of using the injection-intaken ejection system, has been supplemented by increase in the flow at the bottomhole, that constitutes the main advantage of the injection systems using. Optimization of the nature of distribution of gas and liquid mixtures flows in the pump-circulating system of closed bottomhole contour of the above-bit

ejection system circulation has been achieved applying the method of electrohydrodynamic analogy.

Theoretical justification of the need for joint consideration of the hydraulic and strength parameters of the ejection system individual elements aimed at preventing the occurrence of cracks and further destruction has been provided. The ultimate load on the elements of the jet pump and ultimate tensions, which should be taken into consideration when determining their strength in order to prevent occurrence of cracks, is created during its cavitation performance. The conducted researches made it possible to formulate the principles for evaluation of the ultimate tension state under the action of hydraulic load, choice of the required thickness of the downhole pump barrel at the conditions of strength and to determine the probability of cracks occurrence in its elements. Evaluation of strength conditions and tension state of the jet pump barrel and the probability of cracks occurrence in its elements can be carried out for external and internal placement of the operating nozzle. In the case of external placement of the operating nozzle, the occurrence of tension and cracks caused by internal pressure is possible. In the case of internal placement of the operating nozzle, occurrence of cracks caused by the action of external pressure is possible.

To determine the expected growth of the drilling performance, the empirical dependences of the penetration speed of the well deepening from the pressure drop and flow decrease at the bottomhole, and also empirical dependence for the bit penetration have been used. It has been found that the presented ejection system compared with the known constructions provides pressure drop and flow increase at the bottomhole, in 2.54 and 1.59 times respectively.

The results of the conducted research provide increase in the efficiency of using and maintenance of the above-bit jet pumps in comparison with foamgenerating devices of similar function by implementing the following tasks:

- increase of the accuracy of theoretical determination of dimensionless characteristics of the jet pump to 20.1 % by improving the process of estimating the non-uniformity of velocity field of the mixed flows;

- improvement of the method of calculating the dimensionless characteristics of the jet pump hydraulic system applying the method of electrohydrodynamic analogy, that allowed to reduce the error of its determination by 10.9 %;

- substantiation of the method of choosing the strength parameters of the jet pump barrel based on the study of its tension-strain state in the conditions of hydraulic load during its cavitation performance;

- development of the design of the device for drilling wells, which provides increased total efficiency, based on parallel and in serial connection of injection and injection-intaken ejection system, which allows to increase the penetration speed by 24.4 % and the bit penetration by 27.6 %.

Keywords: foamgenerating device, pump, maintenance, reliability, efficiency, tension, crack, mathematical model, optimization, electrohydrodynamic analogy, total efficiency, strength, pump-circulating system, intaken, cavitation, pressure, flow, variable mass fluid flow, nozzle, hydraulic, jet, velocity fields, gas and liquid mixture, dimensionless parameter.

Список публікацій здобувача

1. Величкович А.С., Паневник Д.О. Обґрунтування вибору геометричних розмірів свердловинного струминного насоса. *Нафтогазова галузь України*. 2013. № 6. С.20–23.
2. Паневник Д.О. Дослідження впливу температурного фактора на характеристику струминного насоса. *Науковий вісник Івано–Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2015. №2(39). С.111–114.
3. Паневник Д.А., Величкович А.С. Оценка напряженного состояния корпуса наддолотного гидроэлеватора. *Нефтяное хозяйство*. 2017. № 1. С.70–73. **(Scopus)**.
4. Паневник Д.О. Обґрунтування методу вибору параметрів експлуатації пристрою для ліквідації прихоплень бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. № 3. С. 137–143.
5. Velychkovych A.S., Panevnyk D.O. Study of the stress state of the downhole jet pump housing. *Науковий вісник НГУ*. 2017. № 5. Р.50–55. **(Scopus)**.
6. Паневник Д.О. Систематизація конструкцій свердловинних струминних насосів. *Молодий вчений*. 2017. № 8(48). С. 399–406. **(Index Copernicus)**.
7. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Аналіз тенденцій розвитку ежекційних нафтогазових технологій. *Молодий вчений*. 2018. № 10(62). С.267–271. **(Index Copernicus)**.
8. Kryzhanivskiy Ye.I., Panevnyk D.O. The study on the flows kinematics in the jet pump's mixing chamber. *Науковий вісник НГУ*. 2019. № 1. С.62–68. **(Scopus)**.
9. Крыжанивский Е.И., Паневник Д.А. Экспериментальное исследование скважинного струйного насоса. *Наука I Studia. Nowoczesne Technologie Informacyjne (Przemysl, Poland)*. 2019. № 5 (194). Р.30–40.
10. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Моделювання робочого процесу наддолотного струминного насоса. *Нафтогазова галузь України*. 2019. № 6. С.7–10.
11. Kryzhanivskiy Ye. I., Panevnyk D.O. Experimental investigation of the near-bit jet pump. *Oil and gas exploration and production*. 2019. Vol.6. Issue 2. Р.35–40.

12. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Оптимізація конструкційних та режимних параметрів свердловинної ежекційної системи. *Нафтогазова енергетика*. 2020. № 2. С. 73–80.

13. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Підвищення ефективності експериментальних досліджень свердловинного струминного насоса. *Методи та прилади контролю якості*. 2020. № 1(44). С. 16–23.

14. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Удосконалення математичної моделі робочого процесу свердловинних ежекційних систем. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2020. № 1(74). С.36-44.

15. Крыжанивский Е.И., Паневник Д.А. Повышение эффективности использования наддотных струйных насосов. *Socar Proceeding*. 2020. № 2. С. 112–118. **(Scopus)**.

16. Пристрій для буріння свердловин: пат. 115504 Україна: МПК (2016.01) E 21B 10/18. № 201607848; заявл. 15.07.16; опубл. 10.11.17, Бюл. № 21. 4с.

17. Величкович А.С., Паневник Д.О. Дослідження напружено–деформованого стану корпусу гідравлічного пристрою для буріння свердловин. *Сучасні технології у промисловому виробництві*: матеріали III всеукр. міжвузівської наук.–техн. конф. (м.Суми, 22–25 квітня 2014р.). Суми, 2014. С.131–132.

18. Паневник Д.О. Вплив температури змішуваних потоків на режим роботи свердловинної ежекційної системи. *Нафтогазова енергетика - 2017*: матеріали 6 міжнар. наук.–техн. конф. (м.Івано-Франківськ, 15–19 травня 2017 р.). Івано–Франківськ, 2017. С.336–338.

19. Паневник Д.О. Дослідження характеру розподілу потоків в гідравлічній системі свердловинного струминного насоса *АС ПГП Промислова гідравліка і пневматика*: матеріали XVIII міжнар. наук.–техн. конф. (м.Вінниця, 4 – 5 жовтня 2017 р.). Вінниця, 2017. С. 41–42.

20. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Математична модель робочого процесу струминного насоса. *Інформаційні технології в металургії та*

машинобудуванні: матеріали міжнар. наук.–техн. конф. (м.Дніпро, 27-29 березня 2018 р.). Дніпро, 2018. С. 76.

21. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Математична модель робочого процесу пристрою для ліквідації прихоплення бурильної колони. *Нафта і газ. Наука-освіта-виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку*: всеукр. наук.–техн. конф. (м.Дрогобич, 18-19 квітня 2018 р.). Дрогобич, 2018. С. 71–74.

22. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Класифікація свердловинних ежекційних систем. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу РСЕ-2018*: матеріали II міжнар. наук.–техн. конф. (м.Івано-Франківськ, 24-27 квітня 2018 р.). Івано-Франківськ, 2018. С. 121–125.

23. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Визначення характеристики гідравлічної системи наддотного струминного насоса. *АС ППП Промислова гідравліка і пневматика*: матеріали XIX міжнар. наук.–техн.конф. (м.Львів, 25-28 вересня 2018.). Львів, 2018. С.35.

24. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Імітаційне моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса. *Прогресивні технології у машинобудуванні*: матеріали VIII міжнар. наук.–техн. конф. (м.Івано-Франківськ, 4-8 лютого 2019 р.). Івано-Франківськ, 2019. С.185–186.

25. Паневник Д.О. Оптимізація розподілу потоків в гідравлічній системі пристрою для буріння свердловин. *Інформаційні технології в моделюванні*: матеріали IV всеукраїнської науково–практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених (м.Миколаїв, 21-22 березня 2019 р.). Івано-Франківськ, 2019. С.5–6.

26. Паневник Д.О. Використання числового моделювання для оптимізації конструкції свердловинного струминного насоса. *Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні*: матеріали міжнар. наук.–техн. конф. (м. Дніпро, 26-28 березня 2019 р.). Дніпро, 2019. С. 104.

27. Паневник Д.О. Застосування CFD-моделювання для визначення кінематичних параметрів потоків в камері змішування струминного насоса.

Інформаційні технології в освіті, техніці, промисловості: матеріали IV всеукр. наук.–практ. конф. молодих учених і студентів (м.Івано-Франківськ, 10-11 жовтня 2019 р.). Івано-Франківськ, 2019. С.183–185.

28. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О.Застосування програмного комплексу ANSYS для моделювання розподілу потоків в процесі роботи струминного насоса. *Прикладна геометрія та інформаційні технології в моделюванні об'єктів, явищ і процесів AGIT-2019*: матеріали IV всеукр. наук.–практ. конф. (м. Миколаїв, 16-18 жовтня 2019 р.). Миколаїв, 2019. С.22.

29. Паневник Д.О. Математична модель напірної характеристики струминного насоса //Матеріали V Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Інформаційні технології в моделюванні ІТМ-2020» м.Одеса, 19-20 березня 2020 р.: Одеський національний політехнічний університет. С.74-76.

ЗМІСТ

| | стор |
|---|------|
| ВСТУП | 23 |
| 1. ДОСЛІДЖЕННЯ ЕТАПІВ ТА ПЕРСПЕКТИВ РОЗВИТКУ СВЕРДЛОВИННИХ ЕЖЕКЦІЙНИХ СИСТЕМ | 30 |
| 1.1 Етапи розвитку свердловинних струминних насосів | 30 |
| 1.2 Розробка системи класифікації свердловинних ежекційних систем | 36 |
| 1.3 Аналіз методів визначення характеристики гідравлічної системи свердловинного струминного насоса | 45 |
| 1.4 Перевірка адекватності рівняння характеристики струминного насоса | 51 |
| Висновки за результатами аналізу та постановка задач досліджень | 58 |
| 2. ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ЕЖЕКЦІЙНІЙ СИСТЕМІ СВЕРДЛОВИННОГО ЕЖЕКЦІЙНОГО НАСОСА | 60 |
| 2.1 Розробка математичної моделі розподілу швидкостей потоку в камері змішування струминного насоса | 60 |
| 2.1.1 Постановка задач досліджень | 60 |
| 2.1.2 Виведення рівнянь нерівномірності розподілу швидкостей | 66 |
| 2.1.2.1 Визначення коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей для тришарової структури потоку | 67 |
| 2.1.2.2 Визначення коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей для двошарової структури потоку | 75 |
| 2.1.3 Аналіз рівнянь теоретичного розподілу швидкостей в камері змішування | 81 |
| 2.1.3.1 Аналіз рівнянь коефіцієнтів нерівномірності профілю швидкостей | 83 |
| 2.1.3.2 Аналіз оновлених теоретичних характеристик струминного насоса | 88 |

| | |
|--|-----|
| 2.2 Розробка методики визначення характеристики гідравлічної системи струминного насоса | 95 |
| 2.2.1 Виведення рівняння характеристики гідравлічної системи | 95 |
| 2.2.2 Дослідження рівняння характеристики гідравлічної системи | 96 |
| 2.3 Дослідження особливих точок оновленого рівняння характеристики струминного насоса | 100 |
| Висновки | 104 |
| 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗМІШАНОГО ПОТОКУ НА ХАРАКТЕРИСТИКУ ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ СТРУМИННОГО НАСОСА | 106 |
| 3.1 Методика визначення основних режимних параметрів робочого процесу струминного насоса | 106 |
| 3.2 Визначення умов гідравлічного моделювання робочого процесу струминного насоса | 108 |
| 3.3 Дослідження залежності параметрів роботи струминного насоса від конструкції місцевого опору, розміщеного на ділянці змішаного потоку | 114 |
| 3.4 Дослідження залежності параметрів роботи струминного насоса від витрати робочого потоку | 117 |
| 3.4.1 Дослідження впливу витрати робочого потоку на відносний напір струминного насоса | 118 |
| 3.4.2 Дослідження залежності величини гідравлічних втрат в елементі розміщеному на ділянці змішаного потоку від витрати робочого потоку | 120 |
| 3.5 Дослідження залежності величини гідравлічних втрат в елементі розміщеному на ділянці змішаного потоку від витрати змішаного потоку | 122 |
| 3.6 Дослідна перевірка рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса | 130 |

| | |
|--|------------|
| 3.7 Дослідна перевірка рівняння характеристики струминного насоса з оновленими коефіцієнтами нерівномірності | 134 |
| Висновки | 137 |
| 4. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ СВЕРДЛОВИННИХ ЕЖЕКЦІЙНИХ СИСТЕМ | 139 |
| 4.1 Визначення оптимальних розмірів елементів проточної частини струминного насоса | 140 |
| 4.2 Розробка ежекційної системи для комбінованого промивання вибою в процесі буріння | 154 |
| 4.2.1 Опис конструкції та принципу роботи ежекційної системи для комбінованого промивання вибою | 155 |
| 4.2.2 Виведення рівняння характеристики гідравлічної системи пристрою | 159 |
| 4.2.3 Дослідження характеру розподілу потоків в гідравлічній системі пристрою | 164 |
| 4.3 Визначення товщини стінки корпусу струминного насоса | 167 |
| 4.4 Визначення ефективності використання ежекційної системи | 171 |
| Висновки | 176 |
| ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ВИСНОВКИ | 177 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ | 179 |
| ДОДАТКИ | 199 |
| ДОДАТОК А Акт про проведення лабораторних досліджень моделі струминного насоса | 200 |
| ДОДАТОК Б Методика визначення режиму роботи пристрою для комбінованого промивання вибою в процесі буріння | 210 |
| ДОДАТОК В Довідка про використання в навчальному процесі наукових результатів дисертаційної роботи | 220 |
| ДОДАТОК Г Список публікацій здобувача за темою дисертації | 222 |

ВСТУП

Актуальність проблеми. В світовій практиці будівництва свердловин підсилюється тенденція зростання об'єму бурових робіт в складних гірсько-геологічних та технологічних умовах, внаслідок чого зростають вимоги до бурового обладнання і, зокрема, до свердловинних ежекційних систем. Створення зони низького тиску та підсиленої циркуляції промивальної рідини у привибійному контурі ежекційної системи визначає якісно новий рівень розвитку бурової техніки. Поширеність свердловинних струминних насосів свідчить про світове значення ежекційних технологій та актуальність досліджень, спрямованих на їх вдосконалення.

Вагомий внесок в теорію струминних насосів та практику їх застосування при бурінні внесли Брудний-Челядінов С.Ю., Вентурі Ж.Б., Волков А.С., Гастел У., Глебов В.А., Дерусов В.П., Зінгер Н.М., Каменев П.Н., Кирилловский Ю.А., Коснирев Б.А., Кукьян А.А., Лямаев Б.Ф., Мавлютов М.Р., Онацко Р.Г., Подвидз Л.Г., Ренкін М., Сазонов Ю.А., Соколов Е.Я., Султанов Б.З., Цейнер Г., Чернобильський А.Г., Шоле та багато інших дослідників.

Незважаючи на значний об'єм проведених досліджень теоретичні питання роботи струминного насоса в свердловині вивчені недостатньо. Відсутність чітких уявлень про змішування потоків та механізм формування гідравлічних втрат в елементах ежекційної системи є причиною значної похибки прогнозування параметрів роботи струминного насоса в свердловині. Низькі енергетичні показники зумовлюють необхідність проведення досліджень спрямованих на роботу струминних насосів в області максимальних ККД. На сьогоднішній день відсутні універсальні ежекційні системи, які забезпечують одночасне зниження тиску та зростання витрати на вибої. Необхідність розв'язку вищезгаданих задач визначає актуальність проведених досліджень.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота носить науково-прикладний характер і входить в комплекс тематичних планів окреслених Енергетичною стратегією України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» затвердженою розпорядженням

КМ України від 18.08.17 № 605-р, а також пов'язана з проблематикою науково-дослідних робіт Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Мета і завдання дослідження. Розробка науково-прикладних засад підвищення ефективності підведення енергії до вибою в процесі буріння шляхом вдосконалення гідравлічних зв'язків між елементами ежекційної системи.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні завдання досліджень:

1. Проаналізувати досвід застосування свердловинних ежекційних систем при бурінні, їх конструкції, особливості робочого процесу та розрахункові моделі.

2. Розробити математичну модель змішування потоків з врахуванням змінної нерівномірності профілю швидкостей в камері змішування струминного насоса та провести її експериментальну перевірку.

3. Експериментально дослідити механізм формування гідравлічних втрат в елементах ежекційної системи та узагальнити отримані результати у вигляді її аналітичної характеристики.

4. Встановити раціональні режимні та конструкторські параметри сучасних свердловинних ежекційних систем.

5. Оптимізувати гідравлічні зв'язки між елементами ежекційної системи у вигляді вдосконаленої схеми використання струминного насоса та розробити теоретичні основи її застосування при бурінні.

Об'єктом дослідження є взаємодія потоків та структурних компонентів гідравлічної системи свердловинного струминного насоса.

Предмет досліджень – гідравлічні зв'язки між елементами ежекційної системи.

Методи досліджень. Для розв'язку сформульованих завдань досліджень застосовувались аналітичні методи досліджень з використанням комп'ютерного моделювання та дослідною перевіркою основних отриманих результатів. Зокрема:

- постановка завдань досліджень здійснювалась на основі класифікації, систематизації та узагальнення світового досвіду застосування свердловинних ежекційних систем;
- в процесі визначення нерівномірності профілю швидкостей застосовувались інтегральні методи аналізу змішування осесиметричних турбулентних струменів;
- дослідження механізму формування гідравлічних втрат в елементах ежекційної системи здійснювалось експериментальними методами визначення впливу на гідравлічний опір складових частин змішаного потоку; – методика визначення раціональних конструкторських та режимних параметрів ежекційних систем розроблена на основі спільного аналізу їх напірних та енергетичних характеристик із залученням особливостей дослідження функцій на екстремум;
- дослідження характеру розподілу потоків в замкненому привибійному контурі циркуляції наддолотної ежекційної системи проведено із використанням методу електрогідродинамічних аналогій.

Вірогідність проведених досліджень забезпечується коректною постановкою завдань теоретичних досліджень, співставленням отриманих результатів з відомими розв'язками, та їх експериментальною перевіркою з застосуванням апробованих методів побудови емпіричних формул та їх оцінювання.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

- вперше розроблена математична модель змішування потоків у вигляді автотельних профілів швидкостей потенціальної та зсувної течій змінної структури, яка врахована при прогнозуванні залежності між геометричними та режимними параметрами струминного насоса;
- вперше встановлена залежність гідравлічного опору елемента розміщеного на ділянці змішаного потоку від витрати робочого потоку та його незмінність по відношенню до витрати інжектваного потоку. В подальшому це дозволило уточнити структуру рівнянь характеристики гідравлічної системи струминного насоса;

- вперше встановлено взаємозв'язок між гідродинамічними та міцнісними характеристиками окремих елементів свердловинного струминного насоса. Це дозволило сформулювати принципи оцінки напруженого стану складових ежекційної системи;
- удосконалено науково-методичні основи вибору області існування безрозмірних геометричних та режимних параметрів, за яких досягаються граничні енергетичні показники свердловинної ежекційної системи;
- удосконалені гідравлічні зв'язки між елементами ежекційної системи шляхом запропонованого паралельно-послідовного з'єднання струминних насосів з врахуванням можливості одночасного зниження тиску та зростання витрати в привибійній зоні свердловини;
- отримали подальший розвиток правила перенесення результатів експериментальних досліджень струминних насосів на умови їх експлуатації в свердловині шляхом використання узагальненого безрозмірного комплексу у вигляді критерія подібності Ейлера.

Практичне значення одержаних результатів.

Проведені дослідження складають теоретичну основу розробки та створення комплексу методичних, програмних, технічних і технологічних рішень, спрямованих на підвищення ефективності застосування свердловинних ежекційних систем. Науково-прикладне використання результатів досліджень полягає в наступному:

- розроблений метод оцінки нерівномірності профілю швидкостей в камері змішування, що зменшило похибку теоретичного визначення відносного напору струминного насоса;
- запропонований метод аналітичного визначення характеристики гідравлічної системи струминного насоса з врахуванням вибіркового впливу складових змішаного потоку на гідравлічний опір елементів;
- приведені рекомендації для проектування свердловинних ежекційних систем з покращеними енергетичними характеристиками;
- обґрунтовано метод вибору параметрів корпусу струминного насоса;

– проведена порівняльна оцінка ефективності експлуатації основних схем свердловинних струминних насосів та показані переваги застосування і доцільність подальшого вдосконалення нагнітально-всмоктувальних ежекційних систем;

– запропонована паралельно-послідовна схема використання струминного насоса в свердловині з покращеними техніко-економічними показниками.

На основі отриманих результатів впроваджена «Методика визначення режиму роботи пристрою для комбінованого промивання вибою в процесі буріння», затверджена в ПАТ «Укрнафта».

Результати роботи використовуються в навчальному процесі кафедри нафтогазових машин та обладнання при виконанні курсових та магістерських робіт студентами спеціальності «Обладнання нафтових та газових промислів».

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. Роботи [96-104, 111] опубліковані одноосібно. В спільних публікаціях автору належить встановлення взаємозв'язку між гідродинамічними та міцнісними характеристиками окремих елементів свердловинного струминного насоса за умови його експлуатації в кавітаційному режимі [19, 20, 95, 196], визначення закономірностей зміни глибини розміщення струминного насоса в свердловині та розподілу ежекційних технологій за окремими технологічними процесами розробки родовищ нафти і газу [59], розробка гіпотези про залежність гідравлічного опору елемента змішаного потоку від витрати робочої течії та автотельності по відношенню до витрати інжектваного середовища [60], узагальнення, систематизація та розробка класифікаційних ознак окремих схем використання свердловинних ежекційних систем [63], розробка математичних моделей робочого процесу свердловинного струминного насоса [61, 62, 64, 65, 66, 172], теоретичне обґрунтування вибору раціональних та оптимальних конструкторських та режимних параметрів свердловинних ежекційних систем [67, 69], використання узагальненого безрозмірного комплексу у вигляді критерія подібності Ейлера для перенесення результатів експериментальних досліджень струминних насосів на умови їх

експлуатації в свердловині [68], розробка паралельно-послідовної схеми використання струминного насоса в свердловині та постановка завдань її дослідження [70], експериментальне дослідження струминного насоса [71, 171].

Апробація результатів роботи. Основні результати роботи оприлюднено в доповідях та повідомленнях на III Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві», (м.Суми, 22–25 квітня 2014р.); 6 Міжнародній науково-технічній конференції «Нафтогазова енергетика – 2017», (м.Івано-Франківськ, 15–19 травня 2017 р.); XVIII Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», (м.Вінниця, 4–5 жовтня 2017 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні», (м.Дніпро, 27–29 березня 2018 р.); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Нафта і газ. Наука–освіта–виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку», (м.Дрогобич, 18–19 квітня 2018 р.); II Міжнародній науково-технічній конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу РСЕ-2018», (м.Івано-Франківськ, 24–27 квітня 2018 р.); XIX Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», (м.Львів, 25–28 вересня 2018.); VIII Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивні технології у машинобудуванні», (м.Івано-Франківськ, 4–8 лютого 2019 р.); IV Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Інформаційні технології в моделюванні», (м.Івано-Франківськ, 21–22 березня 2019 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні», (м. Дніпро, 26–28 березня 2019 р.); IV Всеукраїнській науково-практичній конференції молодих учених і студентів «Інформаційні технології в освіті, техніці, промисловості», (м.Івано-Франківськ, 10–11 жовтня 2019 р.); IV Всеукраїнській науково-практичній конференції «Прикладна геометрія та інформаційні технології в моделюванні об'єктів, явищ і процесів AGIT-2019», (м. Миколаїв, 16–18 жовтня 2019 р.); V Всеукраїнській

науково–практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Інформаційні технології в моделюванні», (м.Одеса, 19–20 березня 2020 р.).

Публікації. Результати дослідження опубліковано у 29 наукових працях, з яких: 10 – статті у наукових фахових виданнях України обсягом 4,42 ум.-друк. арк. (в т.ч. 2 – у виданнях, що входять до міжнародної наукометричної бази Scopus); 3 – статті у закордонних виданнях обсягом 1,18 ум.-друк. арк. (в т.ч. 2 – у виданнях, що входять до міжнародної наукометричної бази Scopus); 1 – патент на винахід обсягом 0,17 ум.-друк. арк.; 13 – публікації апробаційного характеру обсягом 0,96 ум.-друк. арк.; 2 – публікації, які додатково висвітлюють результати дослідження, обсягом 0,75 ум.-друк. арк. (в т.ч. 2 – у виданнях, що входять до міжнародної науко метричної бази Index Copernicus). Загальний обсяг публікацій становить 7,48 ум.-друк. арк.; особисто автору належать 5,55 ум.-друк. арк.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел (202 найменування на 20 сторінках), 4 додатків (на 27 сторінках) та містить 11 таблиць і 41 рисунок. Основний текст роботи викладено на 160 сторінках. Загальний обсяг роботи становить 225 сторінок.

РОЗДІЛ 1

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕТАПІВ ТА ПЕРСПЕКТИВ РОЗВИТКУ СВЕРДЛОВИННИХ ЕЖЕКЦІЙНИХ СИСТЕМ

1.1 Етапи розвитку свердловинних струминних насосів

В тридцятих роках минулого століття в Німеччині була випробувана установка для відбору рідин з глибоких свердловин [53]. Для цього використовувались декілька послідовно з'єднаних малонапірних струминних насосів.

В сорокових роках низка заводів США починає випускати надійні компактні установки підвищеної всмоктувальної здатності, що складаються з відцентрового та струминного насосів, дозволяють піднімати воду з свердловин глибиною 30–40 м [137] та не вимагають значних витрат на обслуговування. Український аналог – насосно-циркуляційна системи у складі струминного насоса УкрВодГео – використовувався в свердловинах діаметром 150 мм та створював напір до 33 м вод. ст. [129].

У 50-х роках в ОКБ безштангових насосів розроблені та випробувані конструкції надійних струминних насосів [15], що дозволяють з мінімальними витратами на обслуговування збільшувати відбір рідини з свердловин глибиною 800 м і більше з тиском робочої рідини понад 80 кгс/см². Проста конструкція насосно-циркуляційної системи, малі витрати на обслуговування, порівняно малі габарити насосів, відсутність в них рухомих частин та можливість створення необхідної витрати дозволили забезпечити достатньо високу надійність та корозійну стійкість за прийнятною ціною.

Поступове зростання глибини розміщення струминного насоса в свердловині пов'язане з розробкою нових потужних надійних насосних агрегатів об'ємної дії. Для прикладу, за сорокарічний період з 1945 по 1985 рік тиск бурових насосів, які виготовлялись в Росії збільшився від 10 до 40 МПа [47].

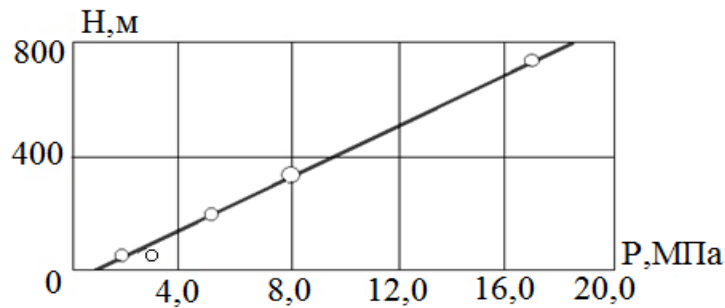


Рисунок 1.1– Вплив тиску силового приводу на глибину розміщення струминного насоса

Визначальний вплив конструкції силового приводу насосно-циркуляційної системи ілюструється проведеним автором [59] аналізом дослідних співвідношень глибин розміщення струминного насоса та тисків робочого потоку (рисунок 1.1).

Динаміка зміни глибин розміщення струминного насоса в свердловині (рисунок 1.2), таким чином, корелюється з вдосконаленням силових приводів насосно-циркуляційної системи.

В процесі буріння додаткова енергія витрачається в промивній системі долота (особливо після впровадження гідромоніторних насадок) та на очищення вибою свердловини. Це пояснює випереджальний розвиток струминних насосів для нафтовидобутку (на ранніх стадіях їх застосування), які потребують менших робочих тисків порівняно з бурінням свердловин [39], [140].

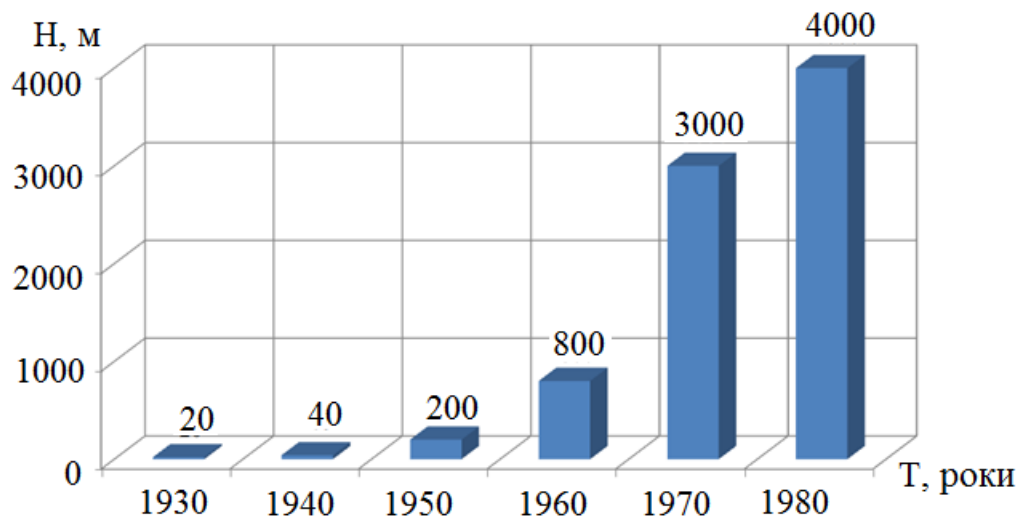


Рисунок 1.2 – Динаміка зміни глибини розміщення струминного насоса в свердловині

Наступний етап розвитку свердловинних струминних насосів пов'язаний з появою надійних та ефективних ежекційних систем з додатковим привибійним контуром інжектваного потоку насосно-циркуляційної системи [23, 83]. Це дозволило суттєво зменшити необхідну потужність силового приводу насосно-циркуляційної системи та витрати на його обслуговування, із одночасним зростанням надійності, і надало поштовх розвитку конструкцій струминних насосів призначених для буріння свердловин [153, 161, 199, 201, 202]. Для підвищення ефективності розкриття продуктивного горизонту створюють струминний апарат у вигляді піногенеруючого пристрою, який потребує мінімальних витрат на обслуговування та відзначається високою надійністю.

Ежекційна система з додатковим привибійним контуром циркуляції в 60-х роках почала використовуватись в конструкції свердловинного гідравлічного уловлювача американських фірм-виробників Боуен та Вілсон [1, 7, 94, 112, 166]. Аналогічні конструкції розроблені також в Україні, Росії та Білорусії [105].

Подальший розвиток ежекційних систем з додатковим привибійним контуром циркуляції пов'язаний з заміною включення струминного насоса з послідовної на паралельну схему, що дозволило суттєво зменшити навантаження на силовий привід, його необхідну потужність та витрати на обслуговування і підвищити надійність. В паралельній схемі включення струминного насоса реалізоване пряме місцеве промивання вибою, що стало додатковим аргументом її використання [43, 54, 162].

В 70-х роках одночасно в США [157-159, 168], Франції [180-183] та колишньому СРСР [4] з'явилися конструкції свердловинних струминних насосів вмонтованих в породоруйнівний інструмент. Поширення надійних свердловинних ежекційних систем та піногенеруючих пристроїв безпосередньо пов'язане з розвитком технології буріння [193]. Новий етап розвитку технології буріння поєднують з використанням надійних заходів і засобів зниження диференціального тиску на вибої, розробка яких розпочата у зв'язку з класичними дослідженнями Мерфі наприкінці шістдесятих років стосовно дослідження впливу диференціального тиску на механічну швидкість буріння [178]. Вищезгадані

тенденції розвитку технології буріння знайшли своє відображення в конструкції пристрою, розробленого фірмою Крістенсен (США) спільно з Французьким інститутом нафти [26, 143, 154] наприкінці сімдесятих років та в конструкціях піногенеруючих пристроїв. Російські аналоги пристрою для зменшення диференціального тиску та піногенеруючі пристрої були розроблені в середині вісімдесятих років в Уфимському нафтовому університеті та Російському технічному університеті ім. І. М. Губкіна. Сьогодні струминні насоси використовують для роторного буріння та буріння турбобурами [123] і вибійними двигунами.

Використання надійних струминних насосів для нафтовидобування у промисловому масштабі розпочато у США в сімдесятих роках [110, 121]. Застосування струминних насосів пов'язане з зниженням працездатності штангових глибинних насосів при наявності ускладнень, що визначаються присутністю в продукції свердловини води, механічних та агресивних домішок та високого газового фактора [85, 131, 148, 150, 151, 173, 175, 190, 192, 197]. Особливо ефективним є застосування струминних насосів в свердловинах, експлуатація яких ускладнена періодичними проривами газу та в сильно викривлених і високотемпературних свердловинах [141]. Крім того, працездатність струминного насоса не залежить від його орієнтації [130], що дозволяє використовувати їх в горизонтальних частинах свердловин. Зусиллями фірм-виробників Kobe, National, Giberson Supply [52] пакерними струминними установками для видобування нафти обладнано 125 свердловин глибиною від 470 до 4400 м. В процесі накопичення досвіду промислового використання струминних насосів зростали об'єми їх впровадження і в кінці 80-х років уже більше половини механізованого фонду свердловин США обладнують струминними гідравлічними насосними установками [164, 165, 186, 191, 195, 198].

В СРСР гідропакерний спосіб експлуатації був використаний у 1969 році на 10 свердловинах Західного Сибіру [138]. Видобування нафти по експлуатаційній колоні при гідроструминній пакерній експлуатації свердловин викликає додаткові ускладнення [127] пов'язані з корозією, зношуванням колони, випадінням

парафіну та солей, неможливістю визначення динамічного рівня рідини і вибору оптимального режиму роботи струминних насосів, що зменшує надійність їх використання. Враховуючи вищезгадані недоліки в другій половині вісімдесятих років в СРСР була розроблена технологія спільного використання в свердловині електровідцентрового та струминного насосів [13, 21, 37], а в 2000 році запатентована схема безпакерного розміщення гідроструминного насоса з дворядним ліфтом у вигляді подвійної колони НКТ [38, 91, 144].

Перша згадка про спільне компонування надійної насосно-циркуляційної системи зануреного електровідцентрового та струминного насосів для експлуатації нафтових свердловин датована 1966 роком (СРСР). Така компоновка дозволяє підвищити дебіт свердловини за мінімальних витрат на її обслуговування, зменшити глибину спуску електровідцентрового насоса, здійснювати його експлуатацію в оптимальному режимі, підсилити здатність адаптації до різко змінюваних умов роботи, полегшити виведення свердловини на режим експлуатації після глушіння при поточному ремонті [36]. Разом з тим застосування поверхневого силового обладнання насосно-циркуляційної системи дозволяє збільшити його надійність, зменшити витрати на його обслуговування, здійснювати регулювання тиску і витрати робочої рідини та подавати в свердловину ПАР, деемульгатори та інші домішки [84].

Наступні роки відзначаються існуванням двох тенденцій розвитку свердловинних струминних насосів і в середині 90-х років сформувались дві основні схеми їх застосування в нафтових свердловинах: в США струминні насоси використовують з наземним [155], а в Росії – з зануреним силовим приводом [75]. Наприкінці сімдесятих років в Західній Україні була розроблена технологія виклику припливу з продуктивних горизонтів за рахунок створення глибоких депресій на пласт при використанні свердловинних струминних апаратів та піногенеруючих пристроїв [3, 48, 128, 145].

Швидкі темпи зростання вартості природного газу дали поштовх розвитку енергозберігаючих технологій [147, 149, 170, 174, 185, 187, 200]. Враховуючи, що більше як 12 млрд. м³ нафтового газу [31, 32] щорічно спалюється у нафтових

факелах у другій половині 70-х років в Україні була запропонована технологія збору низьконапірного нафтового газу з установок товарної підготовки нафти та затрубного газу з глибинонасосних свердловин [29, 33–35, 55].

Розроблені технології застосування струминних насосів при проведенні геофізичних досліджень [16, 77, 135], в системах видобування води [146] та підтримування пластового тиску [14, 42, 56] та для інших процесів інтенсифікації нафтовилучення [45, 152, 160, 163, 167, 176, 177, 188, 189, 194], збору та підготовки нафти [114–116, 118, 125, 136, 179], а також при експлуатації морських свердловин [169, 184].

Широке поширення ежекційних технологій пояснюється низькою металоємкістю та високою надійністю свердловинних струминних насосів та піногенеруючих пристроїв і незначними витратами на їх обслуговування. На рисунку 1.3 наведені середні показники тривалості міжремонтної експлуатації струминних насосів в нафтогазовидобувних свердловинах за останні 50 років, отримані в процесі аналізу досвіду їх використання.

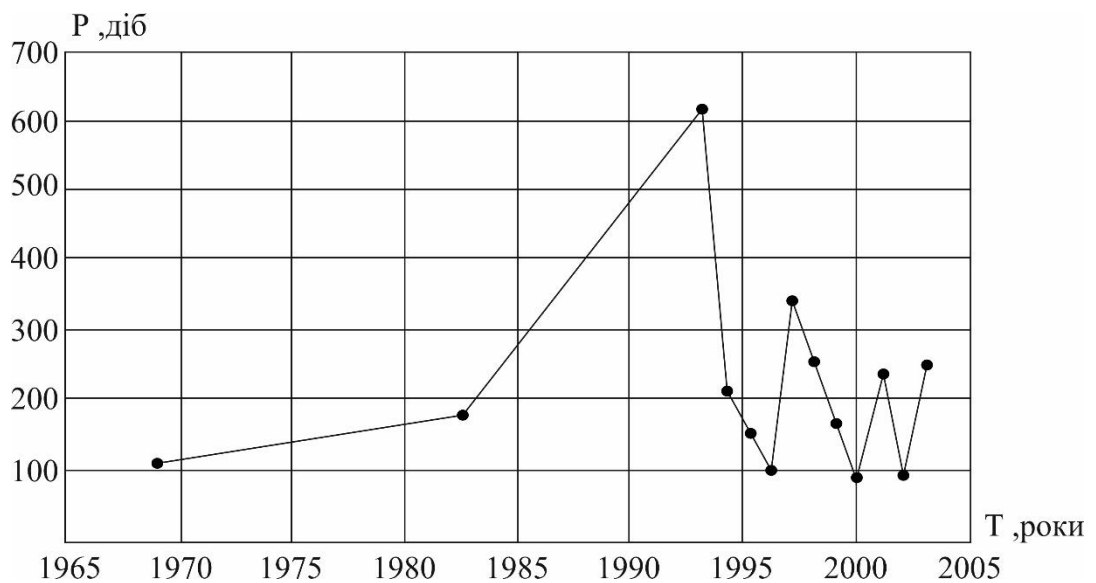


Рисунок 1.3 – Зміна ресурсу роботи свердловинних струминних насосів

Висока надійність струминних насосів та піногенеруючих пристроїв була досягнута після відпрацювання конструкцій деталей проточної частини та підбору відповідних матеріалів здатних працювати в агресивному високотемпературному середовищі в умовах гідроабразивного та кавітаційного зношування [82] та запобігати утворенню тріщин. В процесі накопичення досвіду промислового

використання інструментальні та термооброблені нержавіючі сталі для деталей проточної частини, що працюють в особливо важких умовах, були замінені на твердосплавні та керамічні матеріали, що дозволило зменшити імовірність появи тріщин та витрати на обслуговування струминних насосів у складі насосно-циркуляційної системи.

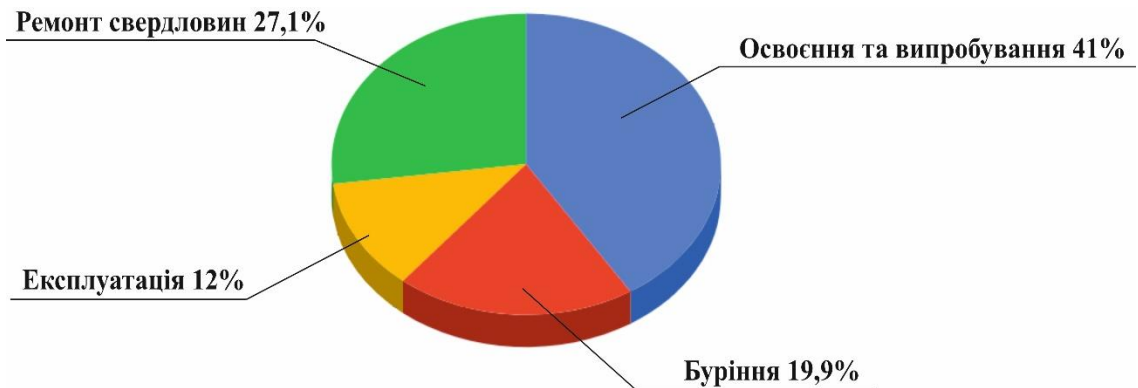


Рисунок 1.4 – Співвідношення об’ємів технологічних процесів з використанням свердловинних струминних насосів

Аналіз (рисунок 1.4) структури застосування свердловинних ежекційних систем проведений автором [59] за період з початку використання струминних насосів та піногенеруючих пристроїв і до теперішнього часу. Аналіз обсягів буріння (19,9 % від загального об’єму) свідчить, що 13 % припадає на експлуатаційне і 87 % – на пошукове буріння. Під час експлуатації свердловин (12 % від загального об’єму згідно рисунку 1.4) області застосування струминних насосів мають наступну структуру: гідроструминні пакерні установки – 32 %, установки з дворядним ліфтом – 0,2 %; спільне компонування струминного та відцентрового (ЕВН) насосів – 67,8 %.

Приведений аналіз етапів розвитку свердловинних струминних насосів та піногенеруючих пристроїв свідчить про світове значення ежекційних технологій та актуальність досліджень, спрямованих на їх вдосконалення.

1.2 Розробка системи класифікації свердловинних ежекційних систем

Дослідження конструкції, особливостей робочого процесу та областей застосування дозволило розробити [63, 104] систему класифікації свердловинних ежекційних систем. Свердловинні ежекційні системи (рисунок 1.5) можуть бути

класифіковані за призначенням, способом буріння, способом промивання вибою, конструктивним виконанням, ступенем зв'язку затрубного простору з привибійною зоною та способом переключення потоку. Відомо, що крім технологічних заходів зниження диференціального тиску на вибої, існують і технічні засоби, до складу яких входять свердловинні струминні насоси та піногенеруючі пристрої.

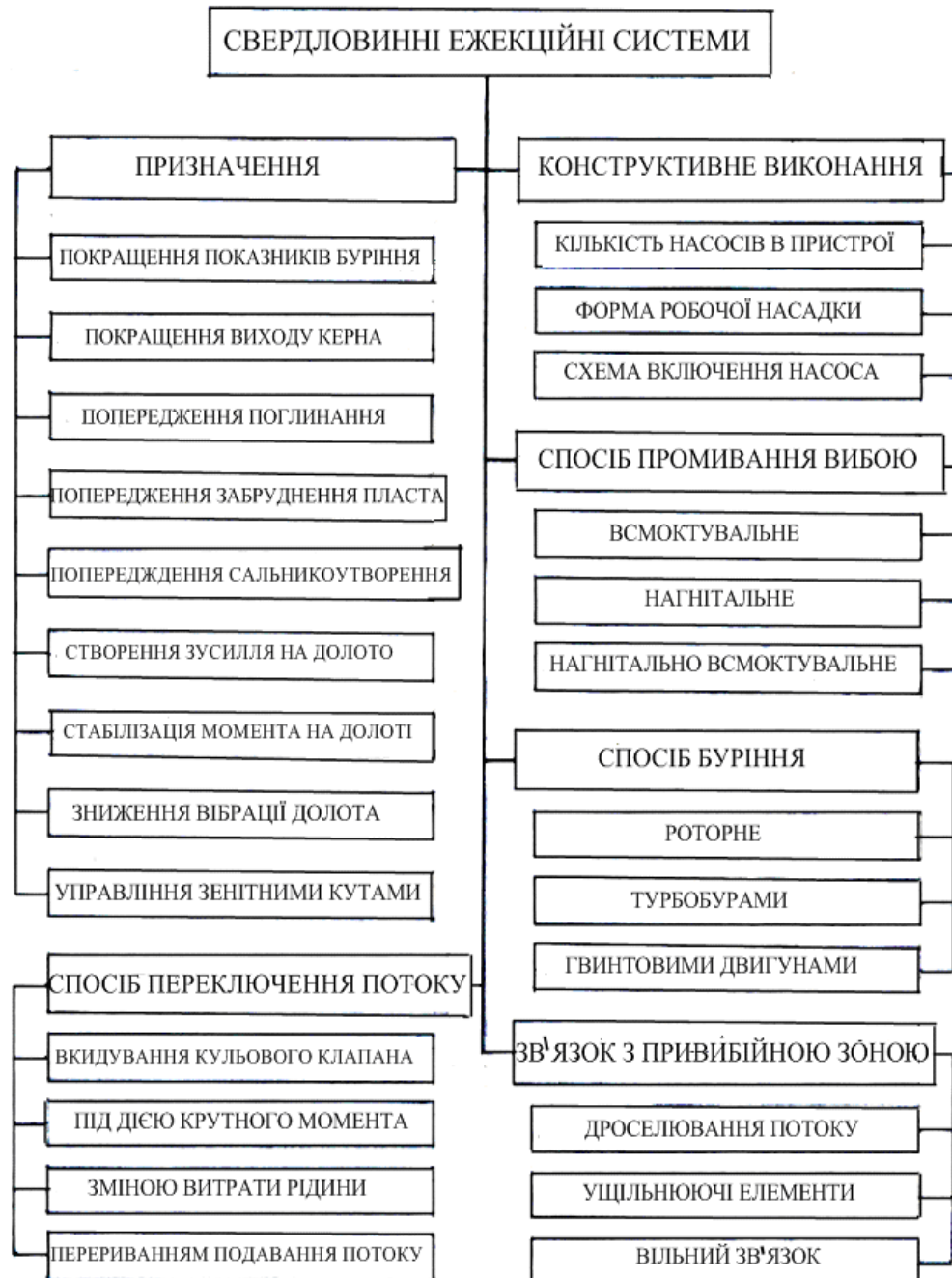


Рисунок 1.5 – Класифікація свердловинних ежекційних систем

Струминні насоси можуть використовуватись також для реалізації технологічних заходів зменшення гідростатичного тиску на вибій свердловини:

зокрема їх застосовують для аерації промивального розчину за допомогою піногенеруючих пристроїв [22, 46]. Локального зниження тиску на вибої можна досягти шляхом застосування доліт з кавітаційними насадками [49] та вакуумних капсул, але основним технічним засобом зниження диференціального тиску є струминний насос та піногенеруючий пристрій.

Сучасні ежекційні системи дозволяють реалізувати всмоктувальне, нагнітальне та нагнітально-всмоктувальне промивання вибою свердловини. Спосіб промивання вибою визначається також способом буріння свердловини.

Конструктивне виконання ежекційних систем та піногенеруючих пристроїв визначається кількістю струминних насосів у вибійній компоновці, формою робочої насадки та схемою включення гідромашини. В свердловинних ежекційних системах та в піногенеруючих пристроях можуть використовуватись робочі насадки кільцевого типу [120] (наприклад, у струминному насосі конструкції УкрНДГРІ), але найбільш поширеними є сопла з центральним отвором. Схема включення струминного насоса – послідовна та паралельна – має найбільш суттєвий вплив на конструкцію свердловинного пристрою і визначає його призначення та спосіб промивання вибою.

Наступна класифікаційна ознака визначає характер зв'язку затрубного простору свердловини з привибійною зоною. Вільний зв'язок наддолотної та привибійної зони відзначається мінімальним зниженням диференціального тиску, яке має місце за рахунок ежекційної дії висхідних струменів промивальної рідини при реалізації нагнітально-всмоктувального способу промивання свердловини.

Значна кількість ежекційних пристроїв дозволяє змінювати режим промивання вибою з прямого на зворотний за допомогою механізму переключення потоку. Найбільш поширеною є конструкція, що містить кульовий клапан. Класифікацію свердловинних ежекційних систем розглянемо на прикладі узагальнених автором [104] окремих конструкцій струминних насосів (рисунок 1.6).

На рисунку 1.6 І а показана класична схема пристрою, який використовується при пошуковому бурінні свердловин з відбором керна. Дифузор

пристрою сполучається з затрубним простором свердловини, а приймальна камера – з промивальною системою долота. Подання промивальної рідини на робочу насадку струминного насоса може здійснюватись як по колоні бурильних труб [30], так і за допомогою подвійної колони [18].

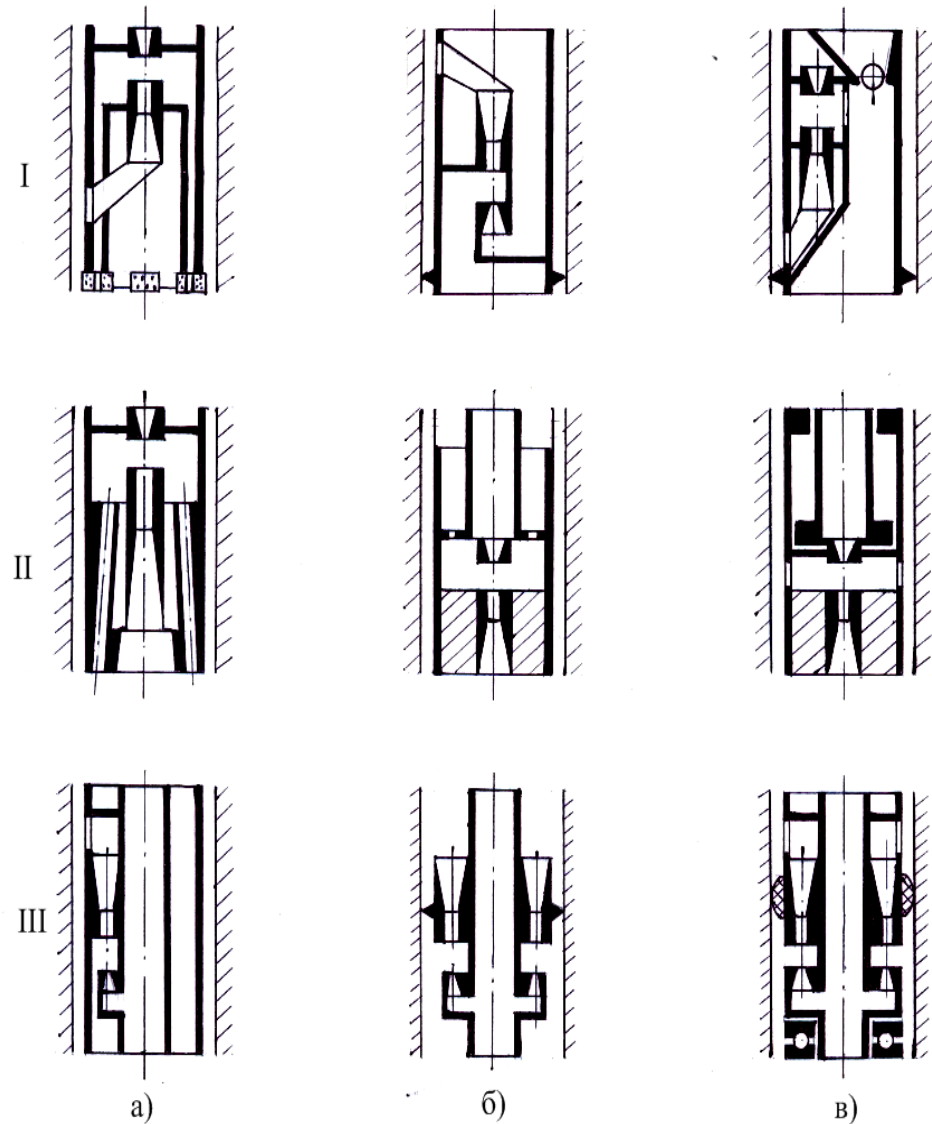


Рисунок 1.6 – Схеми конструкцій свердловинних ежекційних систем:

I – всмоктувальне промивання вибою: а) послідовне включення струминного насоса; б) дроселювання інжектваного потоку; в) механізм переключення потоку; II – нагнітальне промивання вибою: пристрої з внутрішнім (а) та зовнішнім (б) шламонакопичувачем і з телескопічним з'єднанням (в); III – нагнітально-всмоктувальне промивання вибою: а) паралельне включення струминного насоса; б) дроселювання інжектваного потоку; в) ущільнення кільцевого простору

Крім підвищення ефективності відбору керна [74] пристрій дозволяє за рахунок зменшення диференціального тиску досягти збільшення механічної швидкості буріння. Наявність в кільцевому зазорі між корпусом пристрою і стінками свердловини дроселюючих пристроїв дозволяє суттєво зменшити величину диференціального тиску на вибої (рисунок 1.6 I б).

Типовим прикладом реалізації даної схеми є долото з декомпресією фірми „Крістенсен” та Французького інституту нафти [26]. Відома також конструкція пристрою [12], в якій дроселюючий елемент виготовлений у вигляді перехідника з каліброваними осьовими каналами, діаметр якого дорівнює діаметру долота. Пристрій УБС-215,9, розроблений ЦНДЛ об'єднання „Оренбургнафта”, дозволяє збільшити механічну швидкість буріння на 15–40 % та проходження на долото на 30–45 % [58].

Відома низка пристроїв, до складу яких входить (рисунок 1.6 I в) механізм переключення прямого промивання свердловини на зворотне. Найбільш поширеним механізмом переключення режиму промивання привибійної зони є кульовий клапан [11]. В ежекторному снаряді ДЕКС-1 конструкції ВГО „ПівнічУкргеологія” зміна режиму промивання досягається шляхом збільшення на 50 % продуктивності поверхневого бурового насоса. В ДАНГ ім. І. М. Губкіна (м. Москва) запропонований механізм переключення потоків, який спрацьовує після відключення та чергового включення поверхневого бурового насоса [117].

Розглянемо пристрої, що реалізують нагнітальне промивання вибою (рисунок 1.6 II). Наддолотний струминний насос НСН конструкції Уфимського нафтового університету (рисунок 1.6 II а) призначений для стабілізації моменту і переведення режиму роботи турбобура в зону підвищених осьових навантажень на долото, а також покращення очищення вибою свердловини від шламу [124]. Таким чином, об'єм рідини, що попадає на вибій більше ніж той, що подається поверхневим насосом. Використання пристрою НСН при бурінні експлуатаційних свердловин в об'єднанні „Татнафта” показало збільшення проходження на долото на 20-30 % та зростання механічної швидкості буріння до 10 %. Для подрібнення великих уламків шламу до складу пристрою можуть входити рухомі елементи –

щелепи [5], а на вході в приймальну камеру струминного насоса встановлюють турбулізатори [6]. Наддолотний струминний насос може мати (рисунок 1.6 II б) зовнішній шламонакопичувач наповнений спеціальними кульками [10], вібрація яких сприяє подрібненню шламу. Наддолотний струминний насос може використовуватись в комплексі з роз'єднувачем бурильної колони (рис. 1.6 II в), виконаним у вигляді телескопічного з'єднання, яке дозволяє здійснювати автономне навантаження на долото. В процесі дослідного буріння на родовищах об'єднання „Башнафта” з використанням турбобурів було встановлено, що антивібраційна компоновка додатково дозволяє управляти зенітним кутом свердловини. Поєднання струминного насоса та телескопічного з'єднання бурильної колони реалізовано також в конструкції гідравлічного демпфера ДГМ-172. Використання демпфера в об'єднанні „Татнафта” при бурінні гвинтовими двигунами та турбобурами показало зростання механічної швидкості буріння на 16,4-18,7 % та проходження на долото – на 37,1-50,8 %.

Приклади виконання надійних конструкцій, що реалізують нагнітально-всмоктувальне промивання вибою приведені на рисунок 1.6 III. Пристрій компанії „Іннойл” складається [44, 87] з декількох (від одного до трьох) розміщених в одному корпусі струминних насосів (рисунок 1.6 IIIа), які створюють в наддолотній області та кільцевому просторі між насосом та свердловиною висхідний асиметричний потік промивальної рідини та забезпечують повне видалення шламу з вибою. Аналогічна конструкція пристрою ВЕСР-195 (розроблена в МІНГ ім. І. М. Губкіна, м. Москва) досліджувалась в Приволзькому УБР АТ „Бургазгеотерм”. За результатами роторного буріння отримане зростання механічної швидкості буріння становило 35–61 %, а проходження на долото зросло на 33 % [113]. На рисунку 1.6 III б приведена конструкція ежекційної системи, в якій за рахунок дроселювання потоку в кільцевому просторі між пристроєм та свердловиною досягається зниження диференціального тиску в привибійній зоні. Наддолотний гідроелеватор НГ-3 Уфімського нафтового технічного університету використовувався на родовищах Татарії, Башкортостану та Західного Сибіру і складається з чотирьох струминних насосів [80].

Наддолотний гідроелеватор може містити також [9] розміщені в наддолотній області лопатеві турбулізатори. Ежекційні системи з паралельним під'єднанням струминного насоса можуть мати ущільнювальні елементи в кільцевому просторі між пристроєм та стінками свердловини (рисунки 1.6 III в).

Пристрій для зменшення гідродинамічного тиску в свердловині УУГД розроблений Ухтинським технічним університетом на замовлення компанії „Північгазпром”. Від попередніх конструкцій пристрій УУГД відрізняється наявністю самоущільнювального пакера, який відокремлює наддолотну область від затрубного простору [76, 92]. Відома також конструкція пристрою Московського інституту нафти і газу ім. І. М. Губкіна [8], яка для створення пульсуючого зменшеного диференціального тиску містить розміщений в центральному каналі переривач потоку.

Таблиця 1.1 – Ефективність використання струминних насосів при бурінні

| Тип промивання вибою | Назва пристрою | Розробник пристрою | Призначення пристрою | Зростання показників, % | |
|----------------------|---------------------------|-----------------------------------|---|-------------------------|-----------------|
| | | | | Механічна швидкість | Прожиття долота |
| Всмоктувальне | Пристрій для буріння | ВО „Тулавугілля” | Попередження поглинання промивальної рідини | 9,1-39,4 | - |
| | Ежекційний снаряд | Іркутський політехнічний інститут | Підвищення ефективності виходу керна | 8-12 | - |
| | Ежекційний снаряд ДЕС | ЦНД ГРІ | | 10-41 | - |
| | Долото з декомпресією | Французький інститут нафти | Зниження диференціального тиску на вибої та створення додаткового зусилля на долото | 15-50 | - |
| | Пристрій УБС-215,9 | ЦНДЛ ВО „Оренбургнафта” | | 15-40 | 30-45 |
| | Ежекторний снаряд КГК-100 | Житомирська ГРЕ | Попередження кольматації та забруднення продуктивного горизонту та поглинання промивальної рідини | 5 | 31 |

Продовження табл. 1.1

| Тип промивання вибою | Назва пристрою | Розробник пристрою | Призначення пристрою | Зростання показників, % | |
|---------------------------|---------------------------------|-----------------------------|---|-------------------------|--------------------|
| | | | | Механічна швидкість | Проходження долота |
| Нагнітальне | Наддолотний струминний насос | Уфимський нафтовий інститут | Стабілізація моменту на долоті | 10 | 20-30 |
| | Гідравлічний демпфер ДГМ-172 | | Зниження вібрації долота | 16,4-18,7 | 37,1-50,8 |
| | Гідравлічний демпфер ДГ-195 | | Управління зенітними кутами свердловини | 4,7 | 4,7 |
| Нагнітально-всмоктувальне | Віброежекційний снаряд ВЕСР-195 | ДАНГ ім. І. М. Губкіна | Попередження сальникоутворення | 35-61 | 33 |
| | Наддолотний гідроелеватор НГ-3 | Уфимський нафтовий інститут | Покращення колекторських властивостей пластів | 15,4-44 | 6-90 |
| | Пристрій для буріння | Заволзька ГРЕ | Попередження поглинання | 23 | |
| | Пристрій для буріння | ВАТ „Іннойл” | Попередження сальникоутворення | Роторне буріння | |
| | | | | До 300 | До 300 |
| | | | | Гвинтові двигуни | |
| | | | | До 120 | |
| | | | Буріння турбобуром | | |
| | | | 30-70 | | |

Схема з самоущільнювальним пакером використана також в пристрої конструкції Заволзького геологорозвідувального треста [25], до складу якої входять 3–4 струминних насоса. Недоліком пристрою для буріння з паралельною схемою підключення струминного насоса є зменшення кількості промивальної рідини, що подається на вибій, що безумовно впливає на якість його очищення. В різних конструкціях пристрою величина витрати на вибої становить від 30 до 90 % продуктивності бурового насоса (таблиця 1.1). На основі систематизації та узагальнення конструкцій основних схем свердловинних струминних насосів вперше проведено порівняльний аналіз їх ефективності. В процесі аналізу встановлено, що найбільше зростання показників буріння (механічна швидкість зростає на 37,7 %, а проходження на долото – на 40,5 % має місце при використанні нагнітально-всмоктувальних ежекційних систем (рисунок 1.7).

Це дозволило в подальшому прийняти даний тип ежекційних систем для удосконалення існуючих схем використання свердловинних струминних насосів.

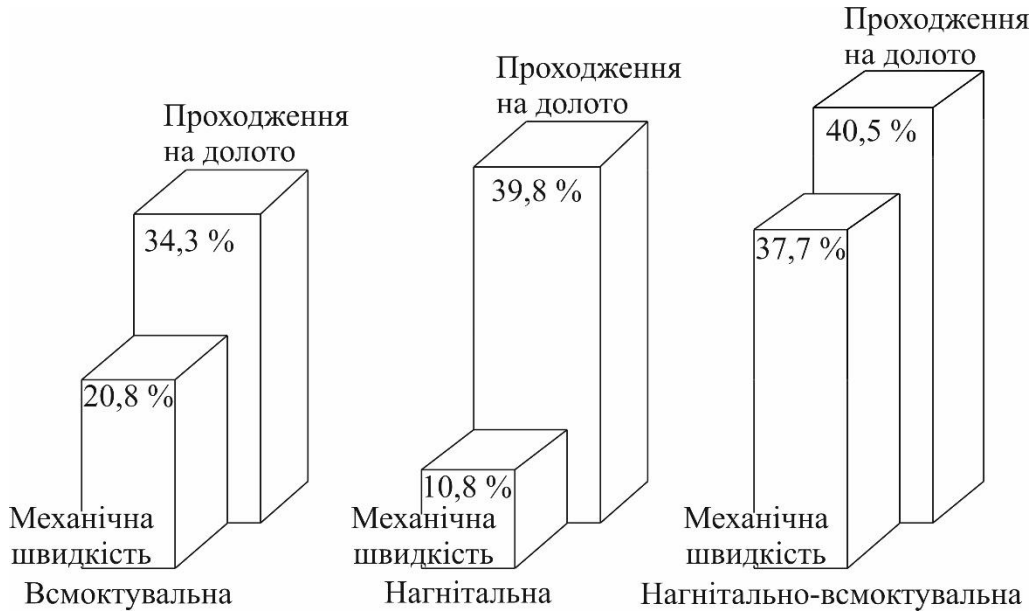


Рисунок 1.7 – Ефективність використання окремих типів ежекційних систем

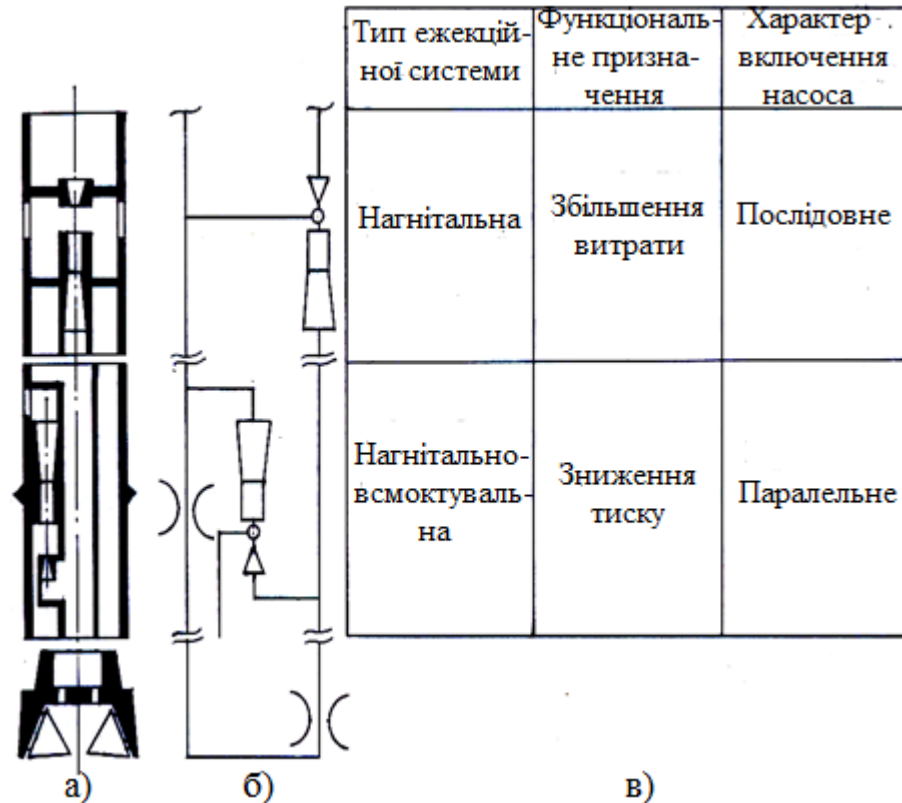


Рисунок 1.8 – Пристрій для буріння свердловин: а) конструкція; б) гідравлічна схема; в) класифікаційні ознаки складових елементів

Враховуючи результати проведеного аналізу запропонована удосконалена схема пристрою для буріння свердловини (рисунок 1.8), яка складається з нагнітальної та нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи, функціональним призначенням яких є відповідно збільшення витрати на вибої свердловини та зниження диференціального тиску у привибійній зоні.

1.3 Аналіз методів визначення характеристики гідравлічної системи свердловинного струминного насоса

Розглянемо відомі математичні моделі визначення теоретичної характеристики гідравлічної системи струминного насоса, що реалізує пряме нагнітальне промивання вибою (рисунок 1.6 II).

На сьогоднішній день відомі дві математичні моделі теоретичного визначення характеристики гідравлічної системи свердловинного струминного насоса з додатковим контуром циркуляції та прямим промиванням вибою.

Згідно наближеної математичні моделі Султанова Б.З. [124] не враховуються гідравлічні втрати в місцевому опорі, розміщеному на ділянці змішаного потоку ежекційної системи. В конструкції пристрою для буріння (рисунок 1.6 II) місцевий або зосереджений гідравлічний опір представлений у вигляді промивальної системи долота. Математична модель Онацко Р.Г. [89] дозволяє враховувати величину гідравлічних втрат в промивальній системі долота, а отже, і її конструкцію, за рахунок чого суттєво підвищується точність побудови характеристики гідравлічної системи струминного насоса. В процесі визначення гідравлічних втрат в промивальній системі долота враховується витрата як робочого, так і інжектваного потоків. При проведенні розрахунків може застосовуватись метод електрогідродинамічних аналогій.

Відповідно до вищезгаданих математичних моделей та з врахуванням приведеної на рисунку 1.9 типової конструкції і розрахункової схеми пристрою значення тисків в характерних перерізах свердловинної ежекційної системи визначаються за формулами:

$$p_p = \Delta p_{pn} + \Delta p_o + \Delta p_z + p_e; \quad (1.1)$$

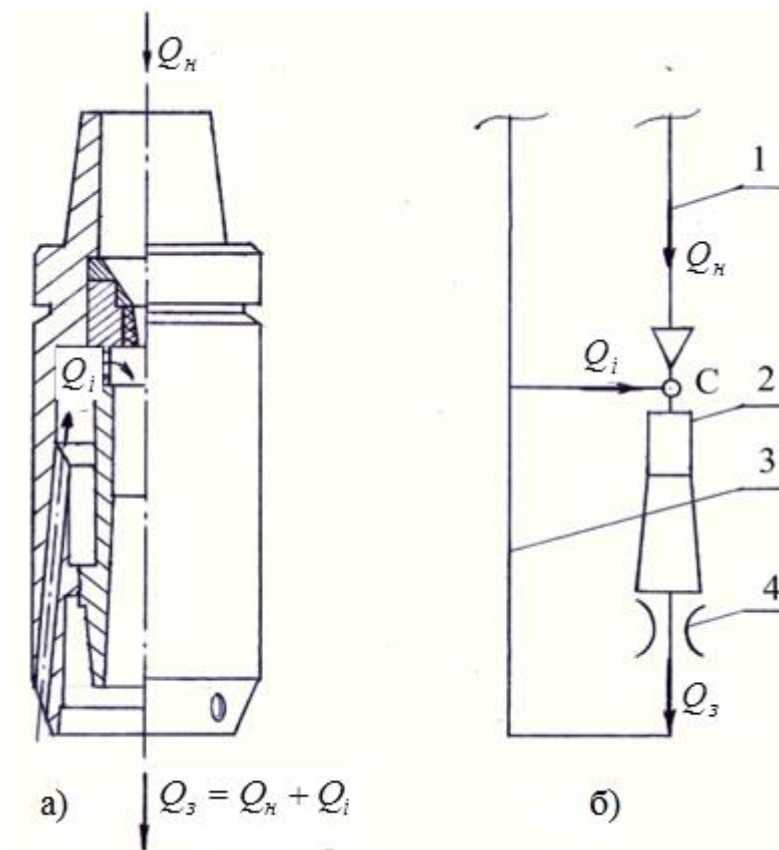
$$p_3 = \Delta p_\partial + \Delta p_3 + p_2; \quad (1.2)$$

$$p_i = p_3 - \Delta p_\partial = \Delta p_3 + p_2, \quad (1.3)$$

де p_p, p_3, p_i – значення тисків відповідно робочого, змішаного та інжектваного потоків;

$\Delta p_{pn}, \Delta p_\partial, \Delta p_3$ – гідравлічні втрати відповідно в робочій насадці, промивальній системі долота та затрубному просторі;

p_2 – величина гідростатичного тиску.



1 – гідравлічний канал бурильної колони; 2 – струминний насос;

3 – гідравлічний канал затрубного простору; 4 – промивальна система долота

Рисунок 1.9 – Типова конструкція (а) та розрахункова схема (б) ежекційної системи, що реалізує пряме нагнітальне промивання вибою свердловини

Q_H – величина продуктивності бурового насоса; Q_3 – витрата змішаного потоку;

Q_i – витрата інжектваного потоку

Тиск робочого потоку p_p визначається перед робочою насадкою струминного насоса, тиск змішаного потоку p_3 – на виході з дифузора та перед

промивальною системою долота, тиск інжектваного потоку p_i – у всмоктувальній лінії перед точкою „С” (рисунок 1.9 б).

Враховуючи загальноприйняту [122] форму запису для позначення величини відносного напору струминного насоса та формул (1.1)–(1.3) запишемо вираз для виведення рівняння характеристики гідравлічної системи

$$h = \frac{p_z - p_i}{p_p - p_i} = \frac{\Delta p_\delta}{\Delta p_{pn} + \Delta p_\delta} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta p_{pn}}{\Delta p_\delta}} \quad (1.4)$$

Наближена математична модель не враховує гідравлічні втрати в промивальній системі долота Δp_δ , тобто відносний напір струминного насоса приймає нульові значення $h = 0$. Робота ежекційної системи в режимі нульового напору означає, що величина коефіцієнта інжекції приймає максимально можливі значення і залежить виключно від конструкції проточної частини струминного насоса, а не від конструкції привибійної компоновки.

Для аналізу уточненої характеристики гідравлічної системи виконаємо [66] елементарні перетворення рівняння (1.4). Визначимо гідравлічні втрати в робочій насадці струминного насоса та промивальній системі долота враховуючи загальновідомі вирази

$$\Delta p_{pn} = \frac{\rho Q_n^2}{2\mu_p^2 f_p^2} = \frac{8\rho Q_n^2}{\mu_p^2 \pi^2 d_p^4}; \quad (1.5)$$

$$\Delta p_\delta = \frac{\rho Q_3^2}{2\mu_\delta^2 f_\delta^2} = \frac{8\rho Q_n^2 (1+i)^2}{9\mu_\delta^2 \pi^2 d_\delta^4}, \quad (1.6)$$

де ρ – густина промивальної рідини;

Q_n – продуктивність бурового насоса;

μ_p, μ_δ – коефіцієнт витрати насадок насоса та долота;

f_p, f_δ – площа перерізу насадок насоса та долота;

d_p, d_δ – діаметр насадок насоса та долота;

Q_3 – витрата змішаного потоку;

i – коефіцієнт інжекції струминного насоса.

В процесі визначення витрати змішаного потоку враховане поняття коефіцієнта інжекції $i = \frac{Q_i}{Q_n}$ та використані допоміжні перетворення

$$Q_3^2 = (Q_n + Q_i)^2 = (Q_n + Q_n i)^2 = Q_n^2 (1+i)^2 \quad (1.7)$$

Площа насадок долота f_δ визначена для промивальної системи, що складається з трьох насадок однакового діаметра

$$f_\delta^2 = \left(3 \frac{\pi d_\delta^2}{4}\right)^2 = \frac{9}{16} \pi^2 d_\delta^4 \quad (1.8)$$

В долотах та в струминних насосах використовують переважно насадки коноїдального типу, що мають однакові коефіцієнти витрати $\mu_p = \mu_\delta$. Тоді з врахуванням виразів (1.5)–(1.8) рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса може бути приведене до остаточного вигляду

$$h = \frac{1}{1 + 9 \left(\frac{d_\delta}{d_p}\right)^4 \frac{1}{(1+i)^2}} \quad (1.9)$$

Визначимо справедливість рівняння (1.9) шляхом аналізу загальноприйнятого вигляду графічної характеристики гідравлічної системи будь-якого насоса. Рівняння гідравлічної характеристики насоса в загальному випадку визначається опором системи

$$H_{нас} = H_{см} + KQ^m, \quad (1.10)$$

де $H_{см}$ – статичний напір установки, що не залежить від витрати рідини;

K – опір трубопроводу;

Q – витрата рідини в трубопроводі;

m – показник степеня, що визначається режимом руху рідини в трубопроводах.

Перша складова рівняння (1.10) визначає повну геометричну висоту підйому рідини Δz та різницю тиску у приймальному P^I та напірному P^{II} резервуарах $H_{см} = \Delta z + \frac{P^{II} - P^I}{\rho g}$. Друга складова рівняння (1.10) визначає суму

гідравлічних втрат у всмоктувальному та напірному трубопроводах. У випадку замкненого привибійного контуру циркуляції має місце суміщення напірного та приймального резервуарів, тобто приймальний і напірний рівень співпадають $\Delta z = 0$, а тиски P' і P'' приймають однакові значення. Весь напір насоса витрачається на подолання гідравлічних втрат у всмоктувальному та напірному трубопроводах $H_{нас} = KQ^m$, а графічне зображення цієї кривої повинне проходити через початок координат, оскільки нульове значення витрати рідини $Q = 0$ у випадку нульової величини статичного напору $H_{ст} = 0$ повинне відповідати нульовому напору насосної установки $H_{нас} = 0$. Графічне зображення характеристики системи, побудованої за допомогою рівняння (1.9) також повинне проходити через початок координат в системі $h - i$, яка є аналогом системи $H - Q$. Після підстановки в рівняння (1.9) значення коефіцієнта інжекції (аналог витрати рідини Q) $i = 0$ отримаємо

$$h = \frac{1}{1 + 9\left(\frac{d_d}{d_p}\right)^4} \neq 0 \quad (1.11)$$

Отримана математична модель дозволяє зробити висновок про те, що відома методика не дозволяє адекватно описати реальну характеристику гідравлічної системи струминного насоса. Якісні порушення вигляду характеристики неодмінно викличуть кількісні відмінності, що негативно відбивається на точності теоретичного визначення режиму роботи свердловинного струминного насоса та погіршує ефективність прогнозування величини створюваного ежекційною системою напору та відносної витрати.

Графічні зображення характеристик гідравлічної системи струминного насоса за відомими математичними моделями та очікувана реальна характеристика приведені на рис. 1.10. Очікувана характеристика побудована за розробленою автором і підтвердженою експериментально математичною моделлю, яка наведена в наступних розділах роботи.

Проаналізуємо відому математичну модель визначення характеристики гідравлічної системи з точки зору відповідності основним поняттям гідромеханіки. Під час виведення рівняння (1.9) вважалося, що гідравлічні втрати в промивальній системі долота, яка в даній конструкції ежекційної системи розміщена на ділянці змішаного потоку, викликані рухом робочого та інжектваного потоку $Q_3 = Q_n + Q_i$.

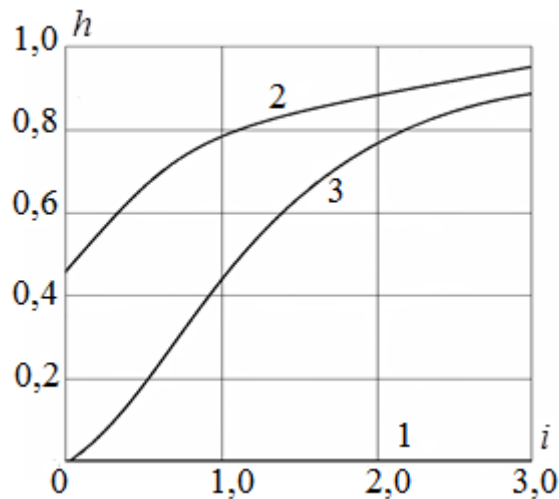


Рисунок 1.10 – Характеристика гідравлічної системи свердловинного струминного насоса побудована за методикою: 1 – Султанова Б.З., 2 – Онацко Р. Г., 3 – очікувана вдосконалена методика

Таке твердження не можна вважати однозначним, оскільки в цьому випадку необхідно визнати можливість існування зміни тиску промивальної рідини на вході в свердловину, що відповідає незмінній продуктивності бурового насоса. Зміна витрати інжектваного, а отже, і змішаного потоків при цьому може бути досягнута шляхом зміни опору ділянки всмоктувальної лінії, яка не знаходиться безпосередньо на шляху основного потоку і не може впливати на його гідравлічні параметри: відносний напір та коефіцієнт інжекції.

Шляхом проведення експериментальних досліджень необхідно дослідити вплив величини робочого, інжектваного та змішаного потоку на величину гідравлічних втрат в насадках долота i , таким чином, встановити яка частина потоку в напірній лінії струминного насоса є відповідальною за створення втрат тиску. Це дозволить спростувати справедливості рівняння (1.9) та підвищити

точність методики визначення характеристики гідравлічної системи струминного насоса.

1.4 Перевірка адекватності рівняння характеристики струминного насоса

В процесі багаторічного досвіду застосування ежекційних систем встановлено, що максимальна відповідність експериментальних та теоретичних показників роботи струминного насоса забезпечується при залученні для проведення порівняльного аналізу математичної моделі Соколова-Зінгера. Система рівнянь Соколова-Зінгера отримана з застосуванням закону збереження імпульсів руху рідини в характерних перерізах струминного насоса і має вигляд

$$h = \frac{\Delta p_3}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{V_i}{V_p} \frac{f_{p1}}{f_{i2}} i^2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{V_3}{V_p} \frac{f_{p1}}{f_3} (1+i)^2 \right]; \quad (1.12)$$

$$h = \frac{\Delta p_3}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \left[2\varphi_2 \left(\frac{f_{p1}}{f_{p2}} + \frac{V_i}{V_p} \frac{f_{p1}}{f_{i2}} i^2 \right) - (2 - \varphi_3^2) \frac{V_3}{V_p} \frac{f_{p1}}{f_3} (1+i)^2 \right] - \frac{\Delta p_\kappa}{\Delta p_p}; \quad (1.13)$$

$$\frac{\Delta p_\kappa}{\Delta p_p} = \frac{\frac{\varphi_1^2}{\varphi_4^2} \frac{V_i}{V_p} i^2}{\left(\frac{f_3}{f_p} - 1 / \sqrt{1 + \Delta p_\kappa / \Delta p_p} \right)^2}; \quad (1.14)$$

$$\frac{f_{p1}}{f_{p2}} = \sqrt{1 + \frac{\Delta p_\kappa}{\Delta p_p}}; \quad (1.15)$$

$$\frac{f_{p1}}{f_{i2}} = \frac{1}{\frac{f_3}{f_{p1}} - \frac{f_{p2}}{f_{p1}}}, \quad (1.16)$$

де h – відносний напір струминного насоса;

Δp_3 – різниця тисків змішаного та інжектowanego потоків;

Δp_p – різниця тисків робочого та інжектowanego потоків;

Δp_κ – втрати тиску в інжектowanego потоці на шляху до вхідного перерізу камери змішування;

f_3 – площа перерізу циліндричної камери змішування;

f_{p1}, f_{p2} – площа робочого потоку у вихідному перерізі робочої насадки та у вхідному перерізі камери змішування;

f_{i2} – площа інжектваного потоку у вхідному перерізі камери змішування;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – коефіцієнти швидкостей в характерних перерізах струминного насоса;

i – коефіцієнт інжекції струминного насоса та піногенеруючого пристрою;

V_i, V_p, V_3 – питома вага відповідно інжектваного, робочого та змішаного потоків.

Рівняння (1.12) використовується у випадку $f_3/f_{p1} > 4,0$, а рівняння (1.13) –

для високонапірних насосів, що мають співвідношення площ перерізів $f_3/f_{p1} \leq 4,0$

Рівняння (1.13) системи (1.13) – (1.16) є основним, а наступні рівняння визначають зниження відносного напору струминного насоса та піногенеруючого пристрою внаслідок зменшення тиску інжектваного потоку на шляху до вхідного перерізу камери змішування. Суттєвим недоліком методики Соколова-Зінгера є відсутність в основному рівнянні складової, яка визначає відстань між робочою насадкою та камерою змішування, що зменшує точність теоретичного визначення напору струминного насоса та піногенеруючого пристрою та ускладнює проектування конструкції його проточної частини.

Згідно розглянутої математичної моделі коефіцієнти швидкостей в характерних перерізах струминного насоса та піногенеруючого пристрою прийняті постійними. Враховуючи, що в теоретичній частині роботи приведена розроблена автором вдосконалена методика визначення коефіцієнтів швидкості для вхідного перерізу камери змішування проаналізуємо це питання більш детально. Швидкість витікання ідеальної рідини V_i розраховується за формулою Торичеллі і не залежить від фізичних властивостей рідини та визначається виключно величиною напору H : $V_i = \sqrt{2gH}$. В дійсності швидкість витікання буде залежати від геометричних розмірів гідравлічного каналу та числа

Рейнольдса (для доквадратичної області). Тому в формулу Торичеллі вводять поправку – коефіцієнт швидкості φ : $V = \varphi\sqrt{2gH}$. Для ідеальної рідини $\varphi = 1$. Коефіцієнт швидкості характеризує зменшення швидкості руху в'язкої (реальної) рідини порівняно з швидкістю нев'язкої рідини за рахунок втрати енергії при протіканні через отвір. Досліди показують, що швидкість в ядрі практично дорівнює ідеальній, тому введений коефіцієнт швидкості необхідно розглядати як коефіцієнт середньої швидкості V

$$\varphi = \frac{V}{V_i} = \frac{\int u dS / S}{\sqrt{2gH}}, \quad (1.17)$$

де u – місцева швидкість;

S – площа перерізу потоку.

Середня швидкість в формулі (1.17) визначена як співвідношення витрати потоку і площі його перерізу. Для визначення витрати потоку при цьому необхідно знайти розподіл місцевих швидкостей $u = f(r)$ по перерізу. В рівнянні Соколова-Зінгера коефіцієнт швидкості φ враховує втрату кількості руху рідини внаслідок тертя і приймає значення $\varphi < 1$.

Для перевірки адекватності рівняння Соколова-Зінгера отримані за його допомогою теоретичні значення необхідно порівняти з експериментальними. Незважаючи на значний об'єм застосування ежекційних технологій загальний масив експериментальних даних, придатний для перевірки адекватності відомих математичних моделей робочого процесу струминного насоса та піногенеруючого пристрою є обмеженим. Це пов'язано з недостатнім обсягом інформації (у більшості відомих випадків практичного застосування струминних насосів), яка супроводжує опис умов проведення експериментальних досліджень. Зокрема визначення теоретичного напору струминного насоса та піногенеруючого пристрою передбачає використання 7 параметрів: діаметри камери змішування та робочої насадки, тиски робочого, змішаного та інжектваного потоків, витрати робочого та інжектваного потоків. Відсутність тільки одного параметра унеможлиблює застосування даного масиву експериментальних даних. З метою

підвищення точності проведення порівняльного аналізу, для перевірки адекватності математичної моделі залучені експериментальні дані, які стосуються різних конструкцій струминних насосів, що характеризуються різним співвідношенням площ перерізів камери змішування та робочої насадки.

Для проведення порівняльного аналізу використовувались результати досліджень струминного насоса з наступними значеннями основного геометричного параметра $K_{сн}$: 2,041; 2,954; 3,16; 3,4; 4,785; 4,938; 6,25, які отримані при проведенні лабораторних, стендових та промислових випробувань. Струминний насос з геометричним параметром $K_{сн}=2,041$ в лабораторних умовах досліджувала Кабдешева Ж. Е. [51].

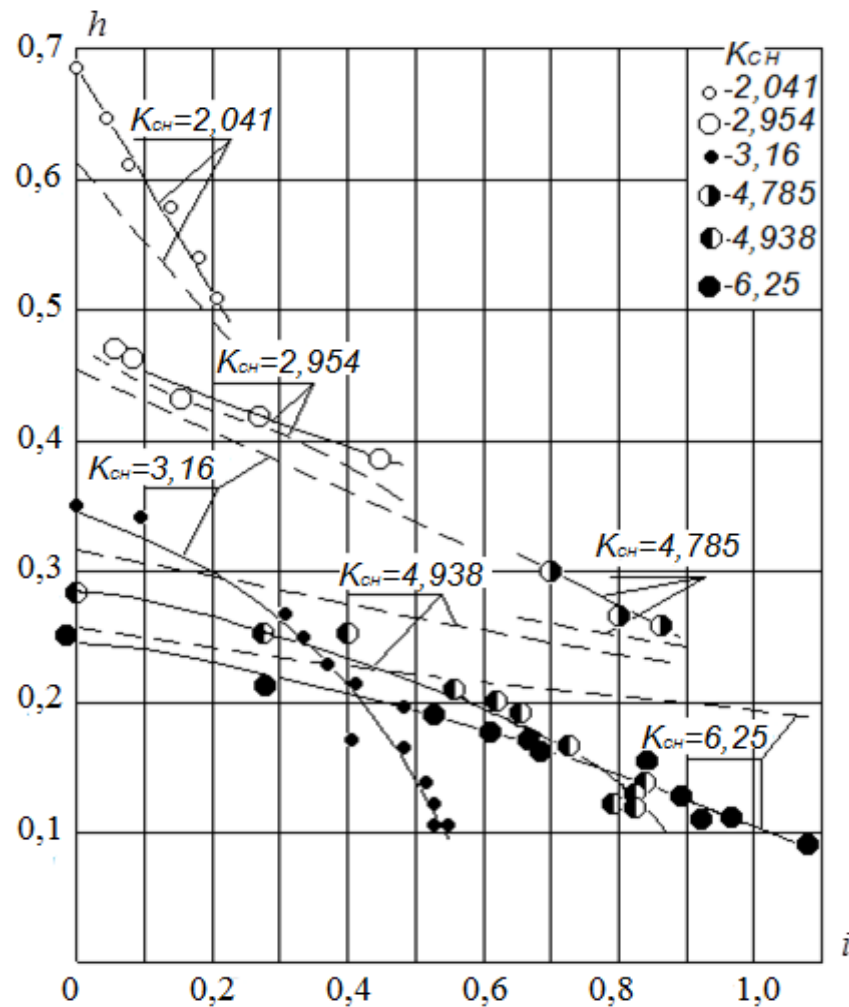


Рисунок 1.11 – Перевірка адекватності рівнянь Соколова-Зінгера для різних значень геометричного параметра $K_{сн}$: 1 – $K_{сн}=2,041$; 2 – $K_{сн}=2,954$; 3 – $K_{сн}=3,16$; 4 – $K_{сн}=4,785$; 5 – $K_{сн}=4,938$; 6 – $K_{сн}=6,25$

----- теоретична залежність; ————— експериментальна залежність

Коснирєв Б. А. дослідив роботу свердловинних струминних насосів в процесі підйому технічної води [58] ($K_{сн}=2,945$) та під час стендових випробовувань ($K_{сн}=4,785$). Результати роботи струминного насоса з геометричним параметром $K_{сн}=3,4$ отримані при експлуатації нафтової свердловини. Онацко Р.Г. дослідив роботу струминного насоса з геометричним параметром $K_{сн}=4,938$ в лабораторних умовах [89]. Робота струминного насоса з геометричними параметрами $K_{сн}=3,16; 6,25$ досліджувалась автором.

На рисунку 1.11 приведені теоретичні та експериментальні значення відносного напору струминного насоса у вигляді залежності від величини коефіцієнта інжекції. На рисунку 1.12 результати приведеного аналізу представлені у вигляді залежності середнього значення похибки на всьому діапазоні зміни коефіцієнта інжекції від основного геометричного параметра струминного насоса. На рисунку 1.13 приведений зведений графік залежності похибок теоретичного визначення відносного напору від коефіцієнта інжекції струминного насоса. Емпірична залежність середньої похибки теоретичного визначення відносного напору від геометричного параметра отримана за допомогою методу найменших квадратів у вигляді лінійної функції

$$\delta_c = ak + b \quad (1.18)$$

з постійними коефіцієнтами $a=3,734$; $b=5,929$. Отримана залежність дійсна в діапазоні зміни $K_{сн}$ від 2,041 до 6,25. Для даного діапазону середня похибка змінюється від 13,55 до 29,27 %.

Залежність похибки теоретичного визначення відносного напору від коефіцієнта інжекції не може бути представлена (рисунок 1.13) у вигляді емпіричної функції зважаючи на значну розбіжність та хаотичність розміщення на графіку експериментальних значень. Приведені результати, однак, дозволяють отримати якісну картину розміщення експериментальних точок та виявити тенденцію (заштриховане поле на графіку) зростання похибки з ростом коефіцієнта інжекції.

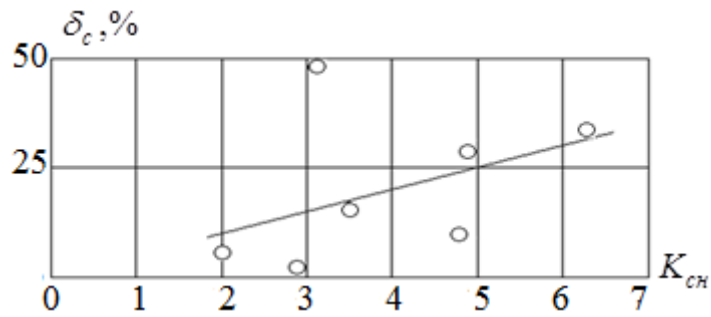


Рисунок 1.12 – Залежність середньої похибки теоретичного визначення відносного напору струминного насоса від його основного геометричного параметра

Результати проведеного аналізу свідчать про те, що зростання величини коефіцієнта інжекції струминного насоса збільшує розбіжність експериментальних та теоретичних значень відносного напору.

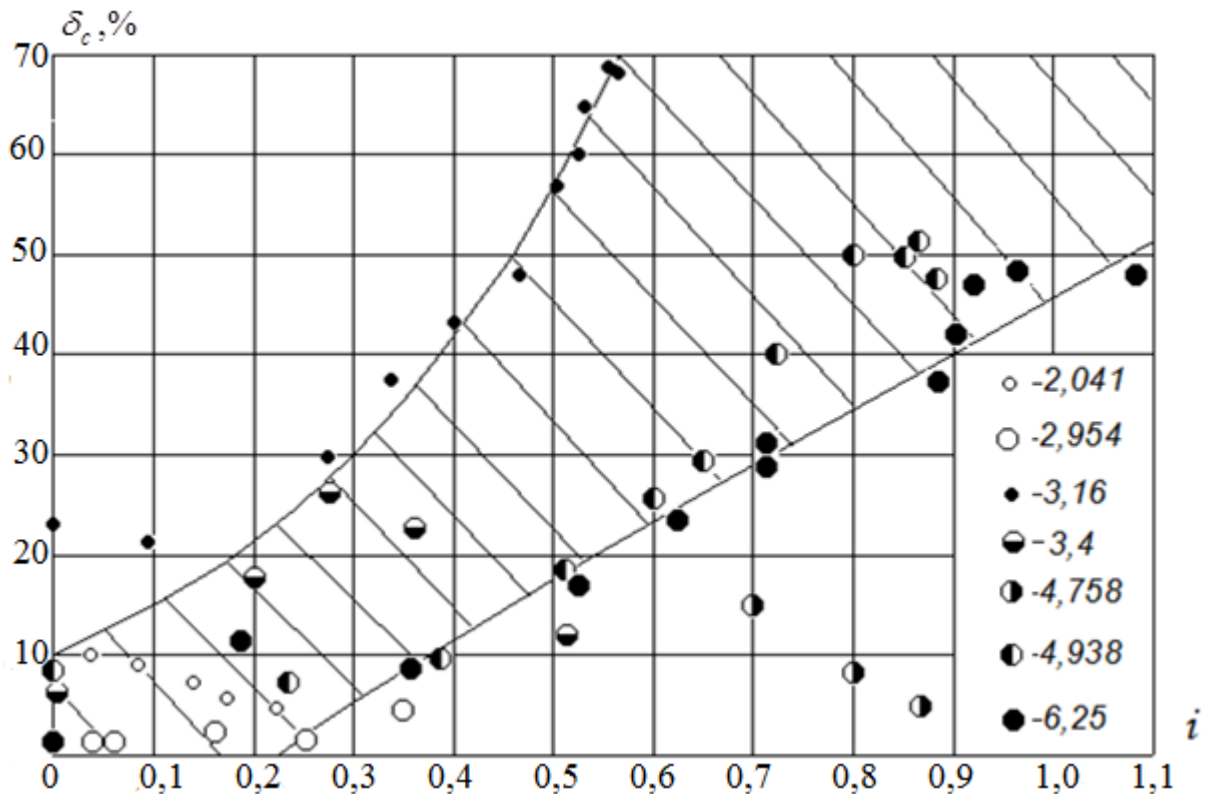


Рисунок 1.13 – Похибка теоретичного визначення відносного напору струминного насоса для різних значень коефіцієнта інжекції та геометричного параметра $K_{сн}$: 1

– $K_{сн}=2,041$; 2 – $K_{сн}=2,954$;

3 – $K_{сн}=3,16$; 4 – $K_{сн}=4,785$; 5 – $K_{сн}=4,938$; 6 – $K_{сн}=6,25$

Прямопропорційний зв'язок між похибкою теоретичного визначення відносного напору та величиною коефіцієнта інжекції знижує ефективність

застосування методики Соколова-Зінгера на більшій частині характеристики струминного насоса і, зокрема, в тій області, що визначає оптимальний режим роботи ежекційної системи. На більшій частині характеристики струминного насоса похибка визначення відносного напору перевищує 10 %, тобто рівень загальноприйнятий для інженерних розрахунків.

Недостатня точність проведення розрахунків може стати причиною неправильного вибору режимних параметрів та низької ефективності експлуатації струминних насосів.

Враховуючи вищезгадане завданням наступних досліджень є вдосконалення методики теоретичного визначення параметрів роботи струминного насоса.

Висновки за результатами аналізу та постановка задач дослідження

Проведений аналіз етапів розвитку свердловинних струминних насосів свідчить про світове значення ежекційних технологій та актуальність досліджень, спрямованих на їх вдосконалення.

Під час проведення аналізу робочого процесу нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи встановлено, що її суттєвим недоліком є зменшення витрати на вибої свердловини (від 30 до 90 %) порівняно з продуктивністю бурового насоса, оскільки частина промивальної рідини подається на робочу насадку струминного насоса, який розміщений за паралельною схемою включення (рисунок 1.6 III). Разом з тим, відомо, що в ежекційних схемах нагнітального типу (рисунок 1.6 II) забезпечується зростання (порівняно з продуктивністю бурового насоса) витрати промивальної рідини на вибої свердловини.

Аналіз методик теоретичного визначення характеристики гідравлічної системи для ежекційних систем нагнітального типу свідчить про недосконалість існуючого алгоритму розрахунку гідравлічних втрат в промивальній системі долота, розміщеній на ділянці змішаного потоку струминного насоса послідовного включення, зокрема, невідомо яку витрату (робочу, змішану чи інжектвану) необхідно використовувати для теоретичного визначення гідравлічних втрат в насадках долота. Невизначеність теоретичного встановлення гідродинамічних параметрів потоків в елементах ежекційної системи безпосередньо впливає на точність аналітичного визначення режиму роботи струминного насоса та ефективність його застосування. Відсутність чітких уявлень про механізм формування гідравлічних втрат в елементах, розміщених на ділянці змішаного потоку струминного насоса свідчить, таким чином, про необхідність проведення експериментальних досліджень ежекційної системи нагнітального типу. Отримані при цьому результати необхідно використати для побудови математичної моделі запропонованого автором удосконаленого варіанту ежекційної системи, яка є одним з об'єктів дослідження дисертаційної роботи. Відомі математичні моделі робочого процесу струминного насоса не

враховують взаємозв'язок між його гідродинамічними та міцнісними параметрами.

Найбільш поширена методика теоретичного визначення відносного напору струминного насоса в діапазоні зміни основного геометричного параметра від 2,041 до 6,25 забезпечує середню похибку 13,55–29,27 %. Задачею наступних досліджень є вдосконалення відомої математичної моделі та підвищення точності теоретичного визначення відносного напору до прийнятого для інженерних розрахунків рівня.

Враховуючи результати проведеного аналізу сформульовано основні завдання досліджень приведені у вступі.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ЕЖЕКЦІЙНІЙ СИСТЕМІ СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА

Теоретичний аналіз гідродинамічних процесів змішування потоків проводимо в три етапи:

1. Дослідження зміни поля швидкостей потоку в камері змішування струминного насоса.
2. Дослідження характеру гідравлічних зв'язків елементів ежекційної системи.
3. Дослідження рівняння характеристики струминного насоса з оновленими значеннями коефіцієнта нерівномірності профілю швидкостей.

2.1 Розробка математичної моделі розподілу швидкостей потоку в камері змішування струминного насоса

Поетапна розробка математичної моделі поля швидкостей потоку повинна включати всі загальноприйняті стадії проведення теоретичного аналізу робочого процесу струминного насоса, починаючи від постановки задач досліджень та визначення границь використання отриманих рівнянь і завершуючи аналізом одержаних результатів.

2.1.1 Постановка задач досліджень

В процесі проведення досліджень необхідно встановити взаємозв'язок між коефіцієнтом нерівномірності поля швидкостей φ_2 та основними величинами, що характеризують геометричні та кінематичні параметри струминного насоса [172]

$$\varphi_2 = f(K_{сн}, \bar{l}_p, i)$$

Визначимо структуру змінного масового потоку та поле швидкостей на вході в камеру змішування використовуючи теорію затопленого струменя рідини із змінною масовою витратою потоку, що рухається в супутньому середовищі [106]. В початковому перерізі струменя із змінною масовою витратою (рисунок

2.1) на виході з робочої насадки струминного насоса значення швидкості руху газорідинної суміші постійні по всьому перерізу.

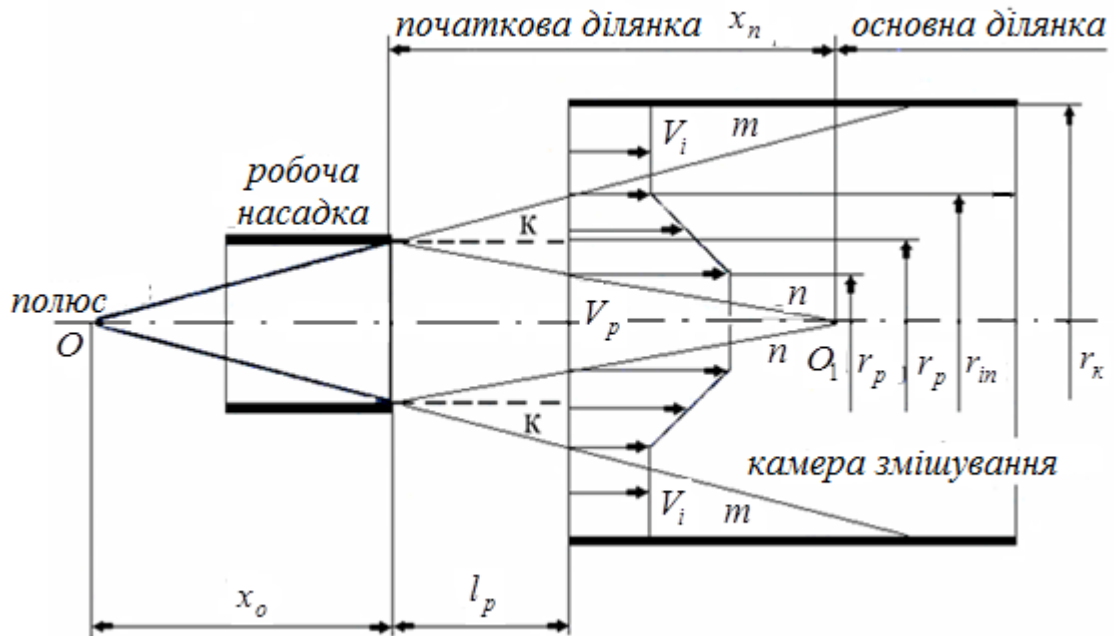


Рисунок 2.1 – Рух затопленого струменя в проточній частині струминного насоса

Рівність швидкостей робочого потоку $V = const$ зберігається в його центральній частині, формуючи ядро струменя з постійною швидкістю або область потенціального потоку. Потенціальне ядро в напрямку потоку зменшується в об'ємі, а в периферичній частині утворюється область загальмованої рідини у вигляді змінного масового потоку, яку називають примежевим шаром струменя. Область потенціального ядра, таким чином, має форму конуса з вершиною, що визначає кінцевий переріз початкової ділянки та початковий переріз основної ділянки. Прямі „n” на рисунку 2.1 відокремлюють область потенціального ядра від примежевого шару струменя у вигляді змінного масового потоку. Супутній або інжектований потік газорідинної суміші на вході в камеру змішування також складається з двох областей. В периферичній частині інжектowanego змінного масового потоку розміщена потенціальна область поля швидкостей з постійною швидкістю руху рідини $V_i = const$. В напрямку осі струминного насоса область інжектowanego змінного масового потенціального потоку межує з примежевим шаром струменя. Лінії „m” на рисунку 2.1 є межею контакту зовнішнього потенціального інжектowanego змінного масового потоку з

примежевим шаром струменя. Пунктирні лінії „к” визначають діаметр робочого струменя в його початковому перерізі, тобто на виході з робочої насадки струминного насоса. На основній ділянці в напрямку потоку продовжується зменшення об’єму потенціальної області інжектованого середовища із змінною масовою витратою потоку. Після з’єднання ліній „m” з стінками камери змішування змішаний потік газорідної суміші складається виключно з примежевого шару. Враховуючи різку нерівномірність поля швидкостей на вищезгаданих ділянках із змінною масовою витратою потоку місце розміщення вхідного перерізу камери змішування безпосередньо впливає на точність визначення коефіцієнта нерівномірності. Визначити місце розміщення вхідного перерізу камери змішування для реального струминного насоса можна шляхом співставлення довжини початкової ділянки x_n з відстанню між робочою насадкою та камерою змішування l_p . Розміщення вхідного перерізу камери змішування на початковій ділянці струменя, вочевидь, відповідає випадку $l_p < x_n$ (цей випадок показаний на рисунку 2.1). Довжину початкової ділянки x_n визначимо з використанням теорії затопленого струменя, а відстань l_p – виходячи з досвіду практичного використання свердловинних струминних насосів.

Численними експериментальними дослідженнями встановлено, що довжина початкової ділянки x_n та радіус струменя r_p (радіус робочої насадки) із змінною масовою витратою потоку зв’язані між собою емпіричним співвідношенням [142]

$$x_n = \frac{0,67}{a} r_p, \quad (2.1)$$

де a – коефіцієнт структури.

Переходячи до діаметра робочої насадки $d_p = 2r_p$ після підстановки значення коефіцієнта структури $a = 0,08$ отримаємо величину безрозмірної довжини початкової ділянки $\overline{x_n} = \frac{x_n}{d_p} = 4,2$. Безрозмірна відстань між робочою насадкою та камерою змішування в сучасних струминних насосах приймається в

діапазоні $\bar{l}_p = \frac{l_p}{d_p} = (1-1,5)$, що значно менше за довжину початкової ділянки затопленого струменя $\bar{l}_p < \bar{x}_n$. Таким чином, в процесі аналізу нерівномірності профілю швидкостей на вході в камеру змішування струминного насоса необхідно враховувати структуру потоку газорідинної суміші початкової ділянки вільного струменя.

Для формулювання задач досліджень необхідно встановити взаємозв'язок між радіусом потенціальних областей змінного масового потоку у вхідному перерізі камери змішування з відстанню до робочої насадки. На рисунку 2.1 позначено:

r_{pn} – радіус робочого потенціального потоку;

r_p – радіус робочого струменя у вихідному перерізі робочої насадки (радіус робочої насадки);

r_{in} – внутрішній радіус інжектваного потенціального потоку;

r_k – зовнішній радіус інжектваного потенціального потоку (радіус камери змішування).

Враховуючи, що границі між потенціальною та зсувною течією визначаються прямими лініями запишемо очевидні співвідношення

$$\frac{r_p}{x_o} = \frac{r_{in}}{l_p + x_o}; \quad (2.2)$$

$$\frac{r_p}{x_n} = \frac{r_{pn}}{x_n - l_p}, \quad (2.3)$$

де x_o – відстань до полюсу струменя (точка O);

l_p – відстань між робочою насадкою і камерою змішування.

Формула для визначення довжини початкової ділянки приведена раніше (рівняння (2.1)), а формула для розрахунку відстані до полюса має вигляд [131]

$$x_o = \frac{0,29}{a} r_p, \quad (2.4)$$

де a – коефіцієнт структури ($a = 0,08$).

Тоді зв'язок між радіусами границь областей запишемо у вигляді

$$r_{in} = a_i r_p, \text{ де } a_i = 1 + 0,276 \frac{l_p}{r_p}; \quad (2.5)$$

$$r_{pn} = a_p r_p, \text{ де } a_p = 1 - 0,119 \frac{l_p}{r_p} \quad (2.6)$$

Співвідношення $\bar{l}_p = \frac{l_p}{r_p}$ в формулах (2.5), (2.6) визначає відносну відстань

між робочою насадкою та камерою змішування струминного насоса.

Відстань між робочою насадкою та камерою змішування l_p безпосередньо впливає на структуру потоку у вхідному перерізі камери змішування. Зростання відстані l_p зменшує розміри потенціальної області інжектваного потоку від максимальної (для випадку $l_p = 0$) до нуля. В цьому випадку структура змінного масового потоку газорідинної суміші у вхідному перерізі камери змішування складається з потенціальної внутрішньої області робочого потоку і примежевого шару. Зростання відстані l_p , таким чином, крім зміни кількісних показників впливає на структуру змінного масового потоку. Перехід від тришарової до двошарової структури потоку відповідає випадку $r_{in} = r_k$. Використовуючи рівняння (2.5) зробимо заміну $r_{in} = r_p$, після чого запишемо

$$\frac{r_k}{r_p} = 1 + 0,276 \frac{l_p}{r_p} \quad (2.7)$$

Враховуючи співвідношення для визначення геометричного параметра

$$K_{сн} = \frac{f_3}{f_p} = \frac{r_k^2}{r_p^2} \text{ запишемо}$$

$$K_{сн}^{0,5} = 1 + 0,276 \frac{l_p}{r_p} \quad (2.8)$$

Тоді критична відстань до камери змішування може бути розрахована за формулою

$$\left(\frac{l_p}{r_p}\right)_{кр} = 3,623(K_{сн}^{0,5} - 1) \quad (2.9)$$

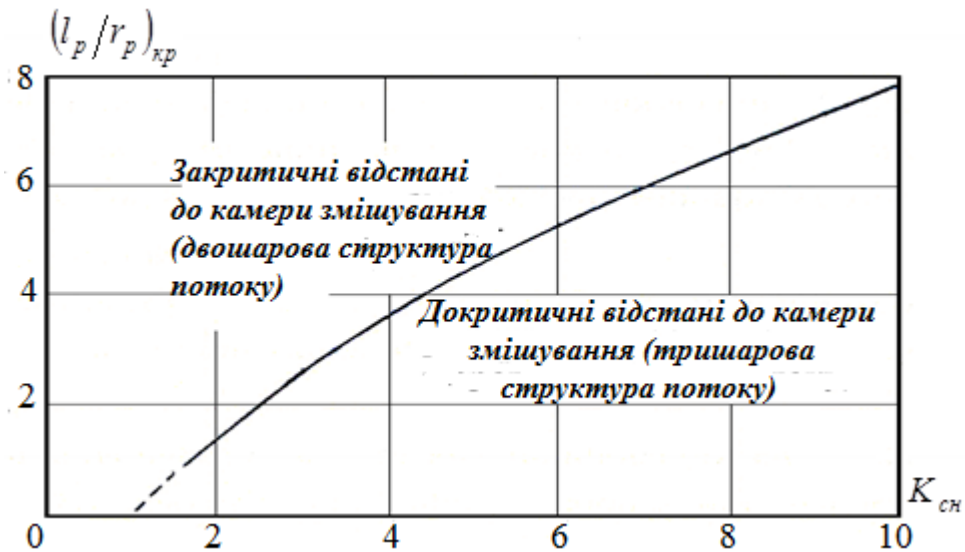


Рисунок 2.2 – Співвідношення критичних значень геометричного параметра $K_{сн}$ та відстаней між робочою насадкою та камерою змішування

Залежність, побудована за отриманим рівнянням, приведена на рисунку 2.2. Суцільною лінією на графіку показані співвідношення, що відповідають реальним конструкціям струминних насосів.

При проведенні досліджень необхідно з'ясувати доцільність використання узагальненого коефіцієнта нерівномірності. Зважаючи на те, що в камеру змішування надходить два окремих струменя, кожний з яких має власну нерівномірність поля швидкостей, можна стверджувати, що узагальнений коефіцієнт нерівномірності відображає середню нерівномірність профілю швидкостей. Це може призвести до підвищення похибки теоретичного визначення відносного напору, що і має місце на практиці. Альтернативою визначення узагальненого коефіцієнта нерівномірності є використання уособлених коефіцієнтів, які стосуються окремо робочого та інжектваного потоків газорідної суміші. В процесі порівняльного аналізу необхідно визначити які коефіцієнти нерівномірності (узагальнені або уособлені) забезпечують більшу точність теоретичного визначення відносного напору струминного насоса.

Враховуючи, що коефіцієнт нерівномірності швидкості руху потоку визначається співвідношенням його середньої та максимальної швидкості

запишемо загальну формулу рівнянь, розв'язок яких дозволяє вирішити поставлену задачу досліджень

$$\varphi_2 = \frac{V_{сep}}{V_{max}} = \frac{\int V(r)ds / S}{V_{max}}; \quad (2.10)$$

$$\varphi_{2p} = \frac{V_{pсep}}{V_{p max}} = \frac{\int V(r)ds_p / S_p}{V_{p max}}; \quad (2.11)$$

$$\varphi_{2i} = \frac{V_{iсep}}{V_{i max}} = \frac{\int V(r)ds_i / S_i}{V_{i max}}, \quad (2.12)$$

де φ_2 , φ_{2p} , φ_{2i} – коефіцієнти нерівномірності змішаного (узагальнений), робочого та інжектваного змінного масового потоку;

$V_{сep}$, $V_{pсep}$, $V_{iсep}$ – середня швидкість руху змішаного, робочого та інжектваного змінного масового потоку;

V_{max} , $V_{p max}$, $V_{i max}$ – максимальна швидкість руху змішаного, робочого та інжектваного змінного масового потоку;

$V(r)$ – теоретичний (прийнятий) профіль розподілу швидкостей;

S , S_p , S_i – площа перерізу змішаного, робочого та інжектваного змінного масового потоку газорідної суміші на вході в камеру змішування.

Задача визначення коефіцієнта нерівномірності, таким чином, зводиться до інтегрування прийнятого профілю швидкостей із змінною масовою витратою потоку у вхідному перерізі камери змішування струминного насоса.

2.1.2 Виведення рівнянь нерівномірності розподілу швидкостей

Дослідженням процесу змішування коаксіальних турбулентних струменів [88] встановлено, що профіль швидкостей в примежевому шарі може бути апроксимований у вигляді елементарних функцій, які зберігають наближену автомодельність упродовж всієї довжини початкової ділянки. Прийmemo [172]

профіль швидкостей потоку у примежевому шарі струменя у вигляді алгебраїчної функції

$$V = f(1 - \eta^2), \quad (2.13)$$

де η – безрозмірний радіус струменя.

З метою спрощення вигляду рівнянь для визначення коефіцієнта нерівномірності при моделюванні поля швидкостей прийняте припущення про відсутність впливу стінки камери змішування на швидкість потоку газорідинної суміші.

2.1.2.1 Визначення коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей для тришарової структури потоку.

Відповідно до рисунка 2.3 а приймемо [172] модель руху рідини у вхідному перерізі камери змішування у вигляді двох зон потенціальної течії з суттєвою різницею швидкостей, відокремлених шаром з зсувною течією, товщина якого зростає в напрямку дифузора струминного насоса. Згідно базової методики (методики Соколова-Зінгера) в процесі виведення рівняння характеристики струминного насоса на вході в камеру змішування межа поділу робочого та інжектваного змінного масового потоку газорідинної суміші розглядається у вигляді циліндричної поверхні, радіус якої дорівнює радіусу робочої насадки. Межа поділу інжектваного та робочого змінного масового потоку має радіус r_p (рисунок 2.3). Поле швидкостей для тришарової структури потоку згідно прийнятої моделі має вигляд (рисунок 2.3 а)

$$S_1: \quad r_{in} \leq r \leq r_k; \quad V = V_i; \quad (2.14)$$

$$S_2: \quad r_p \leq r \leq r_{in}; \quad V = V_i + V(r)\Delta V;$$

$$V(r) = f(\eta) = (1 - \eta^2); \quad (2.15)$$

$$\Delta V = V_p - V_i; \quad \eta = \frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}};$$

$$S_3: \quad r_{pn} \leq r \leq r_p; \quad V = V_i + V(r)\Delta V; \quad (2.16)$$

$$V(r) = f(\eta) = (1 - \eta^2);$$

(2.17)

$$\Delta V = V_p - V_i; \eta = \frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}};$$

$$S_4: \quad 0 \leq r \leq r_{pn}; \quad V = V_i + \Delta V;$$

$$\Delta V = V_p - V_i.$$

Область S_1 обмежена внутрішньою поверхнею камери змішування та циліндричною поверхнею, що визначає внутрішню межу потенціальної зони інжектваного середовища із змінною масовою витратою потоку газорідинної суміші.

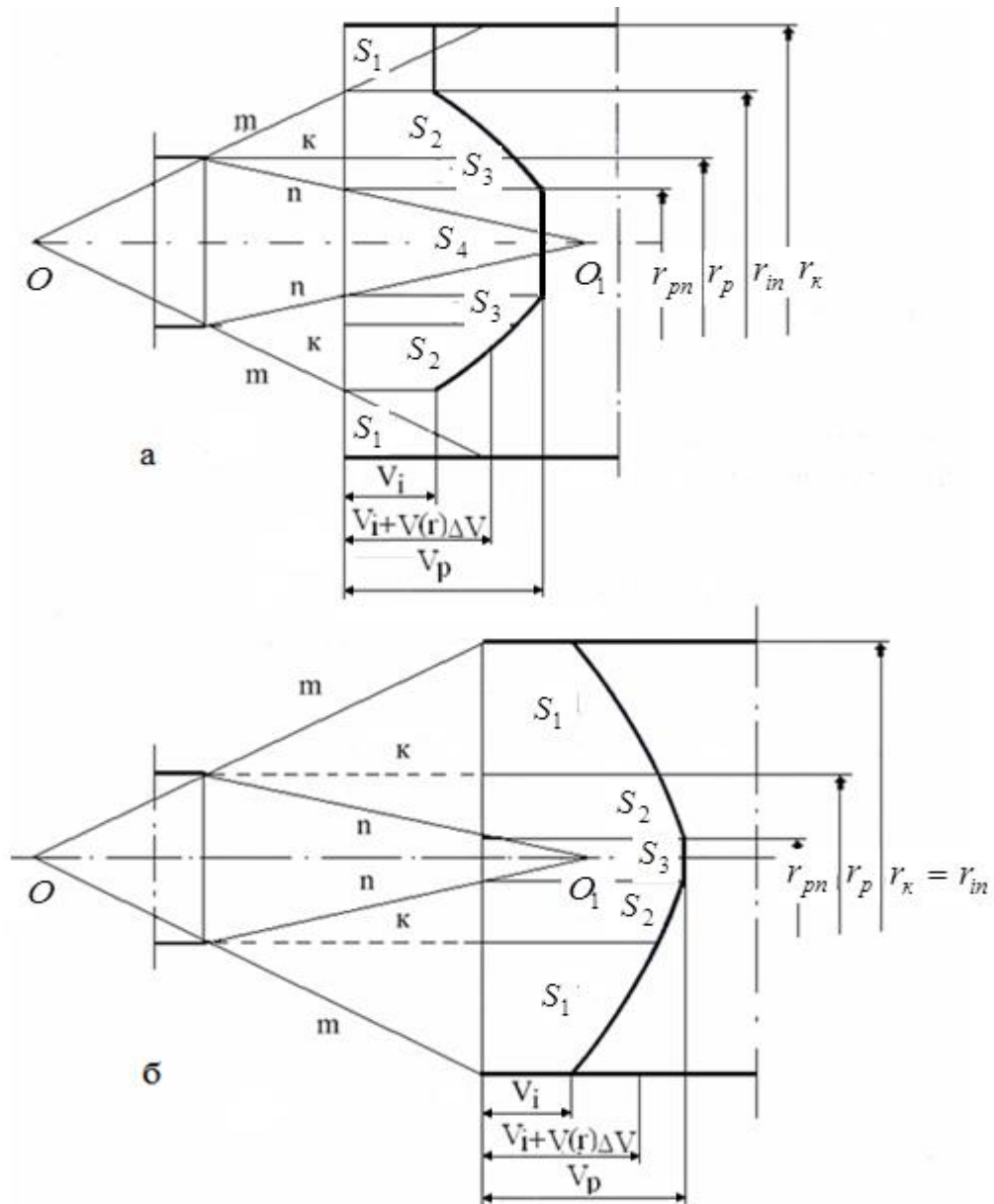


Рисунок 2.3 – Профілі швидкостей на вході в камеру змішування струминного насоса: а) тришарова структура потоку; б) двошарова структура потоку

В області зберігається постійне значення швидкості інжектваного потоку, тобто профіль швидкості є рівномірним. Область розміщена між потенціальною зоною інжектваного середовища із змінною масовою витратою потоку та циліндричною поверхнею, радіус якої дорівнює радіусу робочої насадки струминного насоса. Профіль швидкостей в даній області згідно прийнятої моделі визначається алгебраїчною функцією (2.15).

Визначимо відповідність профілів швидкостей області S_1 та області S_2 на їх межі, що визначається радіусом r_{in} . Враховуючи формули (2.15) швидкість потоку на відстані r_{in} від осі камери змішування дорівнює

$$V = V_i + V(r)\Delta V = V_i + (1 - \eta^2)(V_p - V_i) = V_i + \left[1 - \left(\frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}} \right)^2 \right] (V_p - V_i) \quad (2.18)$$

У випадку $r = r_{in}$ отримаємо $V = V_i$, тобто умови переходу забезпечуються. Профіль швидкостей за формулою (2.15) має місце також в області S_3 , яка обмежена радіусом робочої насадки та радіусом потенціального ядра робочого потоку. Враховуючи, що в областях S_2 , S_3 профілі швидкостей визначаються однією функцією немає необхідності в перевірці умов переходу на межі їх контакту. Область S_4 є потенціальним ядром робочого потоку з рівномірним полем швидкостей $V_p = const$. Визначимо значення швидкості на межі контакту областей S_3, S_4 (радіус r_{pn}) враховуючи прийнятий в області S_3 розподіл. Якщо $r = r_{pn}$, то $\eta = \frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}} = 0$, тоді згідно (2.18) $V = V_p$, тобто умови переходу профілей швидкостей на межі областей S_3, S_4 забезпечуються.

Визначимо послідовно для кожної з областей значення величин, що входять в формули (2.10)–(2.12). Насамперед, використовуючи співвідношення

$$Q = \int_S V ds \quad (2.19)$$

визначимо витрату потоку газорідинної суміші на окремих ділянках камери змішування. Для області S_1 запишемо

$$Q_1 = \int_{S_1} V_i ds \quad (2.20)$$

Переходячи до циліндричних координат $ds = 2\pi r dr$ отримаємо (рисунок 2.3

а)

$$Q_1 = \int_{r_{in}}^{r_k} 2V_i \pi r dr = 2V_i \pi \frac{r^2}{2} \Big|_{r_{in}}^{r_k} = \pi (r_k^2 - r_{in}^2) V_i \quad (2.21)$$

Використовуючи формулу (2.5) рівняння для визначення витрати інжектованого потоку в області S_1 (формула (2.21)) запишемо у вигляді

$$Q_1 = \pi (r_k^2 - a_i^2 r_p^2) V_i \quad (2.22)$$

Визначимо витрату інжектованого потоку для області S_2

$$Q_2 = \int_{S_2} (V_i + V(r) \Delta V) ds = \int_{S_2} V_i ds + \int_{S_2} V(r) (V_p - V_i) ds \quad (2.23)$$

Проінтегруємо першу складову рівняння (2.23)

$$\int_{S_2} V_i ds = \int_{r_p}^{r_{in}} 2\pi V_i r dr = 2\pi V_i \frac{r^2}{2} \Big|_{r_p}^{r_{in}} = \pi V_i (r_{in}^2 - r_p^2) \quad (2.24)$$

Другу складову рівняння (2.23) запишемо у вигляді (враховуючи формули (2.15))

$$\begin{aligned} \int_{S_2} V(r) (V_p - V_i) ds &= 2\pi \int_{r_p}^{r_{in}} (V_p - V_i) \left[1 - \left(\frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}} \right)^2 \right] r dr = \\ &= 2\pi (V_p - V_i) \int_{r_p}^{r_{in}} r dr - \frac{2\pi (V_p - V_i)}{(r_{in} - r_{pn})^2} \int_{r_p}^{r_{in}} (r^2 - 2r r_{pn} + r_{pn}^2) r dr \end{aligned} \quad (2.25)$$

Після інтегрування та відповідних перетворень отримаємо

$$\begin{aligned} \int_{S_2} V(r) (V_p - V_i) ds &= \pi (V_p - V_i) (r_{in}^2 - r_p^2) - \frac{\pi (V_p - V_i)}{(r_{in} - r_{pn})^2} \times \\ &\times \left[\frac{1}{2} (r_{in}^4 - r_p^4) - \frac{4}{3} r_{pn} (r_{in}^3 - r_p^3) + r_{pn}^2 (r_{in}^2 - r_p^2) \right] \end{aligned} \quad (2.26)$$

Підсумовуючи формули (2.24), (2.26) отримаємо витрату інжектованого потоку газорідинної суміші в області S_2

$$Q_2 = \pi V_p (r_{in}^2 - r_p^2) - \frac{\pi(V_p - V_i)}{(r_{in} - r_{pn})^2} \left[\frac{1}{2}(r_{in}^4 - r_p^4) - \frac{4}{3} r_{pn} (r_{in}^3 - r_p^3) + r_{pn}^2 (r_{pn}^2 - r_p^2) \right] \quad (2.27)$$

Наступне перетворення рівняння (2.27) проводимо у два етапи шляхом виключення величин r_{in} , r_{pn} та переходу до безрозмірної відстані між робочою насадкою та камерою змішування струминного насоса. Виключимо радіуси r_{in} , r_{pn} за допомогою формул (2.5), (2.6)

$$Q_2 = \pi V_p r_p^2 (a_i^2 - 1) - \frac{\pi r_p^2 (V_p - V_i)}{(a_i - a_p)^2} \left[\frac{1}{2}(a_i^4 - 1) - \frac{4}{3} a_p (a_i^3 - 1) + a_p^2 (a_i^2 - 1) \right] \quad (2.28)$$

Після підстановки в рівняння (2.28) значень коефіцієнтів a_i , a_p отримаємо

$$Q_2 = \pi V_p r_p^2 (0,0294l_p^2 + 0,2937l_p) + \pi V_i r_p^2 (0,2583l_p + 0,0468l_p^2) \quad (2.29)$$

Витрату потоку в області S_1 (формула (2.22)) запишемо у вигляді

$$Q_1 = \pi V_i [r_k^2 - r_p^2 (1 + 0,276l_p)^2] \quad (2.30)$$

Тоді підсумовуючи вирази (2.29), (2.30) отримаємо витрату потоку на ділянках S_1 , S_2

$$Q_{12} = \pi V_i [r_k^2 - r_p^2 (1 + 0,2937l_p + 0,0294l_p^2)] + \pi V_p r_p^2 (0,0294l_p^2 + 0,2937l_p) \quad (2.31)$$

Виключимо значення швидкостей V_i , V_p в рівнянні (2.31) за допомогою очевидних співвідношень

$$Q_i = V_i \pi (r_k^2 - r_p^2); \quad Q_p = V_p \pi r_p^2$$

Після здійснення підстановки отримаємо

$$Q_{12} = \frac{[r_k^2 - r_p^2 (1 + 0,2937l_p + 0,0294l_p^2)]}{r_k^2 - r_p^2} Q_i + (0,0294l_p^2 + 0,2937l_p) Q_p \quad (2.32)$$

Середня швидкість інжектваного потоку визначається шляхом ділення витрати на ділянках S_1 , S_2 на його площу $f_i = \pi (r_k^2 - r_p^2)$

$$V_{icep} = \frac{[r_k^2 - r_p^2 (1 + 0,2937l_p + 0,0294l_p^2)]}{\pi (r_k^2 - r_p^2)^2} Q_i + \frac{(0,0294l_p^2 + 0,2937l_p)}{\pi (r_k^2 - r_p^2)} Q_p \quad (2.33)$$

Визначимо максимальну швидкість інжектваного потоку, яка стосується області S_2 та відповідає радіусу $r = r_p$ (рисунок 2.3 а). Враховуючи формули (2.15) запишемо

$$V_{i\max} = V_i + (V_p - V_i) \left[1 - \left(\frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}} \right)^2 \right] = V_i + (V_p - V_i) \left[1 - \left(\frac{r_p - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}} \right)^2 \right] \quad (2.34)$$

Після підстановки значень r_{pn} та r_{in} (формули (2.5), (2.6) отримаємо

$$V_{i\max} = 0,0908V_i + 0,9092V_p \quad (2.35)$$

Переходячи до витрат Q_i , Q_p запишемо

$$V_{i\max} = \frac{0,0908Q_i}{\pi(r_k^2 - r_p^2)} + \frac{0,9092Q_p}{\pi r_p^2} \quad (2.36)$$

Враховуючи формули (2.12), (2.33), (2.36) визначимо коефіцієнт нерівномірності профілю швидкостей на ділянці інжектваного потоку

$$\varphi_{2i} = \frac{\left\{ r_k^2 - r_p^2 \left(1 + 0,2937\bar{l}_p + 0,0294\bar{l}_p^2 \right) \right\} Q_i + \left(0,0294\bar{l}_p^2 + 0,2937\bar{l}_p \right) Q_p (r_k^2 - r_p^2) \left\{ r_p^2 \right.}{\left. (r_k^2 - r_p^2) \left[0,0908Q_i r_p^2 + 0,9092Q_p (r_k^2 - r_p^2) \right] \right.} \quad (2.37)$$

З метою переходу до безрозмірних величин виконаємо підстановку

$$i = \frac{Q_i}{Q_p}; \quad K_{ch} = \frac{r_k^2}{r_p^2} \quad (2.38)$$

і після відповідних перетворень отримаємо

$$\varphi_{2i} = \frac{\left(0,2937\bar{l}_p + 0,0294\bar{l}_p^2 \right) (K_{ch} - 1) + \left(K_{ch} - 1 - 0,2937\bar{l}_p - 0,0294\bar{l}_p^2 \right) \cdot i}{(K_{ch} - 1) \left[0,9092(K_{ch} - 1) + 0,0908i \right]} \quad (2.39)$$

Визначення коефіцієнта нерівномірності поля швидкостей робочого потоку починаємо з аналізу кінематичних параметрів затопленого струменя в області S_3 .

Враховуючи формули (2.16) запишемо

$$Q_3 = \int_{S_3} (V_i + V(r)\Delta V) ds = \int_{S_3} V_i ds + \int_{S_3} V(r)\Delta V ds \quad (2.40)$$

Проінтегруємо першу складову рівняння (2.40)

$$Q_3' = \int_{S_3} V_i ds = 2\pi \int_{r_{pn}}^{r_p} V_i r dr = 2\pi V_i \frac{r^2}{2} \Big|_{r_{pn}}^{r_p} = \pi V_i (r_p^2 - r_{pn}^2) \quad (2.41)$$

Другу складову рівняння (2.40) представимо у вигляді

$$\int_{S_3} V(r) \Delta V ds = \int_{S_3} (V_p - V_i) (1 - \eta^2) ds = \int_{S_3} (V_p - V_i) ds - \int_{S_3} (V_p - V_i) \eta^2 ds \quad (2.42)$$

Далі отримаємо

$$Q_3'' = \int_{S_3} (V_p - V_i) ds = 2(V_p - V_i) \pi \int_{r_{pn}}^{r_p} r dr = 2\pi (V_p - V_i) \frac{r^2}{2} \Big|_{r_{pn}}^{r_p} = \pi (V_p - V_i) (r_p^2 - r_{pn}^2) \quad (2.43)$$

$$Q_3''' = \int_{S_3} (V_p - V_i) \eta^2 ds = 2\pi (V_p - V_i) \int_{r_{pn}}^{r_p} \left(\frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}} \right)^2 r dr = \frac{2\pi (V_p - V_i)}{(r_{in} - r_{pn})^2} \times$$

$$\times \left[\int_{r_{pn}}^{r_p} r^3 dr - 2 \int_{r_{pn}}^{r_p} r^2 r_{pn} dr + \int_{r_{pn}}^{r_p} r r_{pn}^2 dr \right] = \frac{2\pi (V_p - V_i)}{(r_{in} - r_{pn})^2} \left[\frac{r^4}{4} \Big|_{r_{pn}}^{r_p} - 2r_{pn} \frac{r^3}{3} \Big|_{r_{pn}}^{r_p} + r_{pn}^2 \frac{r^2}{2} \Big|_{r_{pn}}^{r_p} \right] = (2.44)$$

$$= \frac{\pi (V_p - V_i)}{(r_{in} - r_{pn})^2} \left[\frac{1}{2} (r_p^4 - r_{pn}^4) - \frac{4}{3} r_{pn} (r_p^3 - r_{pn}^3) + r_{pn}^2 (r_p^2 - r_{pn}^2) \right]$$

Додамо рівняння (2.41), (2.43)

$$Q_3' + Q_3'' = \pi V_i (r_p^2 - r_{pn}^2) + \pi (V_p - V_i) (r_p^2 - r_{pn}^2) = \pi V_p (r_p^2 - r_{pn}^2) \quad (2.45)$$

Тоді враховуючи формули (2.44), (2.45) отримаємо вираз для визначення витрати потоку на ділянці S_3 . При цьому враховуємо, що друга складова рівняння (2.42) має знак „мінус”

$$Q_3 = \pi V_p (r_p^2 - r_{pn}^2) - \frac{\pi (V_p - V_i)}{(r_{in} - r_{pn})^2} \left[\frac{1}{2} (r_p^4 - r_{pn}^4) - \frac{4}{3} r_{pn} (r_p^3 - r_{pn}^3) + r_{pn}^2 (r_p^2 - r_{pn}^2) \right] \quad (2.46)$$

Радіуси r_{in} , r_{pn} в рівнянні (2.46) виключимо за допомогою формул (2.5),

$$Q_3 = \pi V_p r_p^2 (1 - a_p^2) - \frac{\pi (V_p - V_i) r_p^2}{(a_i - a_p)^2} \left[\frac{1}{2} (1 - a_p^4) - \frac{4}{3} a_p (1 - a_p^3) + a_p^2 (1 - a_p^2) \right] \quad (2.47)$$

Після розкриття значень коефіцієнтів a_p , a_i отримаємо

$$Q_3 = \pi V_p r_p^2 (0,2309 \bar{l}_p - 0,014 \bar{l}_p^2) + \pi V_i r_p^2 (0,0071 \bar{l}_p - 0,0002 \bar{l}_p^2) \quad (2.48)$$

Значення швидкостей V_p , V_i виключимо за допомогою формул для визначення витрат Q_p , Q_i

$$Q_3 = (0,2309\bar{l}_p - 0,014\bar{l}_p^2)Q_p + (0,0071\bar{l}_p - 0,0002\bar{l}_p^2)\frac{Q_i r_p^2}{r_k^2 - r_p^2} \quad (2.49)$$

Витрату в області S_4 визначимо за допомогою формул (2.17)

$$\int_{S_4} (V_i + \Delta V) ds = \int_{S_4} [V_i + (V_p - V_i)] ds = \int_{S_4} V_p ds = 2\pi V_p \int_0^{r_{pn}} r dr = \pi V_p r_{pn}^2 \quad (2.50)$$

Після виключення радіуса r_{pn} за допомогою формули (2.6) та швидкості V_p за допомогою витрати Q_p отримаємо

$$Q_4 = Q_p (1 - 0,238\bar{l}_p + 0,0142\bar{l}_p^2) \quad (2.51)$$

Загальну витрату в областях S_3 , S_4 визначаємо шляхом додавання рівнянь (2.49), (2.51)

$$Q_{34} = (1 - 0,0071\bar{l}_p + 0,0002\bar{l}_p^2)Q_p + (0,0071\bar{l}_p - 0,0002\bar{l}_p^2)\frac{Q_i r_p^2}{r_k^2 - r_p^2} \quad (2.52)$$

Середню швидкість робочого потоку визначимо шляхом ділення рівняння (2.52) на його площу у вхідному перерізі камери змішування

$$V_{pcep} = \frac{S_{34}}{f_p} = (1 - 0,0071\bar{l}_p + 0,0002\bar{l}_p^2)\frac{Q_p}{\pi r_p^2} + (0,0071\bar{l}_p - 0,0002\bar{l}_p^2)\frac{Q_i}{\pi(r_k^2 - r_p^2)} \quad (2.53)$$

Максимальна швидкість потоку в області S_{34} відповідає швидкості в потенціальній зоні (область S_4)

$$V_{pmax} = V_p = \frac{Q_p}{\pi r_p^2} \quad (2.54)$$

Коефіцієнт нерівномірності поля швидкостей робочого змінного масового потоку визначаємо за допомогою формули (2.11). Після визначення співвідношення рівнянь (2.53), (2.54) та переходу до безрозмірних величин за допомогою (2.38) отримаємо

$$\varphi_{2p} = (1 - 0,0071\bar{l}_p + 0,0002\bar{l}_p^2) + \frac{0,0071\bar{l}_p - 0,0002\bar{l}_p^2}{K_{CH} - 1} i \quad (2.55)$$

Для розрахунку узагальненого коефіцієнта нерівномірності необхідно визначити загальну витрату потоку в камері змішування струминного насоса. Після додавання рівнянь, що визначають витрату потоків в областях 1, 2 (формула (2.32)) та 3, 4 (формула (2.52)) отримаємо

$$Q_{1234} = \frac{r_k^2 - r_p^2 (0,0292\bar{l}_p^2 + 0,3008\bar{l}_p + 1)}{r_k^2 - r_p^2} Q_i + (0,0296\bar{l}_p^2 + 0,2866\bar{l}_p + 1) Q_p \quad (2.56)$$

Середню швидкість потоку визначаємо шляхом ділення рівняння (2.56) на площу камери змішування $f_3 = \pi r_k^2$. Тоді, враховуючи що $\frac{r_p^2}{r_k^2} = K_{сн}^{-1}$ отримаємо

$$V_{сеп} = (0,0296\bar{l}_p^2 + 0,2866\bar{l}_p + 1) \frac{Q_p}{\pi r_k^2} + \frac{1 - K_{сн}^{-1} (0,0292\bar{l}_p^2 + 0,3008\bar{l}_p + 1)}{\pi (r_k^2 - r_p^2)} Q_i \quad (2.57)$$

Максимальна швидкість потоку має місце на осі камери змішування

$$V_{\max} = \frac{Q_p}{\pi r_p^2} \quad (2.58)$$

Тоді відповідно до формули (2.10) з врахуванням (2.38) отримаємо рівняння для визначення узагальненого коефіцієнта нерівномірності для докритичних відстаней між робочою насадкою і камерою змішування

$$\varphi_2 = \frac{0,0296\bar{l}_p^2 + 0,2866\bar{l}_p + 1}{K_{сн}} + \frac{1 - K_{сн}^{-1} (0,0292\bar{l}_p^2 + 0,3008\bar{l}_p + 1)}{K_{сн} - 1} \quad (2.59)$$

2.1.2.2 Визначення коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей для двошарової структури потоку.

Відповідно до рисунка 2.3 б для закритичних відстаней між робочою насадкою та камерою змішування приймемо [65] модель руху рідини у вхідному перерізі камери змішування у вигляді центральної потенціальної течії та периферичної зсувної течії, товщина якої зростає в напрямку дифузора струминного насоса. Профіль швидкостей відповідно до прийнятої моделі (рисунок 2.3 б) має вигляд

$$\begin{aligned} S_1: \quad r_k \leq r \leq r_p; \quad V = V_i + V(r)\Delta V; \\ V(r) = f(\eta) = (1 - \eta^2); \quad \Delta V = V_p - V_i; \end{aligned} \quad (2.60)$$

$$\eta = \frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}}.$$

$$S_2: \quad r_p \leq r \leq r_{pn}; \quad V = V_i + V(r)\Delta V;$$

$$V(r) = f(\eta) = (1 - \eta^2); \quad \Delta V = V_p - V_i; \quad (2.61)$$

$$\eta = \frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}}.$$

$$S_3: \quad 0 \leq r \leq r_{pn}; \quad V = V_i + \Delta V;$$

$$\Delta V = V_p - V_i. \quad (2.62)$$

Демо характеристику поля швидкостей в областях S_1 , S_2 , S_3 використовуючи рівняння (2.60) – (2.62). Область S_1 обмежена внутрішньою поверхнею камери змішування з радіусом r_k та циліндричною поверхнею, що відокремлює інжектований потік від робочого та має радіус r_p . Профіль швидкостей в області S_1 , згідно прийнятої моделі визначається елементарною функцією (2.13). Аналогічний профіль швидкостей має місце також в області S_2 , зовнішня межа якої прилягає до області S_1 (радіус r_p), а внутрішня межує з потенціальною течією робочого потоку та має радіус r_{pn} . Область S_3 відзначається постійною швидкістю робочого потоку та рівномірним профілем $V_p = const$. Визначимо відповідність поля швидкостей на межі областей S_2 , S_3

$$V = V_i + (1 - \eta^2)(V_p - V_i) = V_i + \left[1 - \left(\frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}} \right)^2 \right] (V_p - V_i) \quad (2.63)$$

Після здійснення підстановки $r = r_{pn}$ отримуємо $V = V_p$, тобто умови переходу профілів швидкостей в областях S_2 , S_3 забезпечуються. Визначимо витрату потоку на ділянці області S_1 використовуючи співвідношення (2.60)

$$\int_{S_1} (V_i + V(r)\Delta V) ds = \int_{S_1} V_i ds + \int_{S_1} V(r)(V_p - V_i) ds = 2\pi \int_{r_p}^{r_k} V_i r dr + 2\pi \int_{r_p}^{r_k} (V_p - V_i)(1 - \eta^2) r dr =$$

$$= 2\pi \int_{r_p}^{r_k} V_i r dr + 2\pi \int_{r_p}^{r_k} (V_p - V_i) \left[1 - \left(\frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}} \right)^2 \right] r dr \quad (2.64)$$

Перша складова рівняння (2.64) має розв'язок

$$2\pi \int_{r_p}^{r_k} V_i r dr = 2\pi V_i \frac{r^2}{2} \Big|_{r_p}^{r_k} = \pi V_i (r_k^2 - r_p^2) \quad (2.65)$$

Розв'язок другої складової рівняння (2.64) має вигляд

$$\begin{aligned} 2\pi \int_{r_p}^{r_k} (V_p - V_i) \left[1 - \left(\frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}} \right)^2 \right] r dr &= 2\pi (V_p - V_i) \int_{r_p}^{r_k} r dr - \frac{2\pi (V_p - V_i)}{(r_{in} - r_{pn})^2} \int_{r_p}^{r_k} (r^2 - 2rr_{pn} + r_{pn}^2) r dr = \\ &= \pi (V_p - V_i) (r_k^2 - r_p^2) - \frac{\pi (V_p - V_i)}{(r_{in} - r_{pn})^2} \left[\frac{1}{2} (r_k^4 - r_p^4) - \frac{4}{3} r_{pn} (r_k^3 - r_p^3) + r_{pn}^2 (r_k^2 - r_p^2) \right] \end{aligned} \quad (2.66)$$

Після додавання рівнянь (2.65), (2.66) отримаємо витрату потоку в області S_1

$$Q_1 = \pi V_p (r_k^2 - r_p^2) - \frac{\pi (V_p - V_i)}{(r_{in} - r_{pn})^2} \left[\frac{1}{2} (r_k^4 - r_p^4) - \frac{4}{3} r_{pn} (r_k^3 - r_p^3) + r_{pn}^2 (r_k^2 - r_p^2) \right] \quad (2.67)$$

Перетворимо рівняння (2.67) використовуючи проміжні величини a_i , a_p (формули (2.5), (2.6))

$$Q_1 = \pi V_p (r_k^2 - r_p^2) - \frac{\pi r_p^2 (V_p - V_i)}{(a_i - a_p)^2} \left[\frac{1}{2} (K_{ch}^2 - 1) - \frac{4}{3} a_p (K_{ch}^{1.5} - 1) + a_p^2 (K_{ch} - 1) \right] \quad (2.68)$$

В рівнянні (2.68) враховані наступні співвідношення

$$K_{ch}^2 = \frac{r_k^4}{r_p^4}; \quad K_{ch}^{1.5} = \frac{r_k^3}{r_p^3}; \quad K_{ch} = \frac{r_k^2}{r_p^2} \quad (2.69)$$

Після підстановки значень проміжних величин (формули (2.5), (2.6)) отримаємо

$$\begin{aligned} Q_1 &= \pi V_p (r_k^2 - r_p^2) - \frac{\pi r_p^2 (V_p - V_i)}{0,156 l_p^2} / \\ & \left[\frac{1}{2} (K_{ch}^2 - 1) - \frac{4}{3} (1 - 0,119 \bar{l}_p) (K_{ch}^{1.5} - 1) + (1 - 0,119 \bar{l}_p)^2 (K_{ch} - 1) \right] \end{aligned} \quad (2.70)$$

Враховуючи рівняння (2.31) запишемо

$$Q_1 = \left[(K_{сн} - 1) - \frac{\frac{1}{2}(K_{сн}^2 - 1) - \frac{4}{3}(1 - 0,119\bar{l}_p)(K_{сн}^{1,5} - 1) + (1 - 0,119\bar{l}_p)^2(K_{сн} - 1)}{0,156\bar{l}_p^2} \right] Q_p +$$

$$+ \frac{1}{K_{сн} - 1} \frac{\frac{1}{2}(K_{сн}^2 - 1) - \frac{4}{3}(1 - 0,119\bar{l}_p)(K_{сн}^{1,5} - 1) + (1 - 0,119\bar{l}_p)^2(K_{сн} - 1)}{0,156\bar{l}_p^2} Q_i \quad (2.71)$$

Для визначення середньої швидкості ділимо рівняння (2.71) на площу

$$f_i = \pi(r_k^2 - r_p^2) = \pi r_p^2 (K_{сн} - 1)$$

Після відповідних перетворень отримаємо

$$V_{исер} = \frac{0,156\bar{l}_p^2(K_{сн} - 1) - 0,5(K_{сн}^2 - 1) + 1,3333(1 - 0,119\bar{l}_p)(K_{сн}^{1,5} - 1) - (1 - 0,119\bar{l}_p)^2(K_{сн} - 1)}{0,156\bar{l}_p^2 \pi r_p^2 (K_{сн} - 1)} Q_p +$$

$$+ \frac{0,5(K_{сн}^2 - 1) - 1,3333(1 - 0,119\bar{l}_p)(K_{сн}^{1,5} - 1) + (1 - 0,119\bar{l}_p)^2(K_{сн} - 1)}{0,156\bar{l}_p^2 \pi r_p^2 (K_{сн} - 1)^2} Q_i \quad (2.72)$$

Максимальна швидкість потоку в області S_1 визначається за формулою (2.36). Тоді використовуючи формули (2.12), (2.36), (2.72) отримаємо рівняння для визначення коефіцієнта нерівномірності швидкостей інжектваного змінного масового потоку

$$\varphi_{2i} = \frac{(1 - A)(K_{сн} - 1) + Ai}{0,9092(K_{сн} - 1) + 0,0908i} \quad (2.73)$$

В рівнянні (2.73) позначено

$$A = \frac{0,5(K_{сн}^2 - 1) - 1,3333(1 - 0,119\bar{l}_p)(K_{сн}^{1,5} - 1) + (1 - 0,119\bar{l}_p)^2(K_{сн} - 1)}{0,156\bar{l}_p^2(K_{сн} - 1)} \quad (2.74)$$

Поле швидкостей, що характеризує витрату робочого потоку для двошарової структури (формули (2.61), (2.62) описується такими ж залежностями, що і для тришарової структури (формули (2.16), (2.17)). Зважаючи на незмінність границь інтегрування коефіцієнт нерівномірності поля швидкостей робочого потоку для закритичних відстаней між робочою насадкою та камерою змішування визначається за тим самим рівнянням, що і для докритичних значень \bar{l}_p (рівняння (2.55)).

В процесі виведення рівняння узагальненого коефіцієнта нерівномірності визначаємо витрату потоку на ділянці цілого прилежового шару $S_{12} = S_1 + S_2$. Враховуючи рисунок 2.3 б та рівняння (2.60), (2.61) запишемо

$$\begin{aligned} \int_S (V_i + V(r)\Delta V) ds &= \int_S V_i ds + \int_S V(r)(V_p - V_i) ds = \\ &= 2\pi \int_{r_{pn}}^{r_k} V_i r dr + 2\pi \int_{r_{pn}}^{r_k} (V_p - V_i) (1 - \eta^2) r dr = \\ &= 2\pi \int_{r_{pn}}^{r_k} V_i r dr + 2\pi \int_{r_{pn}}^{r_k} (V_p - V_i) \left[1 - \left(\frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}} \right)^2 \right] r dr \end{aligned} \quad (2.75)$$

Перша складова рівняння (2.75) має розв'язок

$$Q'_{12} = 2\pi \int_{r_{pn}}^{r_k} V_i r dr = 2\pi V_i \frac{r^2}{2} \Big|_{r_{pn}}^{r_k} = \pi V_i (r_k^2 - r_{pn}^2) \quad (2.76)$$

Розв'язок другої складової рівняння (2.75) запишемо у вигляді

$$\begin{aligned} Q''_{12} &= 2\pi \int_{r_{pn}}^{r_k} (V_p - V_i) \left[1 - \left(\frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}} \right)^2 \right] r dr = 2\pi (V_p - V_i) \int_{r_{pn}}^{r_k} r dr - \frac{2\pi (V_p - V_i)}{(r_{in} - r_{pn})^2} \int_{r_{pn}}^{r_k} (r^2 - 2rr_{pn} + r_{pn}^2) r dr = \\ &= \pi (V_p - V_i) (r_k^2 - r_{pn}^2) - \frac{\pi (V_p - V_i)}{(r_{in} - r_{pn})^2} \left[\frac{1}{2} (r_k^4 - r_{pn}^4) - \frac{4}{3} r_{pn} (r_k^3 - r_{pn}^3) + r_{pn}^2 (r_k^2 - r_{pn}^2) \right] \end{aligned} \quad (2.77)$$

Загальну витрату потоку в прилежовому шарі визначимо шляхом додавання рівнянь (2.76), (2.77)

$$Q_{12} = \pi V_p (r_k^2 - r_{pn}^2) - \frac{\pi (V_p - V_i)}{(r_{in} - r_{pn})^2} \left[\frac{1}{2} (r_k^4 - r_{pn}^4) - \frac{4}{3} r_{pn} (r_k^3 - r_{pn}^3) + r_{pn}^2 (r_k^2 - r_{pn}^2) \right] \quad (2.78)$$

Після відповідних перетворень з врахуванням (2.5), (2.6), (2.69) отримаємо

$$Q_{12} = \pi V_p r_p^2 (K_{cn} - a_p^2) - \frac{\pi r_p^2 (V_p - V_i)}{(a_i - a_p)^2} \left[\frac{1}{2} (K_{cn}^2 - a_p^4) - \frac{4}{3} a_p (K_{cn}^{1.5} - a_p^3) + a_p^2 (K_{cn} - a_p^2) \right] \quad (2.79)$$

Після розкриття значень допоміжних величин a_i , a_p за допомогою (2.5), (2.6) запишемо

$$Q_{12} = \pi V_p r_p^2 \left(K_{сн} - 1 + 0,238 \bar{l}_p - 0,0142 \bar{l}_p^2 \right) - \frac{\pi r_p^2 (V_p - V_i)}{0,156 \bar{l}_p^2} (0,07927 \bar{l}_p - 0,01418 \bar{l}_p^2 + 0,00121 \bar{l}_p^3 - 0,00003 \bar{l}_p^4 - 0,1667 - 1,3333 K_{сн}^{1,5} + 0,1587 \bar{l}_p K_{сн}^{1,5} + K_{сн} - 0,238 \bar{l}_p K_{сн} + 0,0142 \bar{l}_p^2 K_{сн} + 0,5 K_{сн}^2) \quad (2.80)$$

Витрату потоку в області S_3 враховуючи рисунок 2.3 б та рівняння (2.6), (2.62) визначаємо за формулою

$$Q_3 = \pi V_p r_{pn}^2 = \pi V_p (1 - 0,119 \bar{l}_p)^2 r_p^2 = \pi V_p r_p^2 (1 - 0,238 \bar{l}_p + 0,0142 \bar{l}_p^2) \quad (2.81)$$

Після додавання витрат Q_{12} , Q_3 (рівняння (2.80), (2.81)) визначаємо загальну витрату потоку в камері змішування струминного насоса

$$Q_{123} = \left[K_{сн} - \frac{A'}{0,156 \bar{l}_p^2} \right] Q_p + \frac{1}{K_{сн} - 1} \frac{A'}{0,156 \bar{l}_p^2} Q_i \quad (2.82)$$

В рівнянні (2.82) позначено

$$A' = 0,07927 \bar{l}_p - 0,01418 \bar{l}_p^2 + 0,00121 \bar{l}_p^3 - 0,00003 \bar{l}_p^4 - 1,3333 K_{сн}^{1,5} (1 - 0,119 \bar{l}_p) + K_{сн} (1 - 0,119 \bar{l}_p)^2 + 0,5 K_{сн}^2 - 0,1667 \quad (2.83)$$

Після ділення (2.82) на площу камери змішування πr_k^2 отримаємо величину середньої швидкості

$$V_{сер} = \frac{0,156 \bar{l}_p^2 K_{сн} - A'}{0,156 \bar{l}_p^2 \pi r_k^2} Q_p + \frac{A'}{0,156 \bar{l}_p^2 (K_{сн} - 1) \pi r_k^2} Q_i \quad (2.84)$$

Максимальна швидкість потоку визначається за формулою (2.58).

Враховуючи формули (2.10), (2.38), (2.58), (2.84) отримаємо рівняння для визначення узагальненого коефіцієнта нерівномірності для закритичних відстаней між робочою насадкою та камерою змішування

$$\varphi_2 = (1 - A) + \frac{A}{K_{сн} - 1} i; \quad (2.85)$$

$$A = \frac{0,07927\bar{l}_p - 0,01418\bar{l}_p^2 + 0,00121\bar{l}_p^3 - 0,00003\bar{l}_p^4 - 1,3333K_{сн}^{1,5}(1 - 0,119\bar{l}_p)}{0,156\bar{l}_p^2 K_{сн}} +$$

$$+ \frac{K_{сн}(1 - 0,119\bar{l}_p^2) + 0,5K_{сн}^2 - 0,1667}{0,156\bar{l}_p^2 K_{сн}}$$

2.1.3 Аналіз рівнянь теоретичного розподілу швидкостей в камері змішування

Побудову математичної моделі завершуємо аналізом отриманих результатів, який проведемо у два етапи.

1. Аналіз рівнянь для визначення коефіцієнта нерівномірності поля швидкостей в камері змішування струминного насоса.

2. Аналіз теоретичних характеристик струминного насоса, до складу яких входять рівняння коефіцієнтів нерівномірності.

Отримані залежності повинні забезпечити підвищення точності теоретичного визначення відносного напору струминного насоса на всьому діапазоні зміни його гідродинамічних параметрів. Крім покращення кількісних показників отримані рівняння повинні відповідати фізичному змісту процесу розподілу швидкостей в камері змішування. Зокрема, збільшення діаметра камери змішування повинне підвищити нерівномірність поля швидкостей, тобто зменшити значення коефіцієнта нерівномірності. Зростання коефіцієнта інжекції або витрати інжектваного потоку, навпаки, повинне викликати вирівнювання поля швидкостей та зростання величини коефіцієнта нерівномірності. Прогнозуючи вплив відстані між робочою насадкою та камерою змішування необхідно передбачити пряму дію цього параметра на величину коефіцієнта нерівномірності для інжектваного потоку та зворотну дію для робочого потоку: зростання відстані \bar{l}_p вирівнює поле швидкостей інжектваного потоку та зменшує розміри потенційної області робочого потоку, що підвищує нерівномірність його профілю. В процесі проведеного аналізу необхідно також з'ясувати, які коефіцієнти нерівномірності (загальні або уособлені) необхідно використовувати в рівнянні характеристики струминного насоса. Зважаючи на те,

що нерівномірність поля швидкостей для двошарової та тришарової структури змінного масового потоку описується різними рівняннями необхідно перевірити умови переходу значень коефіцієнтів нерівномірності на границях їх використання. Інакше кажучи, для критичних відстаней між робочою насадкою та камерою змішування значення коефіцієнтів нерівномірності отримані за різними рівняннями не повинні суттєво відрізнятись.

Враховуючи аналіз конструктивних особливостей ежекційних систем, що використовуються в нафтогазовій промисловості для проведення аналізу розглянуті наступні геометричні співвідношення струминних насосів $K_{сн}$: 2,041; 3,16; 3,95; 4,938; 6,25. В процесі аналізу характеристик вищезгаданих конструкцій струминних насосів коефіцієнт інжекції змінювався в діапазоні від $i = 0$ до $i = 3,4$, а відстань між робочою насадкою та камерою змішування від $\bar{l}_p = 0$ до $\bar{l}_p = 6,0$.

В кількісному відношенні значення коефіцієнта нерівномірності не повинні перевищувати граничної для реальних потоків величини. Для уособлених коефіцієнтів це величина $\varphi = 0,975$, значення якої для коротких циліндричних каналів підтверджене численними дослідженнями і не викликає сумнівів. Визначимо можливість досягнення узагальненим коефіцієнтом нерівномірності значень $\varphi_2 = 1$. Використовуючи очевидні співвідношення запишемо

$$\varphi_2 = \frac{V_{сер}}{V_{max}} = \frac{Q_3}{f_k} : \frac{Q_n}{f_p} = \frac{Q_n(1+i)}{\pi r_k^2} : \frac{Q_n}{\pi r_p^2} = (1+i) \frac{r_p^2}{r_k^2} = \frac{1+i}{K_{сн}}$$

Після здійснення підстановки $\varphi_2 = 1$ отримаємо $i = K_{сн} - 1$. Розрахунок границь значень коефіцієнта інжекції показує, що завжди виконується співвідношення $i_{max} < K_{сн} - 1$. Таким чином, величина $\varphi_2 = 1$ не може бути досягнута в реальних конструкціях і величина узагальненого коефіцієнта нерівномірності повинна бути менша значення $\varphi_2 = 1$.

2.1.3.1 Аналіз рівнянь коефіцієнтів нерівномірності профілю швидкостей.

З метою аналізу рівнянь, що описують коефіцієнти нерівномірності профілів швидкостей побудуємо дві групи кривих (рисунок 2.4): залежності коефіцієнта нерівномірності від величини коефіцієнта інжекції (I) та відстані між робочою насадкою та камерою змішування (II). Залежності $\varphi = f(i)$ побудовані за рівнянням (2.85) для критичних співвідношень величин геометричного параметра $K_{сн}$ та відстані \bar{l}_p (рисунок 2.4 а, I).

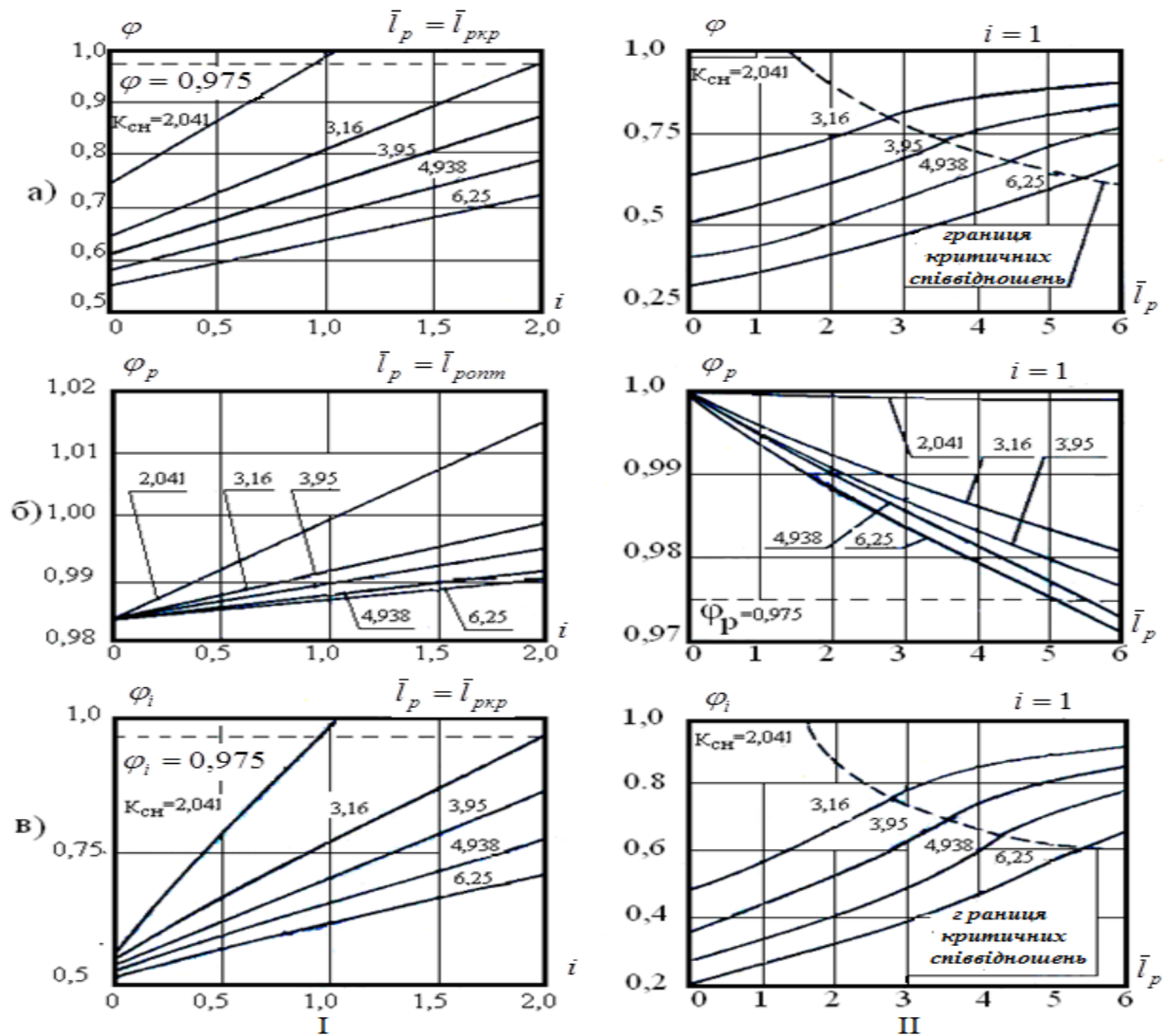


Рисунок 2.4 – Залежність узагальненого (а) коефіцієнта нерівномірності, робочого (б) та інжектowanego (в) потоку від коефіцієнта інжекції (I) та відстані між робочою насадкою та камерою змішування струминного насоса (II) для різних співвідношень геометричного параметра $K_{сн}$

Зростання величини коефіцієнта інжекції викликає вирівнювання поля швидкостей та зростання значень коефіцієнта нерівномірності. Величина геометричного параметра має обернений вплив на значення коефіцієнта нерівномірності: чим більше значення $K_{сн}$, тим менша величина коефіцієнта φ , тобто профіль швидкостей є більш рівномірним. Горизонтальна пунктирна пряма на графіку рисунка 2.4 а, I визначає максимально допустимі значення коефіцієнта нерівномірності. На рисунку 2.4 а, II в одних координатах суміщені графічні характеристики побудовані з використанням обох отриманих рівнянь для загального коефіцієнта нерівномірності.

Графічні залежності, що знаходяться ліворуч границі критичних співвідношень (пунктирна крива на рисунку 2.4 а, II) побудовані за допомогою рівняння, отриманого для тришарового змінного масового потоку (рівняння (2.59)), а графічні залежності, що містяться праворуч границі критичних співвідношень, побудовані за допомогою рівняння (2.85), отриманого для двошарового змінного масового потоку.

Аналіз отриманих кривих свідчить про безступінчасту зміну значень коефіцієнта φ при зміні рівнянь, за якими вони визначались. Таким чином, мають місце коректні умови переходу від одного рівняння до іншого у випадку критичних співвідношень геометричного параметра $K_{сн}$ та відстані \bar{l}_p . Характер зміни приведених на рисунку 2.4 а, II кривих свідчить про вирівнювання поля швидкостей і зростання коефіцієнта φ при збільшенні відстані \bar{l}_p . Приведені на рисунку 2.4 а графічні залежності, таким чином, не суперечать фізичному змісту процесу з'єднання потоків в камері змішування струминного насоса.

Залежність коефіцієнта нерівномірності робочого потоку від коефіцієнта інжекції (рисунок 2.4 б, I) побудована за формулою (2.55) для оптимальних значень відстані між робочою насадкою та камерою змішування $\bar{l}_p = \bar{l}_{p\text{ опт}}$. В сучасних конструкціях свердловинних струминних насосів відстань до камери змішування приймають в діапазоні $\bar{l}_p = \frac{l_p}{r_p} = 2,0 - 3,0 \left(\frac{l_p}{d} = 1,0 - 1,5 \right)$, тобто середнє

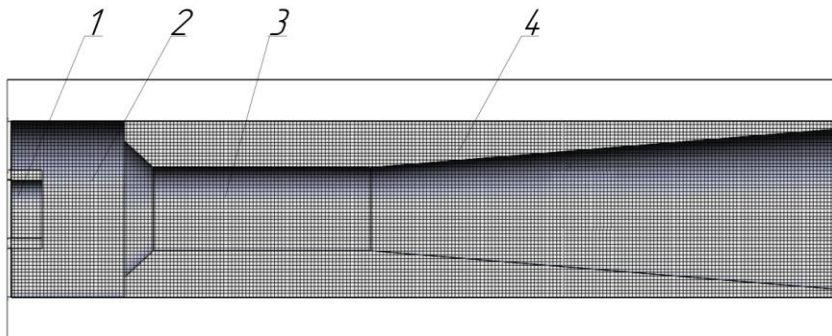
оптимальне значення становить $\bar{l}_p = \frac{l_p}{r_p} = 2,5 \left(\frac{l_p}{d} = 1,25 \right)$. Відповідно до формули (2.55) та рисунка 2.4 б, I для нульових значень коефіцієнта інжекції $i = 0$ коефіцієнт нерівномірності φ_p не залежить від геометричного параметра $K_{сн}$. Коефіцієнт витрати робочого потоку прямопропорційно залежить від коефіцієнта інжекції та обернено пропорційно – від геометричного параметра $K_{сн}$. Зростання відстані до камери змішування \bar{l}_p та геометричного параметра $K_{сн}$ зменшує величину коефіцієнта φ_p (рисунок 2.4 б, II). Практично для будь-яких значень геометричного параметра $K_{сн}$, коефіцієнта інжекції i та відстані \bar{l}_p значення коефіцієнта нерівномірності φ_p перевищують гранично допустимі $\varphi_p = 0,975$. Таким чином, якщо буде доведена доцільність застосування уособлених коефіцієнтів нерівномірності, коефіцієнт φ_p необхідно залишити незмінним $\varphi_p = 0,975$, як і для базової методики.

Залежність коефіцієнта нерівномірності інжектованого потоку від коефіцієнта інжекції (рисунок 2.4 в, I) побудована для критичних відстаней між робочою насадкою та камерою змішування $\bar{l}_p = \bar{l}_{p_{кр}}$. Залежності $\varphi_i = f(i)$ для різних значень геометричного параметра мають незначну нелінійність. Коефіцієнт нерівномірності φ_i відзначається прямопропорційною залежністю від коефіцієнта інжекції та оберненопропорційною – від геометричного параметра $K_{сн}$. Для геометричного параметра $K_{сн} = 2,041$ граничні значення коефіцієнта $\varphi_i = 0,975$ мають місце для величини коефіцієнта інжекції $i = 0,976$. Для геометричного параметра $K_{сн} = 3,16$ значення коефіцієнта нерівномірності досягають граничних $\varphi_i = 0,975$ для величини коефіцієнта інжекції $i = 2,31$. Таке значення коефіцієнта інжекції значно перевищує максимально можливу для даної конструкції струминного насоса величину. Таким чином, для будь-яких конструкцій струминного насоса, що використовуються в нафтогазовій промисловості

значення коефіцієнта нерівномірності є меншим ніж визначене за базовою методикою.

Залежність коефіцієнта нерівномірності від відстані до камери змішування (рисунок 2.4 в, II) подібна до аналогічного графіка, отриманого для узагальненого коефіцієнта φ . Залежності, що знаходяться ліворуч границі критичних співвідношень побудовані за формулою (2.39), а залежності, які розміщені праворуч пунктирної лінії побудовані за формулою (2.73). Відповідно до приведенного графіка отримані рівняння забезпечують безступінчастий перехід значень на границі критичних співвідношень в процесі зміни відстані \bar{l}_p та розрахункової формули.

З метою додаткового дослідження розподілу кінематичних параметрів гідравлічних потоків в проточній частині струминного насоса було проведене імітаційне моделювання (числовий експеримент) [62, 100, 172] за допомогою пакета програм SolidWorks.



1 – робоча насадка; 2 – приймальна камера; 3 – камера змішування ; 4 –
дифузор

Рисунок 2.5 – Розрахункова імітаційна модель проточної частини струминного насоса

Для цього в даному комплексі програм було створено тривимірну модель струминного насоса (рисунок 2.5) та обрано необхідний блок програми SolidWorks – FlowSimulation [96], що дозволило побудувати профілі швидкостей змішуваних потоків.

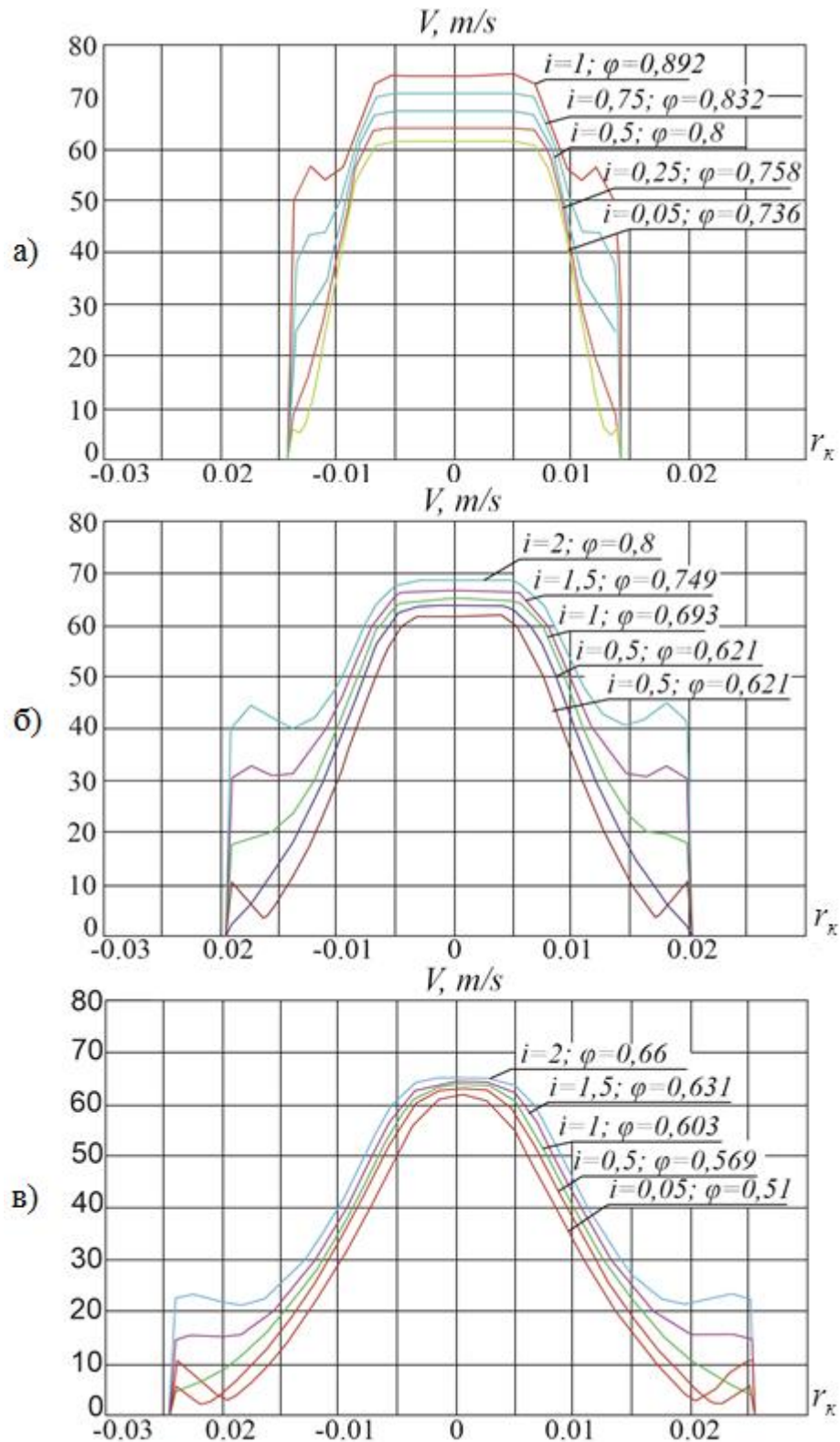


Рисунок 2.6 – Профілі швидкостей у вхідному перерізі камери змішування для різних співвідношень коефіцієнта інжекції i та основного геометричного параметра K_{CH} струминного насоса:

а) $K_{CH}=2,041$; б) $K_{CH}=3,95$; в) $K_{CH}=6,25$

В роботі [61] автором проаналізована також можливість використання для імітаційного моделювання робочого процесу струминного насоса програмного пакету продукту ANSYS (CFD моделювання). Граничними умовами було прийнято значення витрати робочого і інжектваного потоків та величина тисків в характерних перерізах струминного насоса. Для створення внутрішньої області течії та окреслення розрахункового простору проточної частини струминного насоса в процесі імітаційного моделювання використано обмежувальні площини.

В процесі поділу імітаційної моделі струминного насоса на розрахункові елементи сітка скінчених елементів в області входу в камеру змішування виконана більш щільною. Нерівномірна сітка скінчених елементів при CFD моделюванні дозволила підвищити точність побудови поля швидкостей при незначному зростанні тривалості проведення розрахункових операцій.

У результаті імітаційного моделювання були виведені профілі швидкостей у вхідному перерізі камери змішування для різних співвідношень коефіцієнта інжекції i та основного геометричного параметра $K_{сн}$ струминного насоса (рисунок 2.6). Отримані з використанням імітаційного моделювання результати підтверджують запропоновану авторами аналітичну залежність для визначення нерівномірності поля швидкостей в камері змішування струминного насоса.

2.1.3.2 Аналіз основних теоретичних характеристик струминного насоса.

Наступним етапом аналізу отриманих значень коефіцієнтів нерівномірності є дослідження залежностей відносного напору від коефіцієнта інжекції, до складу яких входять рівняння, що характеризують нерівномірність поля швидкостей в камері змішування.

В процесі аналізу досліджувались характеристики струминного насоса, до складу яких входять узагальнені коефіцієнти нерівномірності (рисунок 2.7) та уособлені коефіцієнти для інжектваного потоку (рисунок 2.8, 2.9) отримані для двошарової та тришарової структури змішаного струменя.

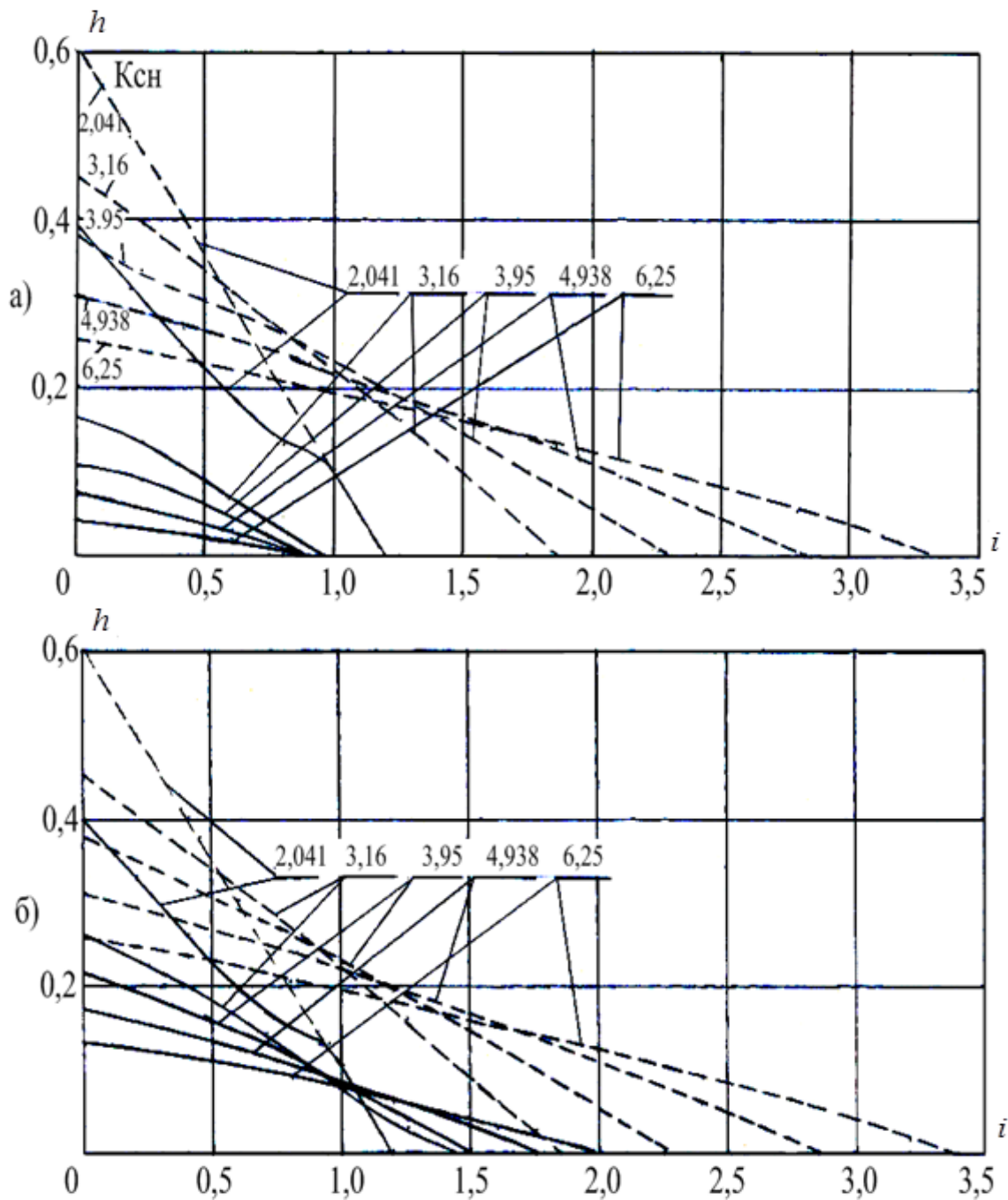


Рисунок 2.7 – Залежність відносного напору струминного насоса (для узагальнених значень коефіцієнта нерівномірності) від коефіцієнта інжекції для різних геометричних співвідношень: а) докритичні відстані між робочою насадкою та камерою змішування; б) закритичні відстані між робочою насадкою та камерою змішування;

----- базова методика; ————— вдосконалена методика

Характеристики низьконапірних струминних насосів, що мають значення геометричного параметра $K_{сн}=4,938$; $K_{сн}=6,25$ побудовані за формулою (1.12).

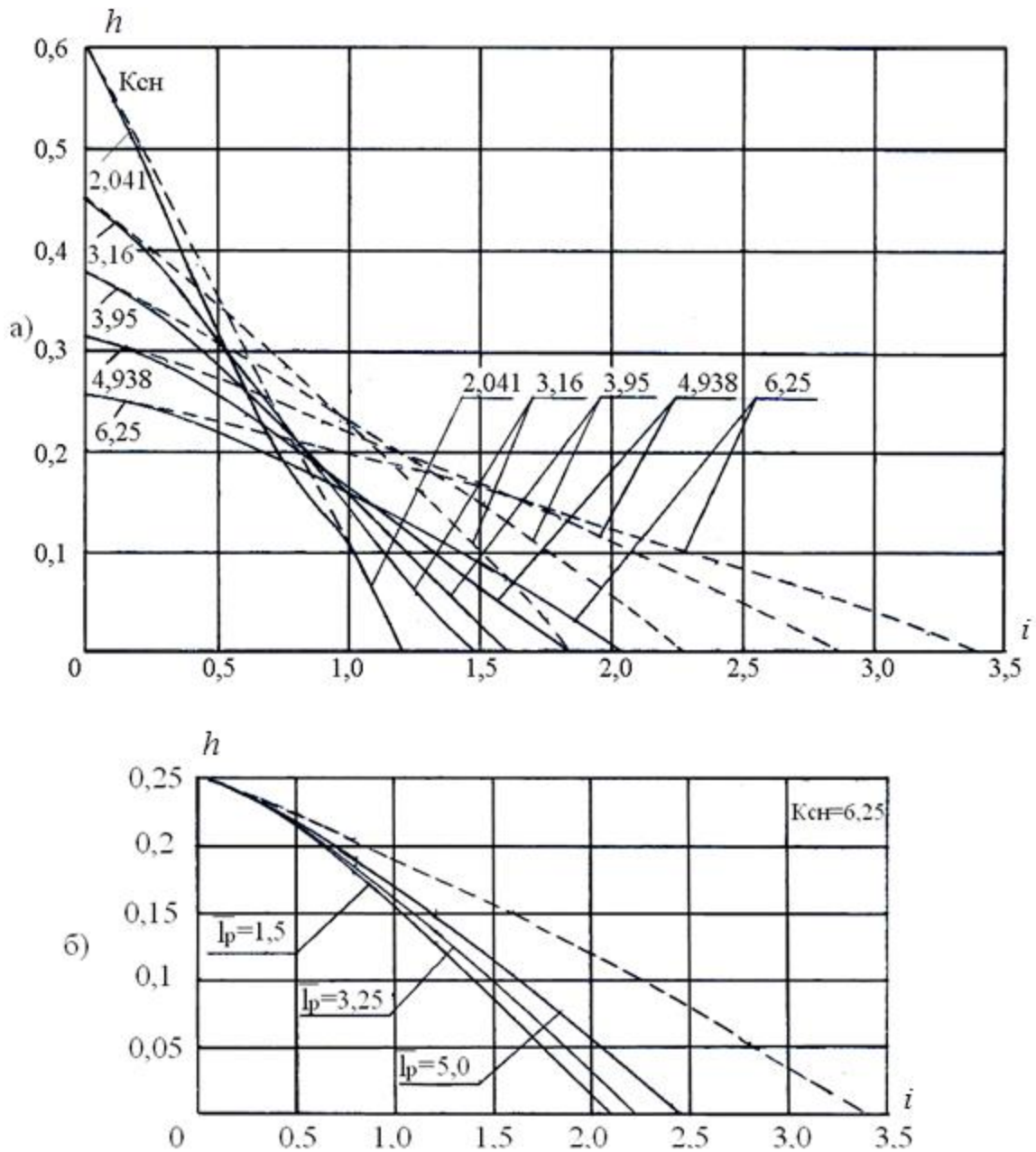


Рисунок 2.8 – Залежність відносного напору струминного насоса (докритичні відстані між робочою насадкою та камерою змішування та уособлені значення коефіцієнта нерівномірності) від коефіцієнта інжекції для різних геометричних співвідношень $K_{сн}$ (а) та відстаней між робочою насадкою та камерою змішування \bar{l}_p (б)

----- базова методика; ————— вдосконалена методика

Характеристики високонапірних струминних насосів для геометричних параметрів $K_{сн} = 2,041$; $K_{сн} = 3,16$; $K_{сн} = 3,95$ побудовані за формулами (1.13) – (1.16).

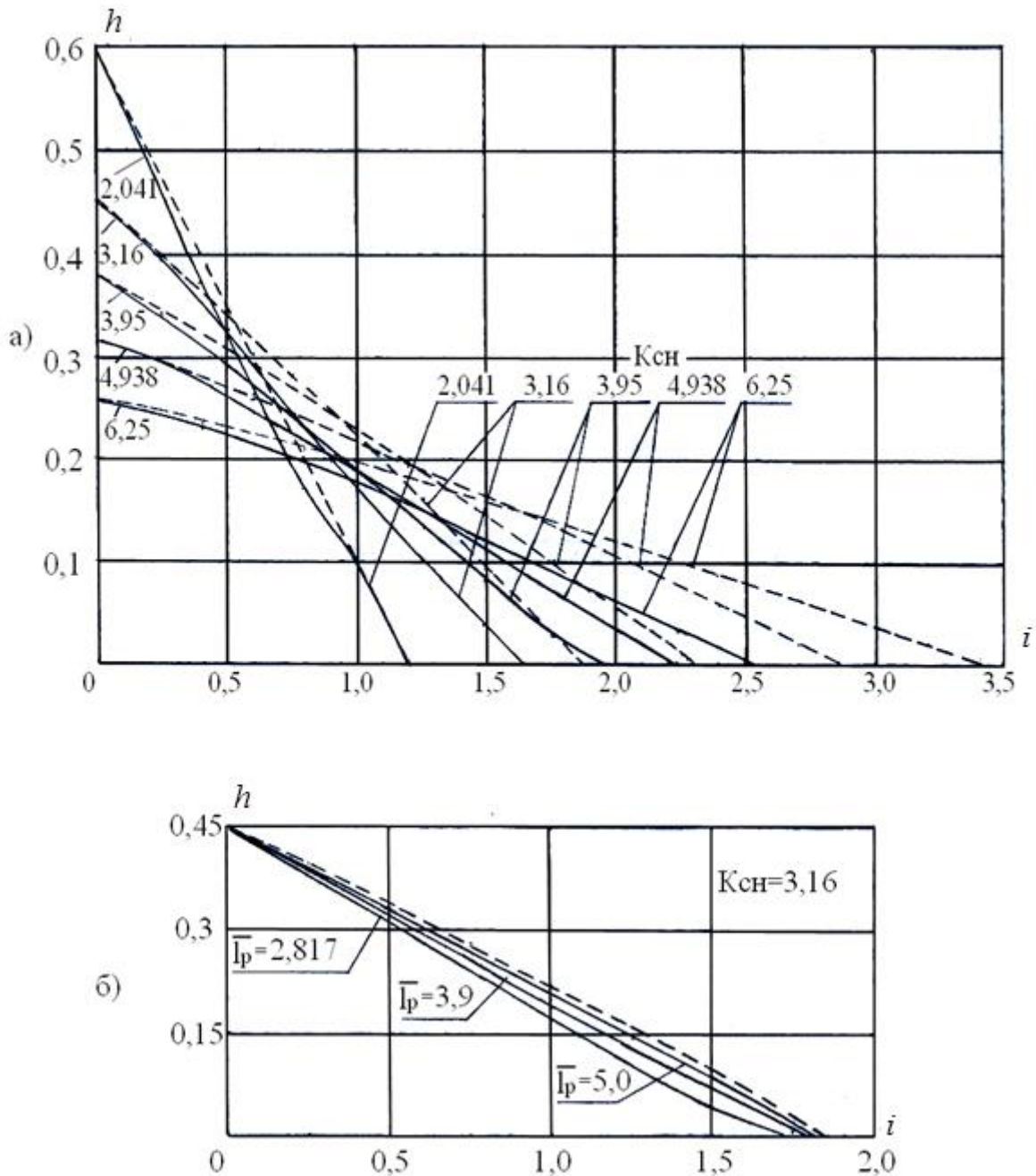


Рисунок 2.9 – Залежність відносного напору струминного насоса від коефіцієнта інжекції для різних геометричних співвідношень $K_{сн}$ (а) та відстаней між робочою насадкою та камерою змішування \bar{l}_p (б) (закритичні відстані між робочою насадкою та камерою змішування та уособлені значення коефіцієнта нерівномірності)

----- базова методика; ————— вдосконалена методика

Форма залежностей $h = f(i)$ для узагальнених коефіцієнтів нерівномірності повторює аналогічні характеристики отримані за базовою методикою. Відносні характеристики приведені на рисунку 2.7 а побудовані для відстані між робочою

насадкою та камерою змішування $\bar{l}_p = 1,5$, а відносні характеристики, приведені на рис. 2.7 б побудовані для критичних відстаней $\bar{l}_p = \bar{l}_{p_{кр}}$.

В процесі зростання коефіцієнтів нерівномірності у випадку геометричного параметра $K_{сн} = 2,041$ гранична величина $\varphi = 0,975$ досягається при значеннях коефіцієнта інжекції близьких до одиниці. Для будь-яких інших величин геометричного параметра $K_{сн}$ значення коефіцієнтів нерівномірності не перевищують гранично допустимих, внаслідок чого має місце неспівпадіння характеристик отриманих за базовою та вдосконаленою методикою.

Відомо, що з ростом величини геометричного параметра $K_{сн}$ максимальний напір струминного насоса h_{\max} (для випадку $i = 0$) зменшується, а максимальний коефіцієнт інжекції i_{\max} (для випадку $h = 0$) зростає. Відповідно до вдосконаленої методики зростання величини геометричного параметра $K_{сн}$ зменшує максимальний коефіцієнт інжекції i_{\max} , що не відповідає дійсності. Таким чином, значення узагальненого коефіцієнта, отримані для докритичних відстаней між робочою насадкою та камерою змішування, неадекватно описують характер зміни відносного напору і не можуть використовуватись для побудови математичної моделі робочого процесу струминного насоса.

Для проведення порівняльного аналізу використано експериментальний матеріал, приведений в розділі 1.4. Результати проведеного аналізу приведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Визначення ефективності використання оновлених значень узагальненого коефіцієнта нерівномірності

| Параметр | Геометричне співвідношення $K_{сн}$ | | | |
|--------------------|-------------------------------------|--------|--------|--------|
| | 2,041 | 3,16 | 4,938 | 6,25 |
| h_e | 0,672 | 0,3443 | 0,285 | 0,2487 |
| h_o | 0,6045 | 0,4494 | 0,3125 | 0,2541 |
| h_n | 0,4 | 0,2622 | 0,1672 | 0,1313 |
| $\Delta\eta_o, \%$ | 10,04 | 23,39 | 8,8 | 2,13 |
| $\Delta\eta_n, \%$ | 40,48 | 23,85 | 41,33 | 47,21 |

В таблиці 2.1 прийняті наступні позначення:

h_e - експериментальні значення відносного напору;

h_b, h_n – теоретичні значення відносного напору отримані відповідно за базовою та вдосконаленою методикою;

$\Delta\eta_b, \Delta\eta_n$ – похибка теоретичного визначення відносного напору за базовою та вдосконаленою методикою.

Проведеним аналізом встановлено, що базова методика теоретичного визначення максимального відносного напору забезпечує похибку $\Delta\eta_b = 2,13 - 23,39$ %, а запропонована методика – $\Delta\eta_n = 23,85 - 47,21$ %. Таким чином, застосування узагальненого коефіцієнта нерівномірності не забезпечує підвищення точності теоретичного визначення відносного напору струминного насоса.

Дослідження рівнянь характеристики, до складу яких входять уособлені коефіцієнти нерівномірності проведені на основі аналізу залежностей $h = f(i)$ для різних значень геометричного параметра $K_{сн}$ та різних відстаней \bar{l}_p . Графічні залежності для докритичних відстаней \bar{l}_p побудовані за формулою (2.39) (рисунок 2.8), а графічні залежності для закритичних відстаней – за формулою (2.73) (рис. 2.9). В процесі побудови теоретичних характеристик струминного насоса значення коефіцієнта нерівномірності робочого потоку враховуючи результати попередніх досліджень прийнято незмінним $\varphi_p = 0,975$. Характеристики $h = f(i)$, отримані з використанням вдосконаленої методики демонструють менші значення відносного напору порівняно з базовими залежностями. Нульові значення коефіцієнта інжекції $i = 0$ забезпечують співпадання величин відносного напору, отриманих за обома методиками. В подальшому зростання коефіцієнта інжекції збільшує розходження між значеннями відносного напору, отриманими за обома методиками. Виняток становлять залежності, отримані для значення геометричного параметра $K_{сн} = 2,041$, для яких спочатку має місце розходження величин відносного напору,

отриманих за різними методиками, а пізніше відбувається зближення характеристик. У випадку досягнення значень коефіцієнта нерівномірності $\varphi_i = 0,975$ (це має місце приблизно для $i \approx 1,0$) відбувається співпадання величин відносного напору, отриманих за двома методиками. Такий характер зміни залежностей забезпечує підвищення точності теоретичного визначення характеристики насоса, оскільки відомо, що методика Соколова-Зінгера забезпечує завищені значення відносного напору при зростанні величини коефіцієнта інжекції.

При зростанні відстані між робочою насадкою та камерою змішування відбувається зближення результатів визначення відносного напору струминного насоса отриманих за різними методиками. Необхідно, також, відзначити, що застосування рівнянь для визначення коефіцієнта нерівномірності для закритичних відстаней \bar{l}_p забезпечує більші значення відносного напору порівняно з застосуванням рівнянь для докритичних відстаней \bar{l}_p . Отримані за вдосконаленою методикою характеристики струминного насоса цілком відповідають прогнозованим, не суперечать фізичному змісту робочого процесу ежекційної системи і можуть бути рекомендовані для практичного застосування.

Проведений аналіз дозволяє зробити наступні висновки:

1. Використання узагальнених коефіцієнтів нерівномірності не забезпечує необхідної точності теоретичного визначення відносного напору.
2. Значення коефіцієнта нерівномірності робочого потоку необхідно приймати гранично допустимим $\varphi_p = 0,975$.
3. Значення коефіцієнта нерівномірності інжектованого потоку необхідно визначати за отриманими формулами (рівняння (2.39), (2.73)).

В третьому розділі роботи необхідно шляхом порівняння теоретичних та експериментальних значень відносного напору визначити ефективність використання запропонованої моделі нерівномірності профілю швидкостей потоку в камері змішування струминного насоса.

2.2. Розробка методики визначення характеристики гідравлічної системи струминного насоса

Вдосконалена методика визначення гідравлічної характеристики струминного насоса [60, 66] базується на приведених в 3 розділі результатах експериментальних досліджень впливу величини робочого, інжектваного та змішаного потоку на величину гідравлічних втрат в місцевому опорі, розміщеному на ділянці змішаного потоку ежекційної системи. Експериментально доведена залежність гідравлічного опору елемента змішаного потоку ежекційної системи від витрати робочого потоку та автономності по відношенню до витрати інжектваного потоку. Зважаючи на результати експериментальних досліджень при теоретичному визначенні гідравлічних втрат в промивальній системі долота необхідно враховувати витрату робочого, а не змішаного потоку на відміну від відомої методики.

2.2.1 Виведення рівняння характеристики гідравлічної системи

Розглянемо послідовність виведення рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса з врахуванням проведених експериментальних досліджень. Необхідними для виведення рівняння характеристики струминного насоса є рівняння (1.1)–(1.3). Як було визначено в першому розділі гідравлічні втрати в промивальній системі долота ΔP_d (які входять в систему рівнянь (1.1)–(1.3)) визначались для витрати змішаного потоку (формула (1.6)). Зміна рівнянь (1.1)–(1.3) в процесі вдосконалення методики побудови характеристики струминного насоса пов'язана з тим, що при визначенні гідравлічних втрат в промивальній системі долота ΔP_d враховується витрата робочого, а не змішаного потоку.

Перепишемо систему рівнянь (1.1) – (1.3) у вигляді (рис. 1.7 б)

$$P_p = K_p Q_n^2 + K_d Q_3^2 + K_3 Q_n^2 + \rho g H_n; \quad (2.86)$$

$$P_3 = K_d Q_3^2 + K_3 Q_n^2 + \rho g H_n; \quad (2.87)$$

$$P_i = P_3 - K_d Q_i^2 = K_d Q_3^2 + K_3 Q_n^2 + \rho g H_n - K_d Q_i^2, \quad (2.88)$$

де K_p, K_∂, K_3 – узагальнені опори відповідно робочої насадки, промивальної системи долота та каналу затрубного простору;

ρ – густина промивального розчину;

g – прискорення земного тяжіння;

H_n – глибина свердловини (глибина розміщення насоса в свердловині).

Складові рівняння (2.86) – (2.88) $K_\partial Q_3^2, K_\partial Q_i^2$ визначають гідравлічні втрати в промивальній системі долота викликані рухом відповідно змішаного та інжектваного потоку. Від системи рівнянь (1.1) – (1.3) система (2.86) – (2.88) відрізняється складовою $K_\partial Q_i^2$ в рівнянні (2.88), яка з'явилась враховуючи результати проведених експериментальних досліджень: різниця загальних гідравлічних втрат в промивальній системі долота $\Delta P_\partial (Q_3)$ (тобто викликаних рухом змішаного потоку Q_3) і гідравлічних втрат, викликаних рухом інжектваного потоку $\Delta P_\partial (Q_i)$, визначає гідравлічні втрати, пов'язані з рухом робочого потоку $\Delta P_\partial (Q_n)$.

Враховуючи співвідношення тисків в характерних перерізах струминного насоса запишемо вираз для визначення рівняння характеристики гідравлічної системи

$$h = \frac{P_3 - P_i}{P_p - P_i} = \frac{K_\partial Q_i^2}{K_p Q_n^2 + K_\partial Q_i^2} = \frac{1}{1 + \frac{K_p Q_n^2}{K_\partial Q_i^2}} = \frac{1}{1 + \frac{K_p}{K_\partial} \frac{1}{i^2}} \quad (2.89)$$

Рівняння (2.89) визначає характеристику гідравлічної системи, в якій працює струминний насос в свердловині в процесі буріння. Рівняння характеристики гідравлічної системи може бути отримано також з використанням методу електрогідродинамічних аналогій.

2.2.2 Дослідження рівняння характеристики гідравлічної системи

Визначимо вигляд характеристики гідравлічної системи струминного насоса для основних випадків його використання в свердловині за схемою, що

розглядається. Значення узагальнених опорів, що входять в рівняння (2.89) враховуючи формули (1.5), (1.6) можуть бути визначені за формулами

$$K_p = \frac{8\rho}{\mu_p^2 \pi^2 d_p^4}; \quad (2.90)$$

$$K_\delta = \frac{8\rho}{9\mu_\delta^2 \pi^2 d_\delta^4} \quad (2.91)$$

У випадку використання в гідравлічній системі насадок однієї конструкції ($\mu_p = \mu_\delta$) для тришоршкового долота після остаточних перетворень отримаємо рівняння характеристики гідравлічної системи у вигляді

$$h = \frac{1}{1 + 9 \left(\frac{d_\delta}{d_p} \right)^4 \frac{1}{i^2}} \quad (2.92)$$

Згідно отриманого рівняння відносний напір струминного насоса визначається виключно співвідношенням діаметрів насадок промивальної системи долота та насоса та величиною коефіцієнта інжекції $h = f\left(\frac{d_p}{d_\delta}; i\right)$.

Визначимо вигляд цієї залежності для різних її складових величин. У випадку $i = 0$ знаменник рівняння стає рівним нескінченості, а відносний напір приймає значення $h = 0$. Визначимо вигляд графіка рівняння (2.92) для діаметра робочої насадки $d_p = 20$ мм та діаметрів насадок долота $d_\delta = 8; 12; 16$ мм. Характеристика гідравлічної системи побудована за рівнянням (2.92) для різних співвідношень діаметрів насадок долота та струминного насоса приведена на рисунок 2.10. Для можливості проведення аналізу характеристика гідравлічної системи суміщена з характеристикою струминного насоса.

Перетин характеристик насоса та його гідравлічної системи (точки А, В, С) визначає робочу точку або режим роботи пристрою. Зростання співвідношення $\frac{d_\delta}{d_p}$ викликає зменшення відносного напору струминного насоса та збільшення його коефіцієнта інжекції.

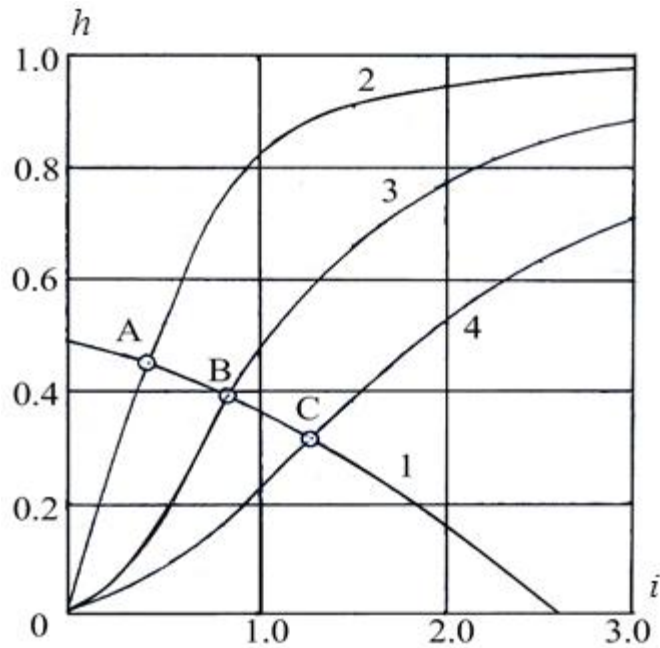


Рисунок 2.10 – Характеристика струминного насоса (1) та його гідравлічної системи для різних співвідношень діаметрів насадок долота та насоса $\frac{d_d}{d_p}$: 2 – 0,4; 3 – 0,6; 4 – 0,8

Отримане рівняння характеристики гідравлічної системи якісно підтверджує очікувану характеристику струминного насоса вигляд якої прогнозований в першому розділі роботи (крива 3 на рис. 1.8). Кількісне підтвердження ефективності використання запропонованого рівняння необхідно отримати при проведенні експериментальних досліджень роботи струминного насоса, результати яких приведені в наступному розділі роботи.

Взаємозв'язок [97, 98] між напором струминного насоса і співвідношенням температур змішуваних потоків визначається її впливом на густину робочого та інжектowanego середовища. У відповідності з формулою Д.Н.Менделєєва запишемо

$$\rho_i = \frac{\rho_{i15}}{1 + \beta_t(t_i - 15^\circ)}; \quad (2.93)$$

$$\rho_p = \frac{\rho_{p15}}{1 + \beta_t(t_p - 15^\circ)}, \quad (2.94)$$

де ρ_{i15}, ρ_{p15} – густина нафти відповідно інжектowanego та робочого потоків при температурі $t = 15^\circ C$;

β_t – коефіцієнт температурного розширення нафти;

t_i, t_p – температура відповідно інжектваного та робочого потоків.

Густина змішаного потоку визначаємо із врахуванням очевидних співвідношень

$$\rho_3 = \frac{m_p + m_i}{V_3} = \frac{\rho_p V_p + \rho_i V_i}{V_3} = \frac{\rho_p Q_p t + \rho_i Q_i t}{Q_3 t} = \frac{\rho_p Q_p + \rho_i Q_i}{Q_3}, \quad (2.95)$$

де m_p, m_i – маса відповідно робочого та інжектваного потоків;

V_p, V_i, V_3 – об'єми робочого, інжектваного та змішаного потоків;

t – проміжок часу;

Q_p, Q_i, Q_3 – витрати робочого, інжектваного та змішаного потоків.

Враховуючи визначення коефіцієнта інжекції запишемо

$$Q_i = Q_p i; \quad Q_3 = Q_p + Q_i = Q_p (1 + i)$$

Тоді формулу для визначення густини змішаного потоку отримаємо у вигляді

$$\rho_3 = \frac{\rho_p + \rho_i}{1 + i} \quad (2.96)$$

Отримане рівняння відповідає фізичному змісту процесу змішування потоків. Дійсно, у випадку, коли $\rho_p = \rho_i$, густина змішаного потоку приймає значення $\rho_3 = \rho_p = \rho_i$. У випадку, коли підсмоктування інжектваного потоку відсутнє, тобто $i = 0$ густина змішаного потоку приймає значення $\rho_3 = \rho_p$.

Враховуючи, що для робочого потоку використовують нафту, яка видобувається на даній свердловині, можна записати $\rho_{i15} = \rho_{p15}$. Тоді враховуючи формули (2.93), (2.94) останнє рівняння представимо у вигляді

$$\rho_3 = \frac{\rho_{15}}{1 + i} \left[\frac{1}{1 + \beta_t (t_p - 15^\circ)} + \frac{i}{1 + \beta_t (t_i - 15^\circ)} \right] \quad (2.97)$$

Рівняння напірної характеристики струминного насоса містить співвідношення густин потоків в окремих лініях ежекційної системи.

Співвідношення густини робочого та інжектваного потоків може бути визначено використанням рівнянь (2.93) – (2.94)

$$\frac{\rho_p}{\rho_i} = \frac{1 + \beta_t(t_i - 15^\circ)}{1 + \beta_t(t_p - 15^\circ)} \quad (2.98)$$

Враховуючи, що $t_i \geq t_p$ співвідношення густин робочого та інжектваного потоків визначаємо використовуючи рівняння (2.94), (2.97)

$$\frac{\rho_p}{\rho_3} = \frac{1 + i}{\left[1 + \beta_t(t_p - 15^\circ)\right] \left[\left(1 + \beta_t(t_p - 15^\circ)\right)^{-1} + i\left(1 + \beta_t(t_i - 15^\circ)\right)^{-1}\right]} \quad (2.99)$$

Аналіз отриманих рівнянь для реальних умов використання струминного насоса в свердловині показує, що зміна густини пластового флюїду під дією температури не перевищує 1%. Зокрема, для значень параметрів рівнянь (11), (12): $i = 3,0$; $t_p = 30^\circ C$; $t_i = 50^\circ C$; $\beta_t = 0,00072 \frac{1}{град}$ співвідношення густин

становить $\frac{\rho_p}{\rho_i} = 1,014$; $\frac{\rho_p}{\rho_3} = 1,0107$.

Таким чином, зважаючи на незначний вплив температури на густину нафти, можна стверджувати, що приведені в роботі [122] рівняння характеристики струминного насоса з достатньою степінню точності можуть використовуватись для високотемпературних свердловин.

2.3. Дослідження особливих точок оновленого рівняння характеристики струминного насоса

В процесі дослідження характеристики струминного насоса розглянемо особливі точки залежності $h = f(i)$, які відповідають режимам граничного ($h = h_{\max}$; $i = 0$) та нульового ($h = 0$; $i = i_{\max}$) напору [101]. Враховуючи раніше проведені дослідження оновлені рівняння характеристики струминного насоса в області максимальних напорів не відрізняються від базових. Таким чином, дослідження особливих точок оновленої характеристики струминного насоса зводиться до аналізу його роботи в режимі нульового напору. Робота ежекційної системи в режимі нульового напору здійснюється в процесі реалізації нагнітально-всмоктувального промивання вибою при використанні паралельного

включення струминного насоса в гідравлічну систему наддолотного пристрою для буріння.

Зважаючи на вигляд характеристики струминного насоса нульове значення відносного напору $h = 0$ відповідає граничній величині коефіцієнта інжекції $i = i_{\max}$. При проведенні аналізу досліджувалась залежність граничного коефіцієнта інжекції від геометричного параметра струминного насоса $i_{\max} = f(K_{сн})$ та відстані між робочою насадкою та камерою змішування $i_{\max} = f(\bar{l}_p)$. Значення геометричного параметра $K_{сн}$ змінювались в діапазоні від 2,0 до 6,0, а відстань між насадкою та камерою змішування – від 0 до 6,0. Характеристика струминного насоса $h = f(K_{сн}, i)$ визначалась для критичних відстаней між насадкою та камерою змішування, які розраховувались за формулою (2.9).

В процесі проведення досліджень використовувались рівняння характеристики низьконапірного (формула (1.12)) та високонапірного (формули (1.13) – (1.16)) насоса з базовими та оновленими коефіцієнтами нерівномірності профілю швидкостей. Розв'язок оновленого рівняння характеристики насоса відносно коефіцієнта інжекції для нульового значення відносного напору, а також базового рівняння у випадку високонапірних насосів зважаючи на наявність в розрахункових формулах складових з дробовими степенями здійснювався методом послідовних наближень. Базове рівняння характеристики низьконапірного насоса розв'язувалось шляхом приведення його до квадратичного з наступним дослідженням коренів за загальновідомою методикою.

Залежності граничного коефіцієнта інжекції від геометричного параметра для базової та удосконаленої методики визначення коефіцієнтів нерівномірності приведені на рисунку 2.11 а.

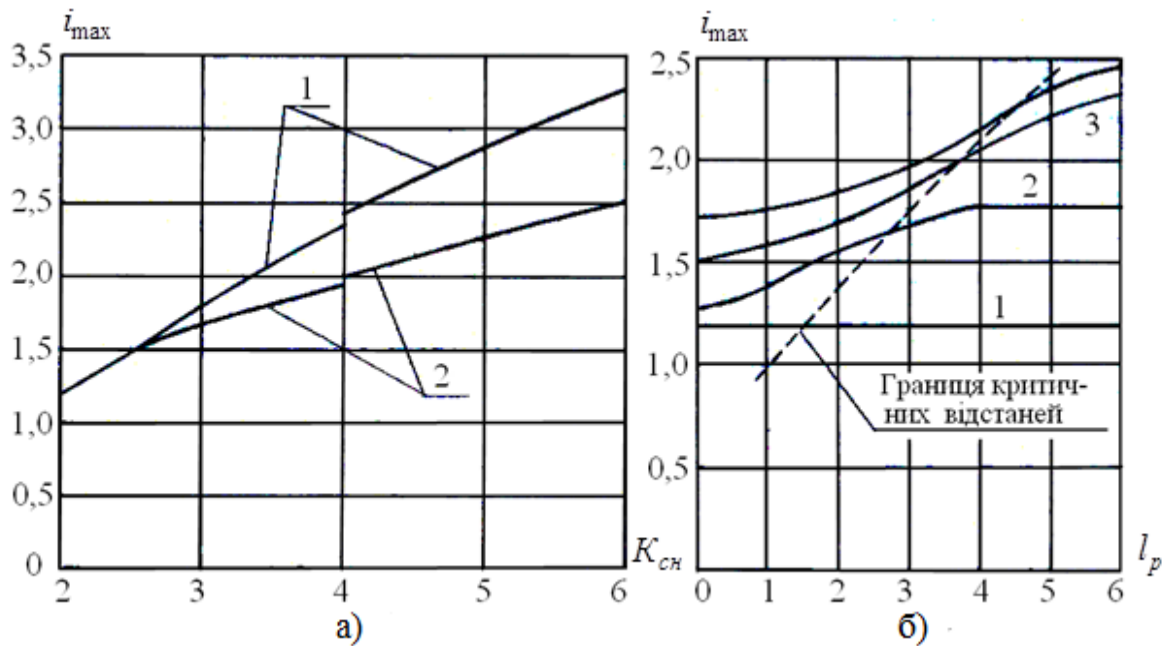


Рисунок 2.11 – Залежність граничного коефіцієнта інжекції від геометричного параметра (а) та відстані між робочою насадкою та камерою змішування (б): а) 1 – базова; 2 – удосконалена методика;

б) 1 – $K_{ch} = 2$; 2 – $K_{ch} = 3$; 3 – $K_{ch} = 4$; 4 – $K_{ch} = 5$

Залежності $i_{\max} = f(K_{ch})$ в діапазоні зміни геометричного параметра K_{ch} від 2 до 4 побудовані з використанням характеристики високонапірного насоса, а для значень K_{ch} від 4 до 6 – з використанням характеристики низьконапірного насоса. Зростання геометричного параметра K_{ch} викликає збільшення значення коефіцієнтів інжекції як для базової, так і для нової методики. Малі значення геометричного параметра K_{ch} відзначаються співпаданням отриманих залежностей, розрахованих за різними методиками. Наступне зростання параметра K_{ch} викликає збільшення різниці значень граничних коефіцієнтів інжекції, отриманих за різними методиками, причому на всьому діапазоні зміни параметра K_{ch} базові рівняння демонструють завищені значення величини i_{\max} .

Характерним є наявність ступінчастої зміни значень коефіцієнтів в місці переходу від рівнянь високонапірних до рівнянь низьконапірних струминних насосів, що має місце для геометричного параметра $K_{ch} = 4$. Для реальних струминних насосів, що використовуються в бурінні теоретичні значення

граничного коефіцієнта інжекції при застосуванні удосконаленої методики (порівняно з базовими рівняннями) зменшується на 24,2 %.

Залежності граничного коефіцієнта інжекції від відстані між робочою насадкою та камерою змішування побудовані для різних значень геометричного параметра, які змінювались від 2 до 5 (рисунк 2.11 б). Пунктирною лінією на рис. 2.11 б показана границя критичних відстаней до камери змішування l_p . Залежності $i_{\max} = f(l_p)$, які знаходяться ліворуч пунктирної лінії, побудовані з використанням коефіцієнтів нерівномірності для випадку докритичних відстаней (рівняння (2.39)). Залежності $i_{\max} = f(l_p)$, які знаходяться праворуч пунктирної лінії, побудовані з використанням коефіцієнтів нерівномірності для випадку закритичних відстаней l_p (рівняння (2.73), (2.74)). Значення геометричного параметра $K_{сн} = 4$, $K_{сн} = 5$ відповідають прямопропорційній залежності між граничними коефіцієнтами інжекції та відстанями l_p . Для значення геометричного параметра $K_{сн} = 3$ в діапазоні зміни відстані \bar{l}_p між $\bar{l}_p = 3$ та $\bar{l}_p = 4$ коефіцієнт нерівномірності профілю швидкостей досягає граничної величини $\varphi_i = 0,975$. Наступні значення граничного коефіцієнта інжекції співпадають з величинами отриманими за базовою методикою і визначаються горизонтальною прямою. Для значення геометричного параметра $K_{сн} = 2$ коефіцієнт нерівномірності приймає значення $\varphi_i = 0,975$ починаючи з нульової відстані \bar{l}_p . Для всього діапазону зміни відстані \bar{l}_p функція $i_{\max} = f(l_p)$ має вигляд горизонтальної прямої.

Проведені дослідження дозволяють стверджувати про наявність прямопропорційного нелінійного зв'язку між граничними значеннями коефіцієнта інжекції та геометричним параметром $K_{сн}$ і відстанню до камери змішування \bar{l}_p .

Висновки

1. В процесі теоретичних досліджень розроблена математична модель розподілу швидкостей в камері змішування струминного насоса. Для докритичних відстаней між робочою насадкою та камерою змішування запропонована модель руху рідини у вхідному перерізі камери змішування у вигляді двох зон потенціальної течії з суттєвою різницею швидкостей, відокремлених шаром з зсувною течією, товщина якого зростає в напрямку руху потоку, а профіль швидкостей зберігає наближену автотельність. Для критичних та закритичних відстаней між робочою насадкою та камерою змішування прийнята модель руху рідини у вхідному перерізі камери змішування у вигляді центральної потенціальної течії та периферичної зсувної течії.

З використанням розробленої моделі встановлена недоцільність використання узагальненого коефіцієнта нерівномірності профілю швидкостей в рівнянні характеристики струминного насоса. Підвищення точності теоретичного визначення гідродинамічних параметрів роботи ежекційної системи досягається використанням уособлених коефіцієнтів нерівномірності, що характеризують профілі швидкостей робочого та інжектваного потоків. Рекомендовано приймати такі значення коефіцієнта нерівномірності профілю швидкостей робочого потоку, які в базовій методиці використовувались для узагальненого коефіцієнта. Значення коефіцієнта нерівномірності інжектваного потоку доцільно використовувати змінними за величиною відповідно до отриманих рівнянь. Для докритичних відстаней між робочою насадкою та камерою змішування коефіцієнт нерівномірності профілю швидкостей інжектваного потоку необхідно визначати за рівнянням для тришарової структури потоку. Для критичних та закритичних відстаней між робочою насадкою та камерою змішування для визначення коефіцієнта нерівномірності доцільно використовувати рівняння отримане для двошарової структури потоку.

2. На основі висунутої гіпотези про залежність гідравлічного опору елемента змішаного потоку ежекційної системи від витрати робочого потоку та автотельність по відношенню до витрати інжектваного потоку розроблена

методика визначення характеристики гідравлічної системи струминного насоса. Отримане рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса дозволяє наблизити теоретичні показники роботи ежекційної системи до їх реальних значень.

3. В процесі дослідження особливих точок оновленої теоретичної характеристики струминного насоса встановлена прямопропорційна залежність граничного коефіцієнта інжекції від геометричного параметра та відстані між робочою насадкою та камерою змішування. Для малих значень геометричного параметра граничний коефіцієнт інжекції не залежить від відстані до камери змішування.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗМІШАНОГО ПОТОКУ НА ХАРАКТЕРИСТИКУ ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ СТРУМИННОГО НАСОСА

В процесі дослідження впливу гідродинамічних параметрів змішаного потоку на характеристику гідравлічної системи струминного насоса необхідно розв'язати наступні завдання:

- встановити наявність залежності параметрів роботи струминного насоса від конструкції місцевого опору, розміщеного на ділянці змішаного потоку;
- визначити залежність параметрів роботи струминного насоса від витрати робочого потоку;
- дослідити вплив витрати робочого та змішаного потоків на гідравлічні втрати в елементі, розміщеному на ділянці змішаного потоку;
- перевірити адекватність математичної моделі характеристики гідравлічної системи струминного насоса.

Додатковою задачею розділу є перевірка адекватності рівняння характеристики струминного насоса, до складу якого входять значення оновлених коефіцієнтів нерівномірності профілю швидкостей.

3.1 Методика визначення основних режимних параметрів робочого процесу струминного насоса

Експериментальна установка (рисунок 3.1) складається [71, 171] з приймальної ємності 1, відцентрового насоса 2, струминного насоса у вигляді робочої насадки 3, камери змішування 4 та дифузора 5, всмоктувальної лінії 6 у вигляді додаткового замкненого контуру циркуляції та напірної лінії 7. Регулювання режиму роботи силового приводу та струминного насоса здійснюється за допомогою засувки 8–11. Контроль за роботою струминного насоса здійснюється за допомогою витратомірів 12–14 та манометрів 15–18.

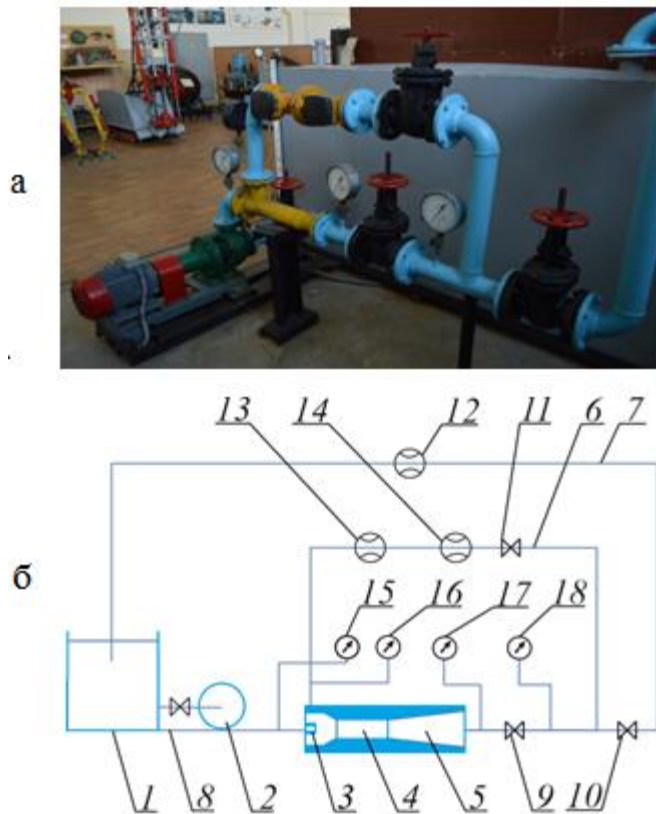


Рисунок 3.1– Зовнішній вигляд (а) та гідравлічна схема (б) експериментальної установки

Силовий привід 2 подає робочу рідину з приймальної ємності 1 на робочу насадку 3 струминного насоса. Внаслідок зростання швидкості руху рідини на виході з робочої насадки у вхідному перерізі камери змішування 4 відбувається зниження тиску, яке сприяє надходженню рідини по всмоктувальній лінії 6. В камері змішування 4 відбувається перемішування робочого потоку (який подається через робочу насадку 3) та інжектваного потоку (який надходить по всмоктувальній лінії 6). Змішаний потік рідини з камери змішування 4 надходить в дифузор 5, де відбувається поступове відновлення тиску. Після виходу з дифузору відбувається поділ змішаного потоку: частина потоку з витратою Q_i рухається по всмоктувальній лінії 6, утворюючи додатковий контур циркуляції, а частина з витратою Q_p надходить в напірну лінію 7 та приймальну ємність 1.

Засувки 9, 11 дозволяють змінювати величину витрати інжектваного, а засувка 10 – робочого потоків. Засувка 9 дозволяє також змінювати режим роботи струминного насоса з прямого (рідина у додатковому контурі циркуляції

рухається за годинниковою стрілкою) на зворотній (рідина у додатковому контурі циркуляції рухається проти годинникової стрілки).

Витратомір 12 дозволяє визначити витрату робочого потоку Q_p , а витратоміри 13, 14 – витрату інжектваного потоку Q_i відповідно для прямого та зворотного режимів експлуатації струминного насоса. Манометри 15, 16, 17 дозволяють визначати тиски відповідно робочого P_p , інжектваного P_i та змішаного P_z потоків. Різниця показів манометрів 17 та 18 дозволяє визначити гідравлічні втрати в елементі (засувка 9) розміщеному на ділянці змішаного потоку гідравлічної системи. Режимні параметри струминного насоса (експериментальні значення відносного напору h_e та коефіцієнта інжекції i_e) визначались за експериментальними значеннями тисків робочого P_{pe} , інжектваного P_{ie} та змішаного P_{ze} потоків та експериментальними значеннями витрати інжектваного Q_{ie} та робочого Q_{pe} потоків

$$h_e = \frac{P_{ze} - P_{ie}}{P_{pe} - P_{ie}}; \quad i_e = \frac{Q_{ie}}{Q_{pe}} \quad (3.1)$$

3.2 Визначення умов гідравлічного моделювання робочого процесу струминного насоса

Реальні умови роботи свердловинного струминного насоса відрізняються від лабораторних, у зв'язку з чим необхідно встановити [68] правила перенесення отриманих на моделі результатів на умови роботи пристрою в свердловині.

Основними етапами моделювання робочого процесу струминного насоса є:

- побудова моделі насоса у вигляді образу об'єкта;
- дослідження побудованої моделі і об'єктивності;
- екстраполяція отриманої інформації на реальний об'єкт;
- практична перевірка екстраполяції.

Під час моделювання робочого процесу виникають складності наступного характеру [90]:

- 1) відомі не всі визначальні параметри процесу змішування потоків;

2) серед визначальних параметрів можна виділити такі, вплив яких на процес змішування є значний і такі, що впливають досить мало;

3) практично неможливо підібрати параметри реального насоса таким чином, щоб визначальні критерії моделі і натури були рівні;

4) за наявності змінних параметрів або анізотропії неможливо задовольнити додатковим умовам подібності.

Намагання зберегти постійність окремих критеріальних параметрів може викликати появу додаткових похибок досліджень, зумовлених, наприклад, масштабним ефектом [93]. Існує думка, що необхідна подібність процесу у потоці в'язкої рідини має місце лише у випадку дотримання геометричної, кінематичної і динамічної подібності [73].

Розглянемо величину відносної площі або конструктивний параметр, що визначає геометричну подібність струминного насоса. В роботі [41] геометричний параметр струминного насоса визначений як відношення площ перерізів камери змішування f_3 та потоку підсмоктуваної рідини f_i біля зрізу сопла $K = \frac{f_3}{f_i}$.

Безрозмірний геометричний параметр визначають також [134] як відношення площ перерізів камери змішування f_3 та робочої насадки f_p струминного насоса

$K = \frac{f_3}{f_p}$. Сазонов Ю. А. за основний критерій геометричної подібності пропонує

[117] приймати відношення площі перерізу камери змішування f_3 до площі

стисненого перерізу f_c робочого струменя $K = \frac{f_3}{f_c}$. Спрощений варіант

визначення геометричного параметра передбачає розрахунок співвідношення

діаметрів камери змішування d_3 та вихідного перерізу d_p робочого сопла $K = \frac{d_3}{d_p}$

[50]. Як додаткові критерії геометричної подібності використовують також

відносну відстань між камерою змішування та робочою насадкою $\bar{l}_p = \frac{l_p}{d_3}$ [27] та

відносну довжину камери змішування $\bar{l}_3 = \frac{l_3}{d_3}$ [51]. Кінематична подібність струминних насосів визначається величиною коефіцієнта інжекції, тобто співвідношенням витрати інжектваного та робочого потоків. Відмінності у визначенні критерію динамічної подібності – числа Рейнольдса – пояснюються особливостями конструкції гідравлічної системи струминного насоса, а саме – наявністю ліній робочого, змішаного та інжектваного потоків. Враховуючи конструкцію гідравлічної системи окремі автори, таким чином, розрізняють число Рейнольдса для робочого R_{ep} [79], змішаного R_{e3} та інжектваного R_{ei} [28] потоків

$$R_{ep} = \frac{V_p d_p}{\nu}; \quad R_{e3} = \frac{V_3 d_3}{\nu}; \quad R_{ei} = \frac{V_i d_3}{\nu}, \quad (3.2)$$

де V_p , V_3 , V_i – швидкість робочого, змішаного та інжектваного потоків на вході в камеру змішування;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини.

Для визначення числа Рейнольдса робочого потоку відома також наступна формула [75]

$$R_{ep} = \frac{d_p}{\nu} \sqrt{\frac{2(P_p - P_i)}{\rho}}, \quad (3.3)$$

де P_p , P_i - тиски відповідно робочого та інжектваного потоків;

ρ – густина робочої рідини.

Застосування критерію динамічної подібності у вигляді числа Рейнольдса дозволяє перенести результати експериментальних досліджень отримані для води на роботу струминного насоса при використанні промивального розчину.

Відомо [57], що при моделюванні гідравлічних систем, втрати тиску для яких визначаються лінійним тертям, збереження критерію Рейнольдса означає автоматично рівність втрат тиску між характерними перерізами потоків. В гідравлічній системі струминного насоса, однак мають місце додаткові втрати тиску в зосереджених гідравлічних опорах, а також гідравлічні втрати пов'язані із змішуванням потоків. Це призводить до необхідності залучення при моделюванні

робочого процесу струминного насоса додаткового критерію динамічної подібності ежекційних систем.

Згідно сучасних уявлень робочий процес струминного насоса здійснюється під дією сил тертя та тиску. Наявність сил тиску викликає надходження низьконапірного інжектваного потоку в приймальну камеру струминного насоса, а сили тертя сприяють передачі енергії від робочого потоку інжектваному та їх змішуванню. Переважаюча дія сил тиску передбачає використання критерію Ейлера E_u . Критерій Ейлера E_u для моделювання робочого процесу струминного насоса до цього часу не використовувався.

Відмінність у визначенні критерію Ейлера E_u для гідравлічної системи струминного насоса порівняно з напірним трубопроводом полягає у наявності в складі ежекційної системи трьох гідравлічних ліній. Враховуючи загальноприйнятий метод визначення різниці тисків у характерних перерізах струминного насоса доцільно розглядати критерії Ейлера відповідно для змішаного $E_{уз}$ та робочого $E_{ур}$ потоків

$$E_{уз} = \frac{\Delta P_з}{\rho V_i^2} = \frac{P_з - P_i}{\rho V_i^2}; \quad (3.4)$$

$$E_{ур} = \frac{\Delta P_p}{\rho V_i^2} = \frac{P_p - P_i}{\rho V_i^2}, \quad (3.5)$$

де $\Delta P_з$, ΔP_p – відповідно напір, що створюється струминним насосом та його наявний напір (враховуючи прийняту сьогодні термінологію).

Враховуючи різні значення швидкостей руху змішаного, робочого та інжектваного потоків значення швидкісного напору визначено для всмоктувальної лінії струминного насоса. Проводячи аналогію з послідовністю визначення відносного напору струминного насоса доцільним є застосування співвідношення двох отриманих величин [68]. У такому випадку мова може йти про визначення узагальненого критерію Ейлера E_u^*

$$E_u^* = \frac{E_{уз}}{E_{ур}} = \frac{P_3 - P_i}{P_p - P_i} \quad (3.6)$$

числові значення якого не відрізняються від значень відносного напору $E_u^* = h$.

Визначимо значення безрозмірних критеріальних параметрів моделі струминного насоса, що використовувалась при проведенні експериментальних досліджень.

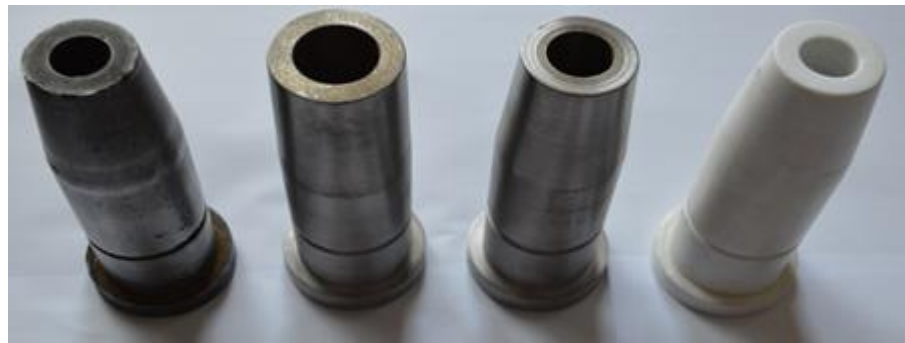


Рисунок 3.2 – Зовнішній вигляд робочих насадок, використаних при експериментальних дослідженнях струминного насоса

Для діаметрів робочої насадки d_p : 16 мм; 18 мм; 22,5 мм та діаметра камери змішування $d_3 = 40$ мм геометричний параметр струминного насоса (який визначався як співвідношення площ $K_{сн} = \frac{f_3}{f_p}$) становить відповідно 6,25; 4,94 та 3,16 (рисунок 3.2).

Розглянутий діапазон зміни геометричного параметра включає, таким чином, конструкцію струминного насоса, що забезпечує його роботу в зоні максимальних значень ККД, яка відповідає величині $K_{сн} = 4,0$. Додатковий критерій геометричної подібності характеризує відстань між робочою насадкою та камерою змішування струминного насоса l_p . У відносній формі цей параметр визначається співвідношенням відстані до камери змішування l_p та діаметра робочої насадки d_p . Експериментальні дослідження моделі струминного насоса проводились для шести фіксованих значень відстані до камери змішування l_p : 16,5 мм; 21,5 мм; 26,5 мм; 31,5 мм; 36,5 мм; 41,5 мм. У відносній формі параметр

$\bar{l}_p = \frac{l_p}{d_p}$ приймає значення в діапазоні від 0,733 до 2,594. Оптимальним, як відомо, вважають значення відносної відстані $\bar{l}_p = 1,5$, яке входить у розглянутий діапазон зміни його параметра.

Критерій кінематичної подібності, який для струминного насоса приймається у вигляді коефіцієнта інжекції, визначається як співвідношення витрат інжектваного Q_i та робочого Q_n потоків $i = \frac{Q_i}{Q_n}$. В процесі дослідження моделі струминного насоса з вищезгаданими геометричними параметрами коефіцієнт інжекції змінювався в діапазоні від $i = 0$ до $i = 1,1$. Приведений діапазон зміни коефіцієнта інжекції включає його величину, що відповідає максимальному значенню ККД струминного насоса, яка становить $i = 1,0$.

Визначимо величини критеріїв динамічної подібності. Критерій Рейнольдса визначимо для змішаного потоку струминного насоса, який додатково враховує значення двох інших критеріїв Рейнольдса – для робочого та інжектваного потоків. Враховуючи, що витрата потоку в камері змішування діаметром 40 мм змінювалась в межах від 8,6 л/с до 17,36 л/с для води отримаємо зміну значень числа Рейнольдса в діапазоні $0,27 \times 10^6 - 0,55 \times 10^6$. Узагальнений критерій Ейлера приймає граничні значення для нульових коефіцієнтів інжекції струминного насоса. За результатами проведених досліджень максимальне значення критерію Ейлера складає $E_u^* = 0,353$.

Підсумовуючи проведений аналіз запишемо значення безрозмірних комплексів, що визначають умови перенесення результатів експериментальних досліджень моделі струминного насоса на його реальну конструкцію:

- відносна площа струминного насоса $K_{cn} : 3,16 - 6,25$;
- відносна відстань між робочою насадкою та камерою змішування $\bar{l}_p : 0,733-2,594$;
- число Рейнольдса змішаного потоку $R_{e3} : (0,27-0,55) \times 10^6$;

– узагальнений критерій Ейлера E_u^* : 0-0,353.

Дотримування при експлуатації реальної конструкції струминного насоса вищезгаданих значень критеріїв дозволяє з достатньою ймовірністю використовувати результати експериментальних досліджень.

3.3 Дослідження залежності параметрів роботи струминного насоса від конструкції місцевого опору, розміщеного на ділянці змішаного потоку

В даному розділі необхідно встановити наявність впливу гідравлічних втрат у змішаному потоці на параметри роботи струминного насоса. Дослідження впливу гідравлічних втрат в змішаному потоці на режим роботи ежекційної системи проводимо шляхом визначення характерних параметрів роботи струминного насоса в умовах зміни гідравлічного опору елемента, розміщеного в напірній лінії. Гідравлічний опір даного елемента, виконаного у вигляді засувки, змінювався шляхом регулювання степені її відкриття. У випадку наявності впливу гідравлічних втрат в змішаному потоці на режим роботи ежекційної системи характерні параметри струминного насоса повинні змінюватись при регулюванні степені відкриття засувки, розміщеної в напірній лінії.

Для проведення дослідження використовувався струминний насос з робочою насадкою, діаметром 22,5 мм, камерою змішування діаметром 40 мм та відстанню між насадкою і камерою змішування 41,5 мм. Результати експериментальних досліджень отримані [71] у вигляді значень тисків та витрат потоків в характерних перерізах ежекційної системи і приведені в таблиці 3.1.

Гідравлічні втрати в елементі змішаного потоку визначались як різниця тисків до засувки P_3 та після неї $P_{вих}$. Коефіцієнт гідравлічного опору засувки розраховувався як співвідношення гідравлічних втрат в елементі та швидкісного

$$\text{напору } \xi = \frac{2\Delta P}{\rho V^2}.$$

Швидкість потоку перед засувкою визначалась з врахуванням витрати змішаного потоку Q_3 , площі перерізу каналу f_3 , робочої витрати Q_H (або

подавання силового приводу) та коефіцієнта інжекції i , який зв'язує витрати робочого та інжектваного потоку

Таблиця 3.1 – Дослідження залежності характеристики струминного насоса від конструкції місцевого опору, розміщеного в змішаному потоці

| № п/п | P_p , МПа | P_3 , МПа | P_i , МПа | $P_{вих}$, МПа | Q_n , л/с | Q_i , л/с | i | h | ξ |
|-------|-------------|-------------|-------------|-----------------|-------------|-------------|--------|---------|--------|
| 1 | 0,3 | 0,001 | -0,02 | 0 | 8,33 | 8,33 | 1,0 | 0,0656 | 0,0114 |
| 2 | 0,3 | 0,002 | -0,02 | 0,0015 | 8,33 | 8,25 | 0,99 | 0,06875 | 0,0057 |
| 3 | 0,3 | 0,0032 | -0,02 | 0,003 | 8,33 | 8,21 | 0,986 | 0,0725 | 0,0023 |
| 4 | 0,3 | 0,005 | -0,018 | 0,002 | 8,33 | 8,1 | 0,972 | 0,0723 | 0,0351 |
| 5 | 0,3 | 0,008 | -0,015 | 0,001 | 8,33 | 7,8 | 0,936 | 0,073 | 0,0849 |
| 6 | 0,3 | 0,015 | -0,012 | 0 | 8,33 | 7,14 | 0,857 | 0,0865 | 0,1978 |
| 7 | 0,3 | 0,024 | -0,008 | 0 | 8,33 | 6,3 | 0,756 | 0,1039 | 0,354 |
| 8 | 0,3 | 0,033 | -0,004 | 0 | 8,33 | 5,45 | 0,654 | 0,1217 | 0,548 |
| 9 | 0,3 | 0,048 | -0,002 | 0 | 8,33 | 4,3 | 0,516 | 0,1656 | 0,95 |
| 10 | 0,3 | 0,06 | 0,003 | 0 | 8,33 | 3,125 | 0,375 | 0,1919 | 1,443 |
| 11 | 0,3 | 0,068 | 0,005 | 0 | 8,33 | 2,3 | 0,276 | 0,2136 | 1,899 |
| 12 | 0,3 | 0,073 | 0,008 | 0 | 8,33 | 1,4 | 0,168 | 0,223 | 2,433 |
| 13 | 0,3 | 0,078 | 0,01 | 0 | 8,33 | 0,7 | 0,084 | 0,2345 | 3,018 |
| 14 | 0,3 | 0,096 | 0,011 | 0 | 8,33 | -1,42 | -0,17 | 0,2941 | 6,336 |
| 15 | 0,3 | 0,126 | 0,018 | 0 | 8,33 | -3,77 | -0,453 | 0,383 | 19,161 |

$$V = \frac{Q_3}{f_3} = \frac{Q_n + Q_i}{f_3} = \frac{Q_n + Q_n i}{f_3} = \frac{4Q_n(1+i)}{\pi d_3^2} \quad (3.7)$$

З метою коректного використання статистичних методів побудови емпіричних залежностей необхідно здійснити попередню обробку результатів експериментальних досліджень, яку проводимо у два етапи:

- відсіювання грубих похибок вимірів;
- перевірка відповідності розподілу результатів вимірів закону нормального розподілу.

Враховуючи, що в процесі досліджень залежності характеристики струминного насоса від конструкції місцевого опору розміщеного в змішаному

потоці отримано вибірку незначного ($n \leq 25$) об'єму згідно рекомендацій [78] використовуємо при відсіюванні грубих похибок вимірів метод розрахунку максимального відносного відхилення.

При параболічному вирівнюванні статистичної кривої застосовуємо метод Чебишева згідно якого послідовно підвищуємо степінь параболи використовуючи дані попередніх розрахунків.

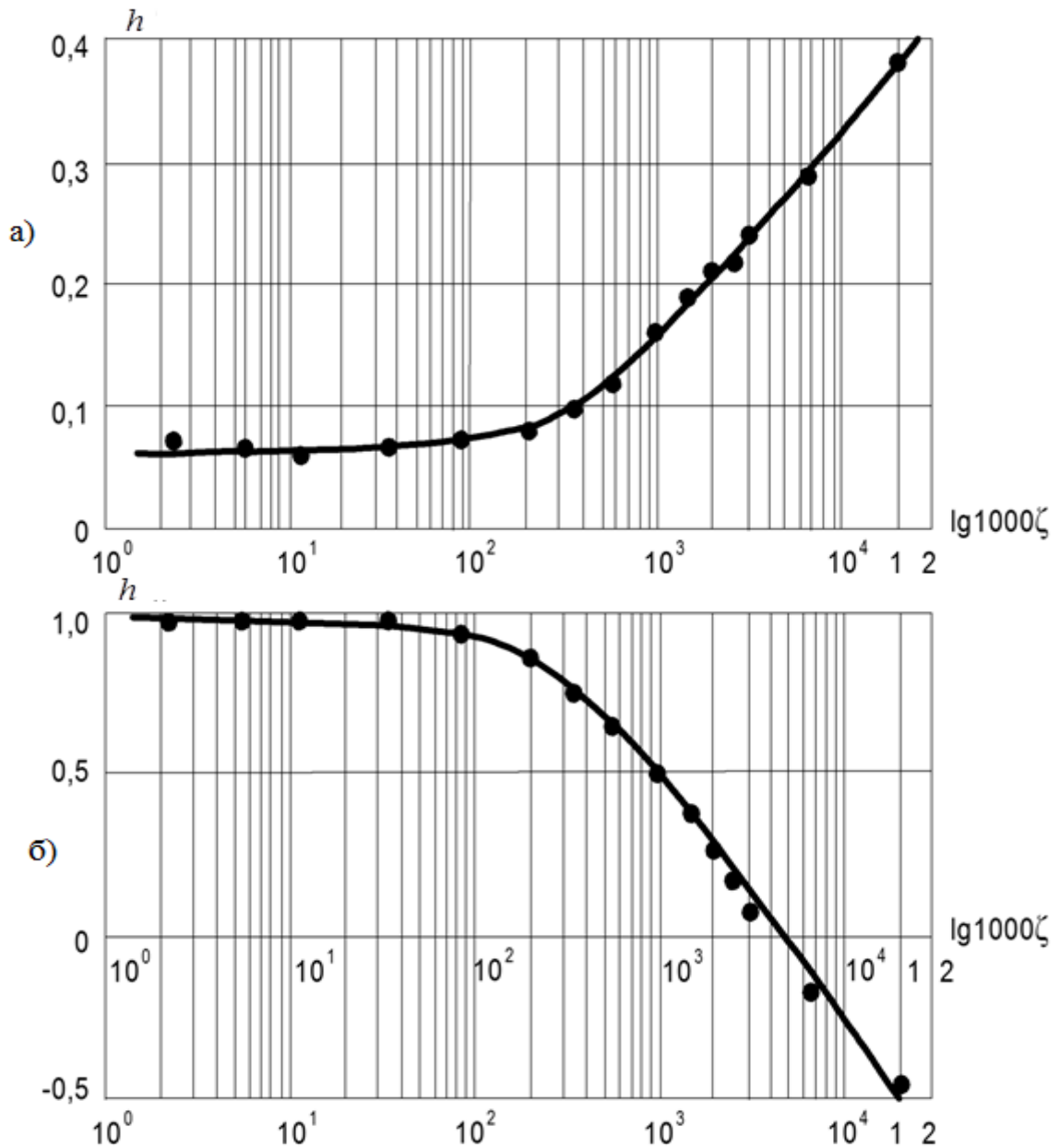


Рисунок 3.3 – Залежність відносного напору (а) та коефіцієнта інжекції (б) струминного насоса від коефіцієнта гідравлічного опору елемента, розміщеного в змішаному потоці

Для можливості аналізу отриманих результатів і розміщення експериментальних величин на єдиному графіку (як мінімальних значень коефіцієнта гідравлічного опору $\xi_{\min} = 0,0114$, так і максимальних $\xi_{\max} = 19,161$), представимо їх у напівлогарифмічних координатах (рисунок 3.3). Оскільки позитивні значення логарифму $y = \lg x$ мають місце для аргументів $x \geq 1$ виходячи з отриманих результатів експериментальні залежності представимо у вигляді функцій $h = f \lg(1000\xi)$, $i = f \lg(1000\xi)$.

Певна величина коефіцієнта гідравлічного опору відповідає нульовим значенням коефіцієнта інжекції струминного насоса. Дві останні екстремальні точки (№ 14, № 15 в таблиці 3.1) відповідають роботі струминного насоса з від'ємними значеннями коефіцієнта інжекції. Отримані результати дають підстави однозначно стверджувати про наявність впливу гідравлічних втрат в елементі, розміщеному в змішаному потоці на характеристику ежекційної системи.

Таким чином, рівняння характеристики гідравлічної системи повинне містити складову, що враховує гідравлічні втрати в елементі, розміщеному в змішаному потоці.

3.4 Дослідження залежності параметрів роботи струминного насоса від витрати робочого потоку

Дослідження залежності параметрів роботи струминного насоса від витрати робочого потоку проводимо у два етапи. На першому етапі необхідно виявити вплив величини робочої витрати на режим роботи струминного насоса або на величину його відносного напору. На другому етапі доцільно встановити наявність впливу витрати робочого потоку на величину гідравлічних втрат в елементі, розміщеному на ділянці змішаного потоку. Співставлення отриманої величини гідравлічних втрат з аналогічним параметром для випадку руху через елемент змішаного потоку дозволить виділити ту частину втрат тиску, що викликана рухом інжектваного потоку. Другий етап досліджень є, таким чином, допоміжним, який дозволяє встановити залежність гідравлічних втрат в елементі, розміщеному на ділянці змішаного потоку від витрати інжектваного потоку.

3.4.1 Дослідження впливу величини витрати робочого потоку на відносний напір струминного насоса

Необхідність враховувати при визначенні тиску робочого або змішаного потоку рух робочого потоку через місцевий опір, розміщений в напірній лінії струминного насоса може бути доведена у випадку встановлення залежності даних тисків від величини витрати робочого потоку через даний елемент ежекційної системи. Прямий метод встановлення даної залежності, однак, не може бути застосований, оскільки величина тиску робочого та змішаного потоку визначається не тільки гідравлічними втратами в місцевому опорі, розміщеному в напірній лінії струминного насоса, але також втратами в інших лініях та зосереджених гідравлічних опорах ежекційної системи. Непрямий метод встановлення залежності тисків робочого та змішаного потоків від величини витрати робочого потоку через місцевий опір у вихідній лінії струминного насоса полягає у встановленні залежності його відносного напору від величини гідравлічних втрат в даному місцевому опорі.

Можливість проведення даних експериментальних досліджень ускладнюється рухом через даний місцевий опір змішаного потоку. В процесі проведення досліджень необхідно відокремити робочий потік, що проходить через місцевий опір від інжектваного потоку, а це не є можливим. Для вирішення даної проблеми необхідно дослідити роботу струминного насоса, який працює в режимі нульових значень коефіцієнта інжекції. В цьому випадку гідравлічні втрати в зосередженому гідравлічному опорі, розміщеному в напірній лінії струминного насоса будуть викликані виключно рухом робочого потоку. Зростаючий характер залежності відносного напору струминного насоса від гідравлічних втрат дозволив би зробити висновок про існування взаємозв'язку між тиском робочого потоку та величиною витрати потоку через місцевий опір у вихідній лінії струминного насоса.

Результати досліджень гідравлічних втрат, викликаних рухом робочого потоку приведені в таблиці 3.2.

В процесі дослідження впливу гідравлічних втрат в місцевому опорі, розміщеному на виході струминного насоса, викликаних рухом робочого потоку на характеристику ежекційної системи використовувався пристрій трьох типорозмірів (рисунок 3.2) із змінною відстанню між робочою насадкою та камерою змішування (таблиця 3.2).

Таблиця 3.2 – Дослідження впливу гідравлічних втрат в робочому потоці напірної лінії струминного насоса

| № П/П | $d_{рн}$ мм | $K_{сн}$ | l_p , мм | Q_n , л/с | P_p , кгс/см ² | $P_з$, кгс/см ² | P_i , кгс/см ² | $P_{вих}$, кгс/см ² | ΔP , кгс/см ² | h |
|----------|----------------|----------|---------------|----------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|------------------------------------|-------------------------------------|-------|
| 1 | 16 | 6,25 | 16,5 | 8,6 | 3,0 | 0,07 | -0,88 | 0,01 | 0,06 | 0,245 |
| 2 | | | 21,5 | 8,76 | 2,97 | 0,07 | -0,88 | 0 | 0,07 | 0,247 |
| 3 | | | 26,5 | 8,85 | 2,94 | 0,07 | -0,88 | 0,002 | 0,068 | 0,249 |
| 4 | | | 31,5 | 8,4 | 3,0 | 0,06 | -0,85 | 0,03 | 0,03 | 0,236 |
| 5 | | | 36,5 | 8,46 | 2,97 | 0,06 | -0,85 | 0,02 | 0,04 | 0,238 |
| 6 | | | 41,5 | 8,53 | 3,0 | 0,06 | -0,87 | 0,01 | 0,05 | 0,24 |
| 7 | 18 | 4,94 | 16,5 | 9,1 | 2,85 | 0,09 | -1,0 | 0,022 | 0,068 | 0,283 |
| 8 | | | 21,5 | 9,5 | 2,82 | 0,09 | -1,0 | 0,02 | 0,07 | 0,285 |
| 9 | | | 26,5 | 10,6 | 2,85 | 0,15 | -1,0 | 0,06 | 0,09 | 0,299 |
| 10 | | | 31,5 | 11,1 | 2,85 | 0,17 | -1,0 | 0,07 | 0,1 | 0,304 |
| 11 | | | 36,5 | 10,41 | 2,85 | 0,14 | -1,0 | 0,06 | 0,08 | 0,296 |
| 12 | | | 41,5 | 12,0 | 2,45 | 0,12 | -0,95 | 0 | 0,12 | 0,315 |
| 13 | 22,5 | 3,16 | 16,5 | 15,31 | 2,34 | 0,15 | -1,0 | 0,07 | 0,08 | 0,344 |
| 14 | | | 21,5 | 15,64 | 2,28 | 0,15 | -1,0 | 0,06 | 0,09 | 0,351 |
| 15 | | | 26,5 | 15,0 | 2,45 | 0,15 | -1,0 | 0,1 | 0,05 | 0,333 |
| 16 | | | 31,5 | 15,08 | 2,34 | 0,13 | -1,0 | 0,07 | 0,06 | 0,338 |
| 17 | | | 36,5 | 15,7 | 2,34 | 0,18 | -1,0 | 0,08 | 0,1 | 0,353 |
| 18 | | | 41,5 | 15,3 | 2,37 | 0,15 | -1,0 | 0,08 | 0,07 | 0,341 |

Відносний напір струминного насоса h розраховувався як співвідношення різниць тисків змішаного $P_з$ і інжектваного P_i потоків та робочого P_p і інжектваного P_i тисків.

Після відсіювання похибок експериментальних досліджень отримані експериментальні значення відносного напору, робочої витрати та гідравлічних втрат апроксимовані у вигляді функцій

$$h = a + b \lg \Delta P;$$

$$h = a + b \lg Q,$$

які попередньо були лінеаризовані за допомогою підстановок $\Delta P' = \lg \Delta P$, $Q' = \lg Q$. Значення коефіцієнтів a, b емпіричних функцій приведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Значення постійних коефіцієнтів емпіричних функцій

| Експериментальні залежності | Діаметр робочої насадки, мм | | | | | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------|---------|---------|----------|---------|
| | 16 | | 18 | | 22,5 | |
| | a | b | a | b | a | b |
| $h = f(\Delta P)$ | 0,2874 | 0,03469 | 0,4301 | 0,12506 | 0,41962 | 0,0671 |
| $h = f(Q)$ | -0,2573 | 0,53488 | 0,01945 | 0,27282 | -0,88327 | 1,03448 |

Зростаючий характер залежностей $h = f(\Delta P)$, $h = f(Q)$ (рисунок 3.4) свідчить про необхідність враховувати величину гідравлічних втрат викликаних рухом робочого потоку в місцевому опорі при побудові математичної моделі роботи ежекційної системи.

3.4.2 Дослідження залежності величини гідравлічних втрат в елементі, розміщеному на ділянці змішаного потоку від витрати робочого потоку

Певне положення запірною елемента засувки, розміщеної у додатковому контурі циркуляції експериментальної установки відповідає нульовому значенню витрати інжектваного потоку.

В цьому випадку через зосереджений опір, розміщений на виході струминного насоса рухається виключно робочий потік. Змінюючи конструкцію струминного насоса та характеристики ежекційної системи регулюємо величину витрати робочого потоку, що відповідає нульовій витраті інжектваного потоку. Залежність гідравлічних втрат в елементі, розміщеному на виході струминного насоса від витрати робочого потоку отримана на основі 21 експериментальної точки (таблиця 3.4).

Попередній аналіз приведених в таблиці 3.4 результатів експериментальних досліджень здійснюємо в такій послідовності: відсіювання похибок, перевірка

гіпотези нормальності розподілу експериментальних значень, встановлення емпіричної залежності та її перевірка.

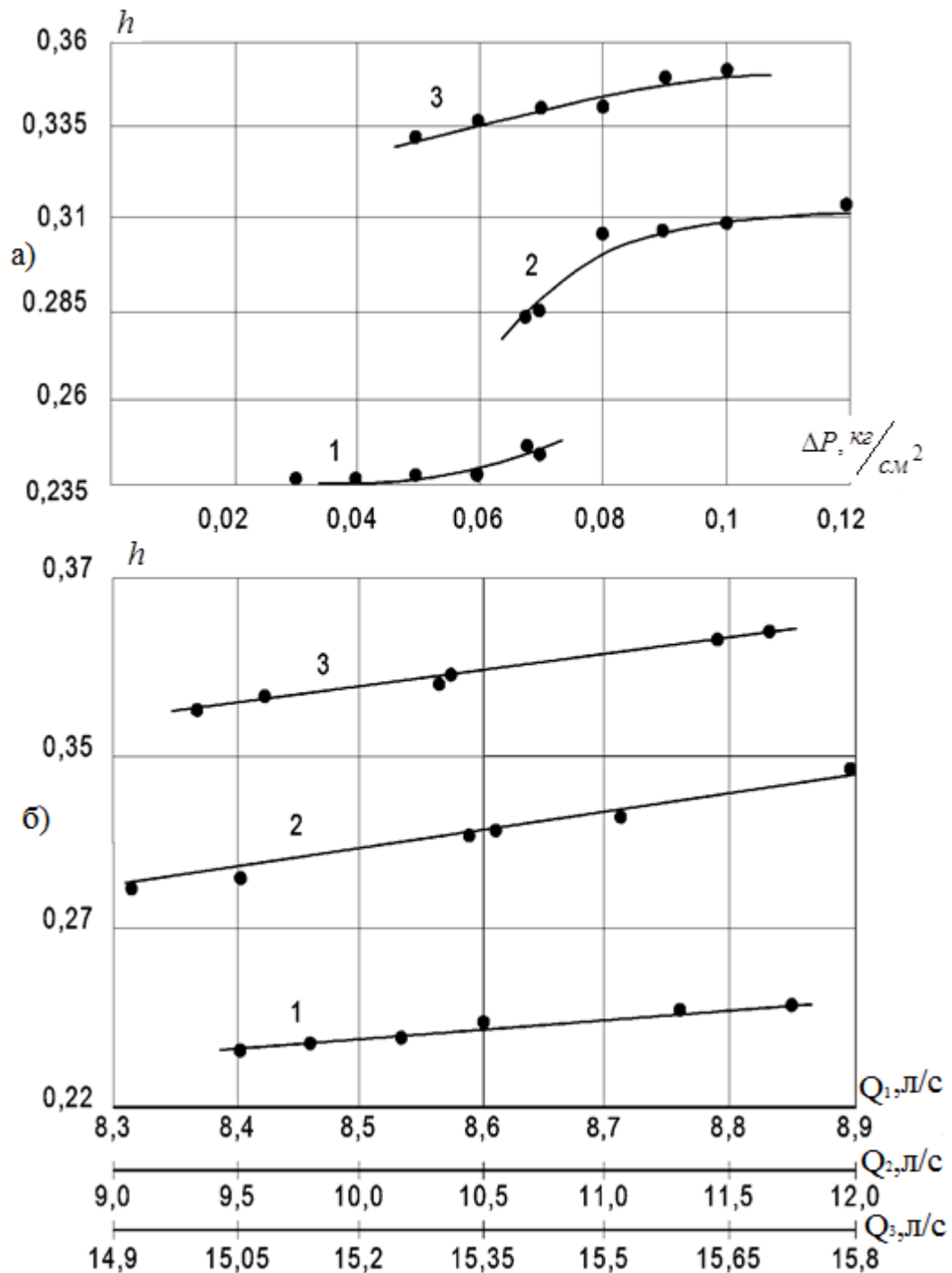


Рисунок 3.4 – Залежність відносного напору струминного насоса від величини гідравлічних втрат, викликаних рухом робочого потоку в місцевому опорі (а) та величини робочого потоку (б) для різних діаметрів робочої насадки: 1 – 16 мм; 2 – 18 мм; 3 – 22,5 мм

Таблиця 3.4 – Визначення гідравлічних втрат викликаних рухом робочого потоку

| № п/п | Q , л/с | ΔP , кгс/см ² | № п/п | Q , л/с | ΔP , кгс/см ² | № п/п | Q , л/с | ΔP , кгс/см ² |
|----------|--------------|-------------------------------------|----------|--------------|-------------------------------------|----------|--------------|-------------------------------------|
| 1 | 8,76 | 0,06 | 8 | 10,75 | 0,07 | 15 | 15,08 | 0,08 |
| 2 | 8,6 | 0,04 | 9 | 11,1 | 0,14 | 16 | 15,31 | 0,09 |
| 3 | 8,6 | 0,04 | 10 | 10,6 | 0,07 | 17 | 15,13 | 0,08 |
| 4 | 8,6 | 0,05 | 11 | 10,41 | 0,06 | 18 | 15,08 | 0,09 |
| 5 | 8,46 | 0,03 | 12 | 10,86 | 0,07 | 19 | 16,42 | 0,09 |
| 6 | 8,53 | 0,03 | 13 | 15,3 | 0,08 | 20 | 17,33 | 0,09 |
| 7 | 9,1 | 0,06 | 14 | 15,64 | 0,09 | 21 | 17,61 | 0,08 |

Враховуючи, що залежність втрат у будь-якому гідравлічному опорі від витрати потоку має чітко визначений зростаючий характер робимо висновок про відсіювання експериментального значення $\Delta P = 0,14$ кгс/см², яке не будемо враховувати у подальшому аналізі.

Отримана експериментальна залежність $\Delta P = f(Q)$ може бути апроксимована у вигляді квадратного тричлена побудованого за 20 експериментальними даними

$$\Delta P = aQ^2 + bQ + c \quad (3.8)$$

з постійними коефіцієнтами $a = -0,00096284$; $b = 0,029552$; $c = -0,13945$.

3.5 Дослідження залежності величини гідравлічних втрат в елементі, розміщеному на ділянці змішаного потоку від витрати змішаного потоку

Вплив величини витрати інжектowanego потоку на гідравлічний опір зосередженого опору, розміщеного на виході струминного насоса визначимо шляхом порівняння гідравлічних втрат, отриманих для руху через засувку змішаного та робочого потоку. У випадку перевищення гідравлічних втрат, викликаних рухом робочого потоку можна буде зробити висновок про те, що інжектований потік не приймає участі у формуванні гідравлічного опору засувки. Аналогічний висновок можна зробити у випадку незмінної величини гідравлічних втрат у засувці для різних значень витрати змішаного та інжектowanego потоків.

Зміни витрати інжектваного потоку можна досягти шляхом зміни степені відкриття засувки, розміщеної на лінії інжектваного потоку. При проведенні дослідження отримано 66 експериментальних точок (таблиця 3.5). Зважаючи на велику кількість спостережень ($n = 66$) для перевірки нормальності розподілу експериментальних величин використовуємо універсальний критерій згоди χ^2 , тобто критерій Пірсона [119].

Таблиця 3.5 – Дослідження впливу витрати інжектваного потоку на гідравлічний опір елемента розміщеного на напірній лінії струминного насоса

| № | Відстань до камери змішування, мм | ΔP , кгс/см ² | Q , л/с | i |
|----|-----------------------------------|-------------------------------------|--------------|--------|
| 1 | 16,5 | 0,07 | 8,76 | 0 |
| 2 | | 0,06 | 11,61 | 0,3253 |
| 3 | | 0,06 | 13,32 | 0,5205 |
| 4 | | 0,06 | 14,01 | 0,5993 |
| 5 | | 0,06 | 15,06 | 0,7192 |
| 6 | | 0,06 | 15,56 | 0,7763 |
| 7 | | 0,06 | 16,16 | 0,8447 |
| 8 | | 0,06 | 16,86 | 0,9247 |
| 9 | | 0,06 | 17,26 | 0,9703 |
| 10 | | 0,06 | 17,36 | 0,9817 |
| 11 | | 0,06 | 17,36 | 0,9817 |
| 12 | 21,5 | 0,07 | 8,6 | 0 |
| 13 | | 0,07 | 11,25 | 0,3081 |
| 14 | | 0,05 | 12,44 | 0,4465 |
| 15 | | 0,04 | 13,92 | 0,6186 |
| 16 | | 0,04 | 14,85 | 0,7267 |
| 17 | | 0,04 | 14,94 | 0,7372 |
| 18 | | 0,04 | 15,02 | 0,7465 |
| 19 | | 0,04 | 15,93 | 0,8523 |
| 20 | | 0,04 | 16,36 | 0,9023 |
| 21 | | 0,04 | 16,83 | 0,957 |
| 22 | | 0,04 | 17,14 | 0,993 |
| 23 | | 0,04 | 17,26 | 1,007 |
| 24 | 26,5 | 0,07 | 8,6 | 0 |
| 25 | | 0,04 | 11,3 | 0,2942 |
| 26 | | 0,03 | 12,63 | 0,4686 |
| 27 | | 0,03 | 13,9 | 0,6163 |
| 28 | | 0,03 | 14,71 | 0,7105 |

Продовження таблиці 3.5

| | | | | |
|----|------|-------|--------|--------|
| 29 | 26,5 | 0,03 | 14,79 | 0,7198 |
| 30 | | 0,03 | 16,02 | 0,8628 |
| 31 | | 0,03 | 16,36 | 0,9023 |
| 32 | | 0,03 | 16,7 | 0,9419 |
| 33 | | 0,03 | 16,97 | 0,9733 |
| 34 | | 0,03 | 17,9 | 1,0814 |
| 35 | 31,5 | 0,04 | 8,46 | 0 |
| 36 | | 0,04 | 10,94 | 0,2931 |
| 37 | | 0,04 | 12,54 | 0,4823 |
| 38 | | 0,05 | 13,82 | 0,6336 |
| 39 | | 0,05 | 14,97 | 0,7695 |
| 40 | | 0,05 | 15,12 | 0,7872 |
| 41 | | 0,05 | 15,69 | 0,8546 |
| 42 | | 0,05 | 16,46 | 0,9456 |
| 43 | | 0,05 | 16,59 | 0,961 |
| 44 | | 0,05 | 16,82 | 0,9882 |
| 45 | 0,05 | 16,85 | 0,9917 | |
| 46 | 36,5 | 0,07 | 8,6 | 0 |
| 47 | | 0,05 | 11,02 | 0,2814 |
| 48 | | 0,05 | 12,51 | 0,4547 |
| 49 | | 0,05 | 13,85 | 0,6105 |
| 50 | | 0,05 | 14,86 | 0,7279 |
| 51 | | 0,05 | 15,02 | 0,7465 |
| 52 | | 0,05 | 16,04 | 0,8651 |
| 53 | | 0,05 | 16,6 | 0,9302 |
| 54 | | 0,05 | 16,85 | 0,9593 |
| 55 | | 0,05 | 17,1 | 0,9884 |
| 56 | 41,5 | 0,06 | 8,53 | 0 |
| 57 | | 0,06 | 11,11 | 0,3025 |
| 58 | | 0,06 | 12,53 | 0,4689 |
| 59 | | 0,06 | 13,73 | 0,6096 |
| 60 | | 0,06 | 14,85 | 0,7409 |
| 61 | | 0,06 | 14,88 | 0,7444 |
| 62 | | 0,06 | 15,75 | 0,8464 |
| 63 | | 0,06 | 16,29 | 0,9097 |
| 64 | | 0,06 | 16,66 | 0,9531 |
| 65 | | 0,06 | 16,73 | 0,9613 |
| 66 | 0,06 | 16,91 | 0,9824 | |

Послідовність визначення вигляду емпіричних функцій розглянемо на прикладі експериментальних даних, отриманих для струминного насоса з відстанню між робочою насадкою та камерою змішування $l = 16,5$ мм (таблиця 3.6). Обробку експериментальних даних виконано за допомогою комп'ютерної програми „Table Curve 2D” version 5.01.

Таблиця 3.6 – Визначення вигляду емпіричних функцій

| № | y (ΔP) | y^2 | Витрата змішаного потоку | | | Коефіцієнт інжекції | | |
|----------|-----------------------|--------|--------------------------|-----------|-------------------------|---------------------|-----------|-------------------------|
| | | | x | \hat{y} | $(y - \hat{y})^2$ | x | \hat{y} | $(y - \hat{y})^2$ |
| 1 | 0,07 | 0,0049 | 8,76 | 0,06998 | $0,0004 \cdot 10^{-6}$ | 0 | 0,06997 | $0,0009 \cdot 10^{-6}$ |
| 2 | 0,06 | 0,0036 | 11,61 | 0,06043 | $0,184 \cdot 10^{-6}$ | 0,3253 | 0,060097 | $0,0094 \cdot 10^{-6}$ |
| 3 | 0,06 | 0,0036 | 13,32 | 0,06002 | $0,00029 \cdot 10^{-6}$ | 0,5205 | 0,060014 | $0,00019 \cdot 10^{-6}$ |
| 4 | 0,06 | 0,0036 | 14,01 | 0,05997 | $0,00078 \cdot 10^{-6}$ | 0,5993 | 0,05999 | $0,0001 \cdot 10^{-6}$ |
| 5 | 0,06 | 0,0036 | 15,06 | 0,05994 | $0,003 \cdot 10^{-6}$ | 0,7192 | 0,05996 | $0,001 \cdot 10^{-6}$ |
| 6 | 0,06 | 0,0036 | 15,56 | 0,059936 | $0,004 \cdot 10^{-6}$ | 0,7763 | 0,05994 | $0,003 \cdot 10^{-6}$ |
| 7 | 0,06 | 0,0036 | 16,16 | 0,05993 | $0,004 \cdot 10^{-6}$ | 0,8447 | 0,05993 | $0,004 \cdot 10^{-6}$ |
| 8 | 0,06 | 0,0036 | 16,86 | 0,05993 | $0,004 \cdot 10^{-6}$ | 0,9247 | 0,05991 | $0,008 \cdot 10^{-6}$ |
| 9 | 0,06 | 0,0036 | 17,26 | 0,059929 | $0,005 \cdot 10^{-6}$ | 0,9703 | 0,05991 | $0,008 \cdot 10^{-6}$ |
| 10 | 0,06 | 0,0036 | 17,36 | 0,059928 | $0,005 \cdot 10^{-6}$ | 0,9817 | 0,0599 | $0,01 \cdot 10^{-6}$ |
| 11 | 0,06 | 0,0036 | 17,36 | 0,059928 | $0,005 \cdot 10^{-6}$ | 0,9817 | 0,0599 | $0,01 \cdot 10^{-6}$ |
| Σ | 0,67 | 0,0409 | | | $0,2155 \cdot 10^{-6}$ | | | $0,0546 \cdot 10^{-6}$ |

Залежності $\Delta P = f(Q)$, $\Delta P = f(i)$ апроксимовано у вигляді функції

$$y = (a + b \ln X)^{-1}$$

Нижче приведена послідовність визначення F -критерію Фішера для залежності $\Delta P = (a + b \ln Q)^{-1}$.

$$\bar{S}_y^2 = \frac{\sum y^2 - \frac{1}{n}(\sum y)^2}{n-1} = \frac{0,0409 - \frac{1}{11}0,67^2}{11-1} = 9,09 \cdot 10^{-6};$$

$$\bar{S}_{y_{зал}}^2 = \frac{\sum (y - \hat{y})^2}{n - 2} = \frac{0,21547 \cdot 10^{-6}}{11 - 2} = 0,02394 \cdot 10^{-6};$$

$$\hat{F} = \frac{\bar{S}_y^2}{\bar{S}_{y_{зал}}^2} = \frac{9,09 \cdot 10^{-6}}{0,02394 \cdot 10^{-6}} = 379,682.$$

Нижче приведена зведена таблиця F -критеріїв Фішера для шести відстаней між робочою насадкою та камерою змішування струминного насоса (таблиця 3.7).

Табличне значення F -критерію Фішера приведене для 1 % рівня значущості. Емпіричні функції забезпечують 1 % рівень значущості у випадку перевищення критичних значень F -критерію фактичних величин. Залежності гідравлічних втрат в елементі напірної лінії від витрати змішаного потоку та коефіцієнта інжекції струминного насоса для різних відстаней між робочою насадкою та камерою змішування приведені на рисунку 3.5.

Таблиця 3.7 – Перевірка значущості емпіричних функцій

| № | Відстань до камери змішування, мм | Вигляд емпіричної функції | F -критерій Фішера | |
|---|-----------------------------------|---|----------------------|-----------|
| | | | Фактичний | Критичний |
| 1 | 16,5 | $\Delta P = (a + be^{-Q})^{-1}$ $a = 16,687; b = -15280,311$ | 379,682 | 5,257 |
| | | $\Delta P = a + b \ln i$ $a = 0,0599; b = -0,000175$ | 1498,269 | |
| 2 | 21,5 | $\Delta P = \left(\frac{a + cQ + eQ^2}{1 + bQ + dQ^2 + fQ^3} \right)^2$ $a = 0,277723; b = -0,149933; c = -0,045$ $; d = 0,004456; e = 0,01855;$ $f = 0,000103$ | 16597 | 5,257 |
| | | $\Delta P = \left(\frac{a + ci + ei^2}{1 + bi + di^2 + fi^3} \right)^2$ $a = 0,264572; b = -4,101941;$ $c = -1,065154; d = 4,943439;$ $e = 1,293478; f = 0,623582.$ | 17126 | |

Продовження таблиці 3.7

| | | | | |
|---|------|--|-------------------|-------|
| 3 | 26,5 | $\Delta P = (a + bQ + cQ^2 + dQ^3 + eQ^4)^{0,5}$ $a = 0,079892; b = -0,018935;$ $c = 0,001683; d = -6,565868 \cdot 10^{-5};$ $e = 9,483992 \cdot 10^{-7}$ | 346,859 | 5,257 |
| | | $\Delta P = (a + bi + ci^2 + di^3 + ei^4)^{0,5}$ $a = 0,00492; b = -0,019505;$ $c = 0,034173;$ $d = -0,025741; e = 0,007057$ | 477,629 | |
| 4 | 31,5 | $\ln \Delta P = \frac{a + cQ + eQ^2}{1 + bQ + dQ^2 + fQ^3}$ $a = -3,338371; b = -0,147227;$ $c = 0,508499;$ $d = 0,005024; e = -0,019462;$ $f = 3,20333 \cdot 10^{-5}$ | 3271,7 | 5,257 |
| | | $\ln \Delta P = \frac{a + ci + ei^2}{1 + bi + di^2 + fi^3}$ $a = -3,218867; b = -3,505067;$ $c = 11,348276;$ $d = 3,12243; e = -10,412394;$ $f = 0,144934$ | 2742,8 | |
| 5 | 36,5 | $\Delta P = a + bQ + \frac{c}{Q} + dQ^2 + \frac{e}{Q^2} + fQ^3 + \frac{g}{Q^3}$ $a = -122,17229; b = 8,462007;$ $c = 1055,1806; d = -0,350229;$ $e = -504,10479; f = 0,008024;$ $g = 10279,411;$ | $43,8 \cdot 10^6$ | 5,257 |
| | | $\Delta P = a + bi + ci^2 + di^3 + ei^4 + fi^5 + gi^6 + hi^7$ $a = 0,07; b = -0,262944; c = 1,459988;$ $d = -4,496928; e = 8,440027;$ $f = -9,917225; g = 7,143633;$ $h = -2,890409; i = 0,503858$ | 12,862 | |
| 6 | 41,5 | $\Delta P = a$ $a = 0,06$ | 0 | |

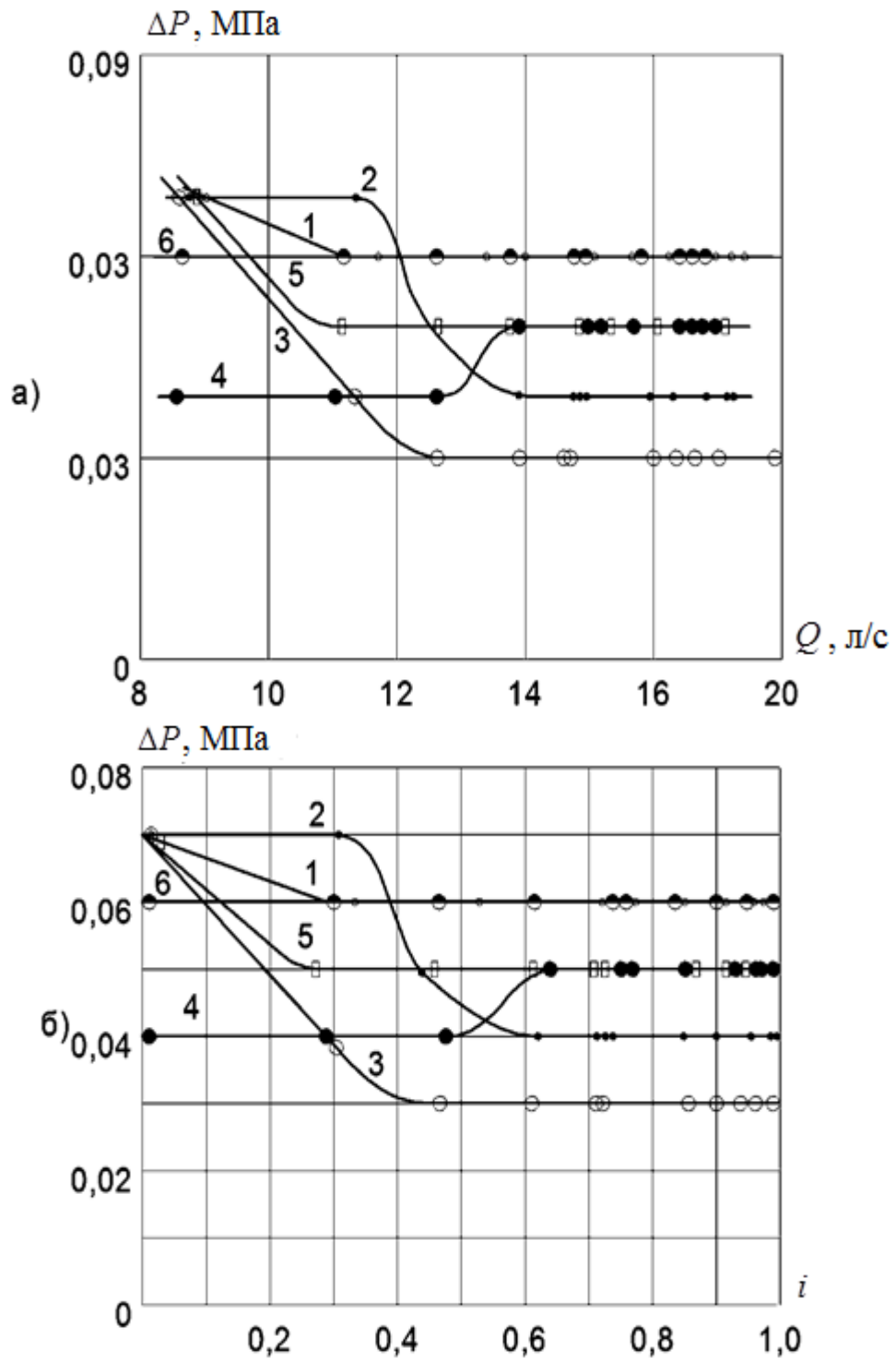


Рисунок 3.5 – Залежність гідравлічних втрат в елементі напірної лінії від витрати змішаного потоку (а) та коефіцієнта інжекції (б) для різних відстаней до камери змішування: 1 – 16,5 мм; 2 – 21,5 мм; 3 – 26,5 мм; 4 – 31,5 мм; 5 – 36,5 мм; 6 – 41,5 мм.

Всі отримані графічні співвідношення незалежно від відстані між робочою насадкою струминного насоса та камерою змішування складаються з двох ділянок: перша ділянка кривої має зростаючий (крива 4) або низхідний (криві 1, 2,

3, 5) характер. Друга ділянка характеризується сталими значеннями гідравлічних втрат в елементі напірної лінії. Виняток складає крива 6, яка відзначається незмінними гідравлічними втратами на протязі всього досліджуваного діапазону зміни витрат потоку та коефіцієнта інжекції.

Випадковий характер початкових ділянок кривих викликаний особливостями спільної роботи гідравлічної системи, що складається з відцентрового та струминного насосів. Суттєвий вплив на характер зміни даних кривих можуть мати кавітаційні явища в інжектованому потоці на вході в камеру змішування струминного насоса. Причому нульове значення коефіцієнта інжекції відповідає мінімальному тиску інжектованого потоку та максимальній за величиною кавітаційній області в проточній частині струминного насоса. Локалізація кавітаційної області має випадковий характер і місце її розміщення та фактичний переріз потоку не можна передбачити. При зростанні величини коефіцієнта інжекції знижуються розміри кавітаційної області в проточній частині струминного насоса та знижується вплив кавітації на його роботу, внаслідок чого має місце наближення отриманих залежностей до горизонталі. Співпадання початкових ділянок кривих для робочого та змішаного потоків свідчить про залежність гідравлічних втрат ΔP виключно від витрати робочого потоку.

Для пояснення отриманих результатів розглянемо характер зміни тисків в проточній частині струминного насоса. Насамперед необхідно відзначити, що величина тиску на виході струминного насоса є незмінною незалежно від витрати інжектованого потоку (після поділу змішаного потоку), оскільки визначається виключно витратою робочого потоку та конструкцією напірної лінії струминного насоса. На початковій ділянці камери змішування високонапірний робочий потік віддає частину своєї енергії низьконапірному інжектованому потоку. При цьому має місце зниження тиску робочого потоку на величину ΔP_1 , та зростання тиску інжектованого потоку. В подальшому відбуваються додаткові гідравлічні втрати ΔP_2 пов'язані з перемішуванням потоків. Загальні гідравлічні втрати робочого потоку, таким чином, складають $\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$. Зростання витрати інжектованого потоку супроводжується більшим значенням тиску інжектованого

потокі i , отже, меншими втратами робочого потоку ΔP_1 . Однак зростають гідравлічні втрати на змішування потоків ΔP_2 , що пов'язано з загальним зростанням об'ємів змішуваних потоків. Два зустрічних процеси (зростання значень ΔP_1 та зменшення величини ΔP_2) забезпечують незмінність загальних втрат тиску $\Delta P = const$.

Наявність автомобельних по відношенню до витрати потоку та коефіцієнта інжекції ділянок отриманих залежностей свідчить, що величина інжектваного потоку, зокрема починаючи з величини коефіцієнта інжекції $i=0,28-0,6$ не впливає на значення гідравлічних втрат. Необхідно також відзначити, що максимальне значення ККД струминного насоса, до якого потрібно прямувати, відповідає значенням коефіцієнта інжекції близьким до $i=1$, що відповідає горизонтальним ділянкам кривих. Результати проведених досліджень, таким чином, свідчать про недоцільність враховувати витрату інжектваного потоку при теоретичному визначенні тиску змішаного потоку.

3.6 Дослідна перевірка рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса

В процесі дослідної перевірки отриманого рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса необхідно порівняти точність визначення його відносного напору з застосуванням базової та вдосконаленої математичної моделі. Під час проведення досліджень експериментальні значення відносного напору порівнюємо з його теоретичними величинами, отриманими відповідно за базовою та вдосконаленою методикою. Враховуючи, що ці моделі відрізняються виключно способом визначення гідравлічних втрат в місцевому опорі, розміщеному на лінії змішаного потоку величину втрат тиску в інших елементах ежекційної системи визначаємо за єдиною методикою з застосуванням даних експериментальних досліджень. Такий підхід дозволить підвищити коректність порівняння базової і вдосконаленої математичної моделі та вірогідність проведених досліджень.

В процесі дослідної перевірки рівняння характеристики гідравлічної системи теоретичні значення відносного напору порівнюються безпосередньо з його експериментальними величинами отриманими для однакових значень коефіцієнта інжекції. Це робить непотрібним визначення емпіричної функції та попередню перевірку гіпотези розподілу випадкових величин.

При плануванні експериментальних досліджень розглянемо особливості визначення тиску в характерних перерізах експериментального стенда. Тиски робочого, змішаного та інжектваного потоків визначаються величиною гідравлічних втрат в окремих елементах гідравлічної системи.

$$P_p = \Delta P_p + \Delta P_{зм} + \Delta P_9 + \Delta P_{10}; \quad (3.9)$$

$$P_з = \Delta P_9 + \Delta P_{10}; \quad (3.10)$$

$$P_i = \Delta P_{10} - \Delta P_{11}, \quad (3.11)$$

де ΔP_p , $\Delta P_{зм}$, ΔP_9 , ΔP_{10} , ΔP_{11} – гідравлічні втрати відповідно в робочій насадці, в камері змішування та в засувках.

При визначенні вигляду рівнянь (3.9) – (3.11) лінійними втратами внаслідок незначної довжини гідравлічних ліній нехтуємо.

Враховуючи рівняння (3.9) – (3.11) запишемо вираз для визначення відносного напору струминного насоса

$$h = \frac{P_з - P_i}{P_p - P_i} = \frac{\Delta P_9 + \Delta P_{11}}{\Delta P_p + \Delta P_{зм} + \Delta P_9 + \Delta P_{11}} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta P_p + \Delta P_{зм}}{\Delta P_9 + \Delta P_{11}}} \quad (3.12)$$

Виходячи з гідравлічної схеми експериментального стенда запишемо

$$\Delta P_p + \Delta P_{зм} = P_p - P_з; \quad (3.13)$$

$$\Delta P_{11} = P_{вих} - P_i, \quad (3.14)$$

де $P_{вих}$ – значення тиску на виході напірної лінії струминного насоса.

Враховуючи вирази (3.13), (3.14) рівняння (3.12) перепишемо у вигляді

$$h = \frac{1}{1 + \frac{P_p - P_з}{\Delta P_9 + (P_{вих} - P_i)}} \quad (3.15)$$

Розглянемо методику визначення гідравлічних втрат в елементі змішаного потоку. Їх експериментальне значення згідно схеми експериментального стенда визначається як різниця тисків

$$\Delta P_9 = P_3 - P_{вих} \quad (3.16)$$

Для теоретичного визначення параметра ΔP_9 застосовуємо експериментальну залежність $\Delta P = f(Q)$ отриману раніше (рівняння (3.8)). Враховуючи результати проведених теоретичних досліджень величина гідравлічних втрат в елементі змішаного потоку визначається виключно значенням робочої витрати Q_H

$$\Delta P_9 = aQ_H^2 + bQ_H + c \quad (3.17)$$

Згідно базової методики ця величина визначається рівнянням

$$\Delta P_9 = aQ_H^2(1+i)^2 + bQ_H(1+i) + c \quad (3.18)$$

Значення постійних коефіцієнтів a , b , c приведені в розділі 3.4.2 і становлять $a = -0,00096284$; $b = 0,029552$; $c = -0,13945$.

Враховуючи рівняння (3.16), (3.17), (3.18) запишемо вирази для визначення відносного напору струминного насоса відповідно за базовою $h_{\bar{o}}$ та новою h_H методиками

$$h_{\bar{o}} = \frac{1}{1 + \frac{P_p - P_3}{aQ_H^2(1+i)^2 + bQ_H(1+i) + c + (P_{вих} - P_i)}}; \quad (3.19)$$

$$h_H = \frac{1}{1 + \frac{P_p - P_3}{aQ_H^2 + bQ_H + c + (P_{вих} - P_i)}} \quad (3.20)$$

Рівняння (3.19) отримане з використанням базової, а рівняння (3.20) – відповідно вдосконаленої методики.

Похибки визначення відносного напору за базовою $\Delta h_{\bar{o}}$ та вдосконаленою Δh_H методикою визначаємо шляхом порівняння теоретичних значень $h_{\bar{o}}$, h_H з експериментальними h_e

$$\Delta h_{\delta} = \frac{h_{\delta} - h_e}{h_e} \cdot 100\% .$$

$$\Delta h_n = \frac{h_n - h_e}{h_e} \cdot 100\%$$

Зменшення похибки визначення відносного напору за новою методикою свідчить про її переваги порівняно з існуючим методом визначення характеристики гідравлічної системи.

Для проведення експериментальних досліджень використовувався струминний насос з діаметром робочої насадки 16 мм та відстанню між насадкою і камерою змішування 26,5 мм. При порівняльному аналізі використано 11 експериментальних значень відносного напору струминного насоса для фіксованого значення робочої витрати $Q_n = 8,6$ л/с (таблиця 3.8).

Аналіз результатів проведених досліджень дозволяє стверджувати, що запропоноване рівняння гідравлічної системи струминного насоса дає можливість зменшити похибку теоретичного визначення відносного напору на 10,9 %.

Таблиця 3.8 – Дослідна перевірка рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса

| № | i | h_e | h_{δ} | h_n | $\Delta h_{\delta},$ % | Δh_n % | $\Delta h = \Delta h_{\delta} - \Delta h_n$ % | $\frac{\Delta h_{\delta}}{\Delta h_n}$ |
|----|-------|-------|--------------|-------|---------------------------|-------------------|--|--|
| 1 | 1,081 | 0,099 | 0,113 | 0,102 | 14,11 | 3,75 | 10,359 | 3,762 |
| 2 | 0,973 | 0,101 | 0,116 | 0,105 | 14,604 | 3,6 | 10,999 | 4,051 |
| 3 | 0,942 | 0,105 | 0,12 | 0,108 | 14,398 | 3,55 | 10,846 | 4,053 |
| 4 | 0,9 | 0,116 | 0,13 | 0,119 | 12,889 | 3,12 | 9,762 | 4,122 |
| 5 | 0,862 | 0,131 | 0,144 | 0,132 | 9,151 | 0,71 | 8,436 | 12,8 |
| 6 | 0,72 | 0,145 | 0,156 | 0,145 | 8,127 | 0,64 | 7,49 | 12,76 |
| 7 | 0,710 | 0,15 | 0,161 | 0,15 | 7,689 | 0,55 | 7,136 | 13,9 |
| 8 | 0,616 | 0,169 | 0,179 | 0,17 | 6,268 | 0,46 | 5,805 | 13,54 |
| 9 | 0,469 | 0,193 | 0,199 | 0,191 | 3,524 | 0,74 | 2,78 | 4,737 |
| 10 | 0,294 | 0,213 | 0,217 | 0,211 | 2,044 | 0,64 | 1,401 | 3,179 |
| 11 | 0 | 0,249 | 0,243 | 0,243 | 2,115 | 2,12 | 0 | 1 |

3.7 Дослідна перевірка рівняння характеристики струминного насоса з оновленими коефіцієнтами нерівномірності

Перевірка адекватності рівнянь для визначення коефіцієнтів нерівномірності профілів швидкостей здійснювалась шляхом порівняння теоретичних напорів струминного насоса (які визначались з врахуванням оновлених значень коефіцієнтів нерівномірності) з їх експериментальними значеннями. Для проведення досліджень використовувались високонапірні (значення геометричного параметра $K_{сн}=3,16$) та низьконапірні насоси ($K_{сн}=4,938$; $K_{сн}=6,25$). Порівняльний аналіз проводився для різних відстаней між робочою насадкою та камерою змішування та різних структур потоку.

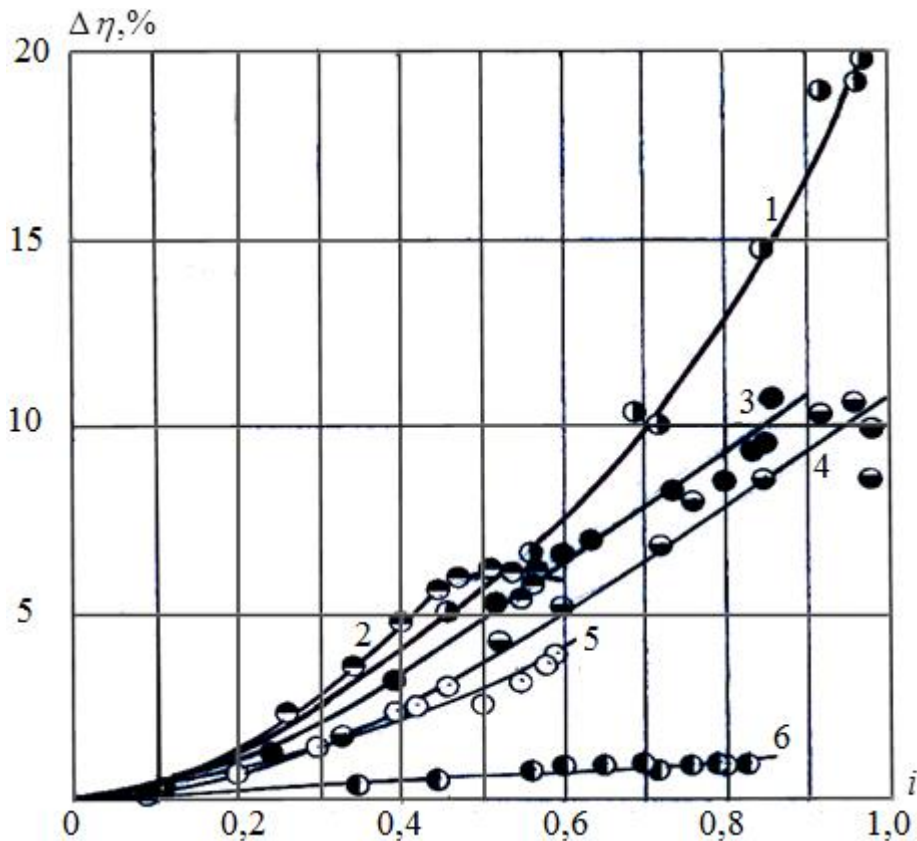


Рисунок 3.6 – Значення похибки теоретичного визначення напору струминного насоса для різних коефіцієнтів інжекції i , геометричного параметра $K_{сн}$ та відстані між робочою насадкою та камерою змішування \bar{l}_p :

- 1 - $K_{сн}=4,938$; $\bar{l}_p = 1,833$; 2 - $K_{сн} = 3,16$; $\bar{l}_p = 1,467$; 3 - $K_{сн}=4,938$; $\bar{l}_p = 2,389$; 4 - $K_{сн} = 6,25$; $\bar{l}_p = 2,063$; 5 - $K_{сн} = 3,16$; $\bar{l}_p = 3,244$; 6 - $K_{сн} = 4,938$; $\bar{l}_p = 4,611$

При проведенні лабораторних досліджень отримано 6 експериментальних кривих $h = f(i)$ для різних співвідношень геометричного параметра $K_{сн}$ та відстаней \bar{l}_p . Для проведення порівняльного аналізу визначались теоретичні значення напору для базової та оновленої методики.

Ефективність застосування запропонованої методики визначалась шляхом порівняння похибок теоретичного визначення відносного напору отриманих за двома методиками. Залежність різниці похибок від коефіцієнта інжекції приведена на рисунку 3.6. Залежності $\Delta\eta = f(i)$ мають нелінійний зростаючий характер, а різниця максимальних похибок визначення теоретичного напору приведена в таблиці 3.9. Зважаючи на прямопропорційний зв'язок між різницею похибок визначення теоретичного напору і величиною коефіцієнта інжекції можна прогнозувати значно вищу ефективність використання запропонованої методики, яка могла б бути досягнута при застосуванні в конструкції лабораторного стенда більш потужного силового приводу, що забезпечив би ширший діапазон зміни залежностей $\Delta\eta = f(i)$.

Таблиця 3.9 – Ефективність використання оновленої методики визначення відносного напору струминного насоса

| Геометричний параметр $K_{сн}$ | Відстань до камери змішування \bar{l}_p | Структура потоку | Тип насоса | Максимальна ефективність, % |
|--------------------------------|---|------------------|----------------|-----------------------------|
| 3,16 | 1,467 | Тришарова | висконапірний | 6,232 |
| | 3,244 | Двошарова | | 3,869 |
| 4,938 | 1,833 | Тришарова | низьконапірний | 20,066 |
| | 2,389 | | | 10,825 |
| | 4,611 | Двошарова | | 0,944 |
| 6,25 | 2,063 | Тришарова | | 10,547 |

Перевірка адекватності рівняння характеристики струминного насоса дозволила отримати наступні висновки:

1. Незалежно від величини геометричного параметра $K_{сн}$, структури потоку та типу насоса зростання відносної відстані між робочою насадкою та камерою змішування зменшує максимальну ефективність використання запропонованих рівнянь для визначення коефіцієнтів нерівномірності профілю швидкостей.

2. Ефективність застосування отриманих рівнянь зменшується для високонапірних насосів і зростає при збільшенні коефіцієнта інжекції.

3. Розроблена методика визначення коефіцієнтів нерівномірності профілю швидкостей в камері змішування дозволяє підвищити точність визначення відносного напору струминного насоса до 20,1 %. Ефективність використання запропонованих рівнянь зменшується при зростанні відстані між робочою насадкою та камерою змішування \bar{l}_p та зменшенні величини геометричного параметра $K_{сн}$ і коефіцієнта інжекції.

Висновки

В процесі гідравлічного моделювання робочого процесу ежекційної системи визначена величина критеріїв подібності, які встановлюють умови перенесення результатів експериментальних досліджень моделі струминного насоса на його реальну конструкцію. Існуючий перелік безрозмірних комплексів, що визначають подібність робочих процесів струминних насосів, вперше доповнено узагальненим критерієм Ейлера. Значення безрозмірних комплексів для розглянутої моделі струминного насоса становить:

- відносна площа струминного насоса 3,16–6,25;
- відносна відстань між робочою насадкою та камерою змішування 0,733–2,594;
- число Рейнольдса змішаного потоку $(0,27–0,55) \times 10^6$;
- узагальнений критерій Ейлера 0–0,353.

Дотримання при експлуатації реальної конструкції струминного насоса вищезгаданих значень безрозмірних критеріїв дозволяє з достатньою імовірністю використовувати результати експериментальних досліджень.

Вірогідність результатів експериментальних досліджень забезпечувалась використанням для обробки отриманих результатів методів математичної статистики. При відсіюванні грубих похибок вимірів використовувався метод розрахунку максимального відносного відхилення. В процесі перевірки нормальності закону розподілу результатів спостережень аналізувались середні абсолютні відхилення результатів вимірів та показники асиметрії і ексцесу. Під час попередньої обробки результатів досліджень застосовувались статистичні таблиці Стюдента, універсальний χ^2 -критерій згоди Пірсона та λ -критерій Колмогорова-Смирнова (К-С критерій). В процесі побудови функціональних залежностей застосовувався метод параболічного інтерполювання Чебишева та класичний метод найменших квадратів. Перевірка адекватності отриманих емпіричних функцій здійснювалась за допомогою F -критерію Фішера.

Отримані результати дають підстави однозначно стверджувати про наявність впливу гідравлічних втрат в елементі розміщеному у змішаному потоці на характеристику ежекційної системи. Таким чином, рівняння характеристики

гідравлічної системи повинне містити складову, що враховує гідравлічні втрати в елементі, розміщеному в змішаному потоці. Експериментально доведена залежність гідравлічного опору елемента змішаного потоку ежекційної системи, яка працює у складі насосно-циркуляційної системи свердловини, від витрати робочого потоку. Зважаючи на результати експериментальних досліджень при побудові математичних моделей ежекційної системи, яка працює у складі замкненого привибійного контуру циркуляції, необхідно враховувати величину гідравлічних втрат в промивальній системі долота, викликаних рухом інжектваного потоку. Вдосконалення математичної моделі роботи ежекційної системи дозволяє зменшити похибку визначення відносного напору струминного насоса на 10,9 %.

РОЗДІЛ 4

ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ СВЕРДЛОВИННИХ ЕЖЕКЦІЙНИХ СИСТЕМ

Вдосконалення конструкцій свердловинних ежекційних систем призначених для буріння свердловин доцільно здійснити шляхом реалізації двох напрямків досліджень:

- вибір раціональних геометричних розмірів проточної частини струминного насоса та визначення раціональних режимів його роботи для існуючих схем свердловинних ежекційних систем;
- розробка вдосконаленої схеми свердловинної ежекційної системи.

В процесі реалізації першого напрямку досліджень необхідно визначити раціональне значення основного геометричного параметра струминного насоса – співвідношення діаметрів камери змішування і робочої насадки та встановити оптимальну величину режимних гідродинамічних параметрів експлуатації ежекційної системи: оптимального відносного напору та коефіцієнта інжекції, які забезпечують мінімальні витрати та максимальну надійність при її обслуговуванні. При проведенні досліджень на основі використання методу електрогідродинамічної аналогії необхідно прийняти критерії для вибору раціональних конструкцій та режиму експлуатації свердловинного струминного насоса для трьох основних схем його застосування в свердловині: всмоктувальної, нагнітальної та нагнітально-всмоктувальної. Прийняті співвідношення повинні враховувати конструкцію свердловини та її насосно-циркуляційної системи.

Другий етап досліджень повинен враховувати досвід експлуатації нагнітальних та нагнітально-всмоктувальних ежекційних систем, які реалізують пряме промивання вибою при бурінні. Вдосконалений пристрій повинен в одній конструкції реалізувати переваги використання вищезгаданих типів ежекційних систем. З метою визначення раціональних розмірів та режимів експлуатації струминних насосів у складі насосно-циркуляційної системи необхідно отримати основні рівняння, що описують робочий процес запропонованої ежекційної

системи. Наступний аналіз розподілу потоків в гідравлічній системі пристрою дозволяє визначити гідродинамічні показники його роботи.

В процесі спільного розгляду гідравлічних та механічних параметрів окремих елементів ежекційної системи, призначеної для буріння та ліквідації прихоплень бурильної колони, необхідно сформулювати принципи оцінки критичного напруженого стану та вибору необхідної за умов міцності товщини корпусу свердловинного насоса при його роботі в кавітаційному режимі.

Завершальним етапом розробки пристрою для буріння є визначення його техніко-економічної ефективності. Шляхом співставлення основних гідродинамічних показників необхідно дослідити переваги застосування розробленої ежекційної системи у порівнянні з відомими схемами застосування свердловинного струминного насоса. Отриманий приріст гідродинамічних параметрів при використанні запропонованого пристрою необхідно перетворити в зростання загальноприйнятих в бурінні техніко-економічних показників будівництва свердловин.

4.1 Визначення оптимальних розмірів елементів проточної частини струминного насоса

Поширення свердловинних ежекційних систем обмежується низьким ККД струминних насосів, який безпосередньо впливає на величину витрат при його обслуговуванні та надійність при експлуатації. За твердженням окремих авторів [2] ККД струминного насоса може досягати 0,5, проте його фактичне значення незалежно від фізичних властивостей змішуваних потоків [40], [50], [156] та взаємної орієнтації елементів проточної частини [72], [126], зазвичай, не перевищує величини $\eta = 0,3$. Зважаючи на домінуючий вплив енергетичних показників на ефективність реалізації технологічних процесів геометричні розміри елементів струминного насоса повинні прийматись із врахуванням необхідності оптимізації умов для можливості досягнення максимального ККД свердловинної ежекційної системи та її високої надійності.

Основним геометричним параметром, який безпосередньо впливає на величину ККД струминного насоса та витрати на його обслуговування є співвідношення діаметрів камери змішування та робочої насадки $K_{сн}$ насосно-циркуляційної системи. За даними досліджень, які вважаються класичними [79], максимальний ККД розвивають струминні насоси з геометричним співвідношенням $K_{сн} = 1,21 - 12,25$. Такий широкий діапазон зміни геометричних розмірів ускладнює вибір оптимальної величини параметра $K_{сн}$ свердловинних ежекційних систем, співвідношення діаметрів камери змішування і робочої насадки для яких становить $K_{сн} = 2 - 6$. Задачею наступних досліджень є встановлення величини оптимального співвідношення $K_{сн}$ саме для вищезгаданого діапазону.

Крім геометричних розмірів проточної частини струминного насоса його ККД та величина витрат на обслуговування визначаються також значенням режимних параметрів: відносного напору h та коефіцієнта інжекції i [107-109]. Враховуючи, що режимні параметри роботи струминного насоса у складі насосно-циркуляційної системи безпосередньо зв'язані між собою цілком достатнім є визначення одного показника, наприклад, коефіцієнта інжекції i . Існує думка, що струминні насоси забезпечують максимальний ККД для коефіцієнта інжекції $i \approx 1$ [122], [140]. Аналіз досвіду використання струминних насосів, однак свідчить, що оптимальне значення коефіцієнта інжекції суттєво відрізняється від одиниці і залежить від величини геометричного параметра $K_{сн}$.

Враховуючи результати проведеного аналізу завдання наступних досліджень, таким чином, полягає у визначенні умов, які забезпечують оптимізацію роботи струминного насоса з максимальним значенням ККД, мінімальними витратами на обслуговування та високою надійністю і встановленні на цій основі оптимальних конструкторських та режимних параметрів використання свердловинних ежекційних систем.

Оптимальні значення геометричних розмірів проточної частини струминного насоса визначаємо в такій послідовності (рисунок 4.1) [67]:

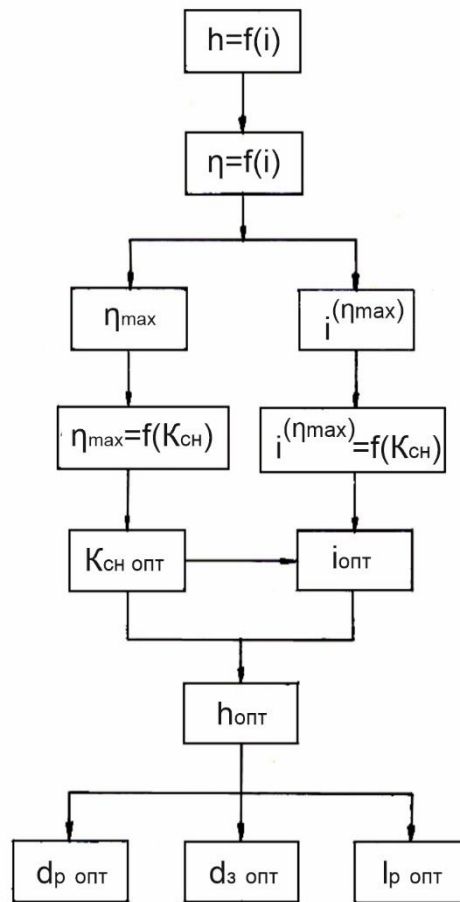


Рисунок 4.1 – Послідовність визначення оптимальних геометричних розмірів проточної частини струминного насоса

1. Будуємо серію кривих $h = f(i)$ для різних значень геометричного параметра K_{ch} .
2. Використовуючи отримані співвідношення $h-i$ визначаємо ККД струминного насоса для різних режимів його роботи та будуємо залежність $\eta = f(i)$.
3. Отримані нелінійні залежності $\eta = f(i)$ є екстремальними, що дає можливість визначити граничні значення ККД η_{max} та відповідні їм значення коефіцієнтів інжекції $i^{(\eta_{max})}$ для кожного співвідношення K_{ch} .
4. Використовуючи максимальні величини ККД струминного насоса отримані для кожного значення геометричного параметра K_{ch} та відповідних коефіцієнтів інжекції i будуємо залежності $\eta_{max} = f(K_{ch})$ та $i^{(\eta_{max})} = f(K_{ch})$.

5. Використовуючи залежність $\eta_{\max} = f(K_{CH})$, яка також є екстремальною, визначаємо величину геометричного параметра $K_{CH\text{опт}}$, що відповідає максимальному значенню ККД. Отримане оптимальне значення $K_{CH\text{опт}}$ використовуємо для визначення оптимальної величини коефіцієнта інжекції за залежністю $i^{(\eta_{\max})} = f(K_{CH})$.

6. Після підстановки величини $K_{CH\text{опт}}$, $i_{\text{опт}}$ в рівняння характеристики струминного насоса визначаємо оптимальну величину відносного напору $h_{\text{опт}}$.

7. Після підстановки величини $h_{\text{опт}}$, $i_{\text{опт}}$ в рівняння характеристики гідравлічної системи визначаємо діаметр робочої насадки струминного насоса $d_{p\text{опт}}$, який відповідає його максимальному ККД. Застосовуючи співвідношення

$K_{CH} = \frac{d_3^2}{d_p^2}$ визначаємо оптимальну величину діаметра камери змішування $d_{\text{зопт}}$.

Отримана величина геометричного параметра $K_{CH\text{опт}}$ дозволяє визначити також необхідну відстань між робочою насадкою та камерою змішування l_p .

Розглянемо особливості визначення ККД струминного насоса. Величина ККД визначається за формулою

$$\eta = \frac{hi}{1-h} \quad (4.1)$$

Враховуючи приведені рівняння розрахунків ККД передбачає попереднє визначення режимних параметрів струминного насоса: відносного напору h та коефіцієнта інжекції i . Режимні параметри струминного насоса розраховувались з використанням його характеристики $h = f(i)$, яка для низьконапірних апаратів ($K_{CH} > 4$) визначається рівнянням (1.12), а для високонапірних ($K_{CH} \leq 4$) – системою рівнянь (1.13) – (1.16). В процесі застосування рівнянь характеристик струминного насоса використовувались отримані в розділі 2 формули для розрахунку коефіцієнта нерівномірності швидкостей інжектваного потоку. Зважаючи на залежність величини даного коефіцієнта від взаємної орієнтації елементів проточної частини струминного насоса необхідно з'ясувати яке

значення відстані між робочою насадкою та камерою змішування повинне враховуватись при визначенні режимних параметрів роботи пристрою.

Оптимальна відстань від робочої насадки визначається з умови рівності площі кінцевого перерізу вільного струменя та камери змішування струминного насоса. Перевищення необхідної відстані до камери змішування призводить до того, що кінцевий переріз вільного струменя перекриває вхідний переріз камери змішування. Це призводить до виникнення зворотних течій рідини та додаткових втрат енергії. Недостатня відстань від робочої насадки викликає переміщення кінцевого перерізу вільного струменя в камері змішування в напрямку дифузора, внаслідок чого зменшується її робоча довжина та знижується ефективність процесу обміну енергіями високонапірного та низьконапірного потоку. Враховуючи проведенний в розділі 2 аналіз оптимальна відстань між робочою насадкою та камерою змішування, таким чином, повинна визначатись рівнянням (2.9), а величина коефіцієнта нерівномірності – за формулами (2.73), (2.74).

Результати розрахунку ККД струминного насоса приведені на рисунку 4.2. При проведенні досліджень основний геометричний параметр струминного насоса змінювався в діапазоні від $K_{сн} = 2$ до $K_{сн} = 6$ враховуючи, що саме ці співвідношення геометричних розмірів використовуються в апаратах нафтової галузі.

Результати розрахунку характеристик струминного насоса (рисунок 4.2 а) за допомогою формули (4.1) були трансформовані в серію кривих (рисунок 4.2 б). Кожна залежність для ККД відзначається чітко визначеним максимумом. Визначення максимального ККД дозволило встановити його залежність від основного геометричного параметра $\eta_{\max} = f(K_{сн})$ (рисунок 4.2 в). Необхідно визначити існування оптимального значення геометричного параметра, яке відповідає максимальному ККД струминного насоса. Графічна залежність приведена на рисунку 4.2 г встановлює оптимальні (з точки зору ККД) значення коефіцієнта інжекції, які визначають оптимальний режим роботи струминного насоса.

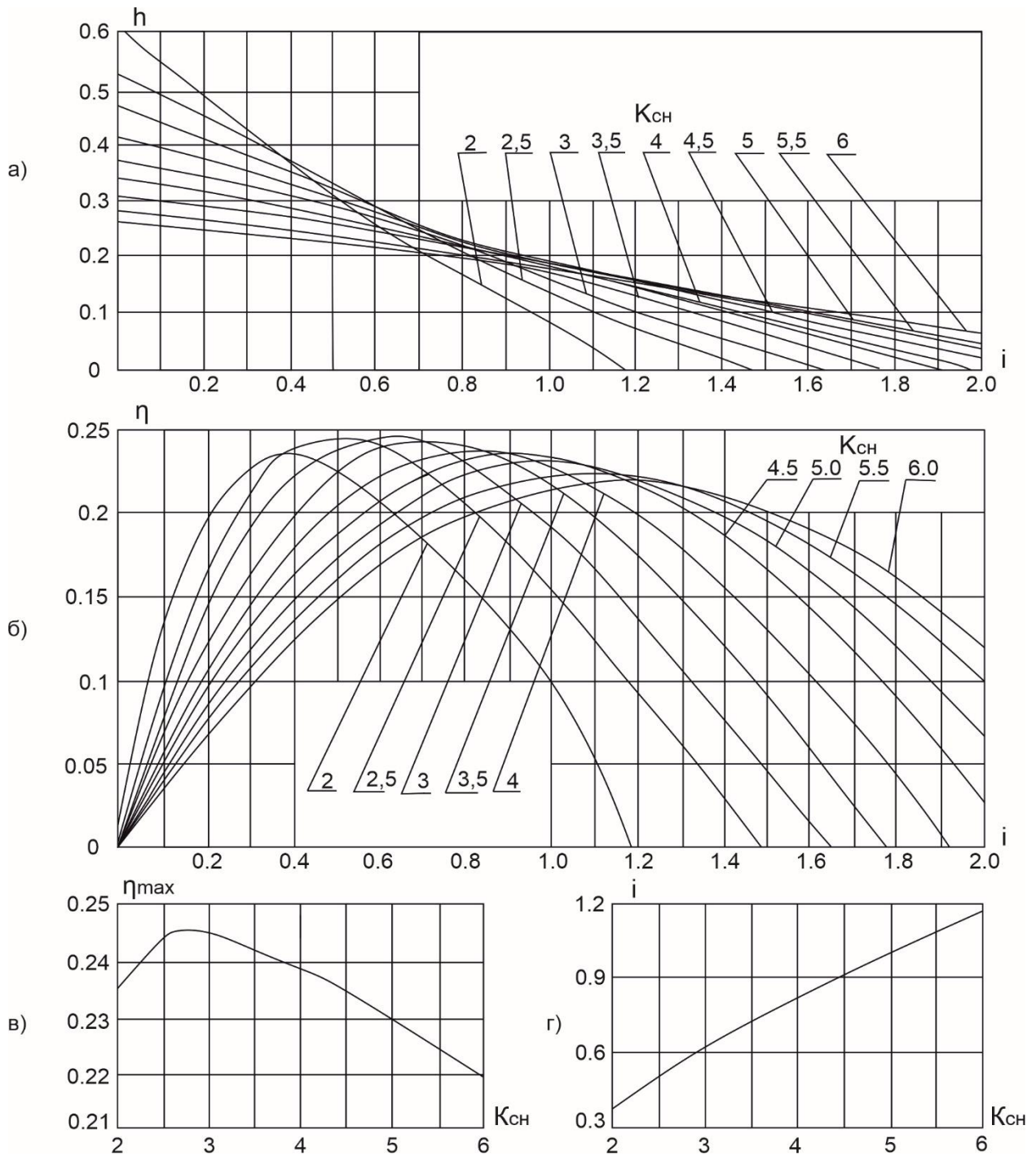


Рисунок 4.2 – Послідовність визначення максимального ККД струминного насоса: а) відносний напір; б) поточне значення ККД; в) максимальне значення ККД; г) коефіцієнт інжекції, який відповідає максимальному ККД ежекційної системи

За результатами проведених досліджень встановлено, що максимальне значення ККД струминного насоса, яке становить $\eta_{max} = 0,2451$ відповідає величині геометричного параметра $K_{сн} = 2,785$ та відстані між робочою насадкою

та камерою змішування $\bar{l}_p = 2,4232$. Отримане значення ККД відповідає таким оптимальним режимним параметрам струминного насоса, які забезпечують ефективність та надійність його експлуатації: відносний напір $h_{onm} = 0,2927$; коефіцієнт інжекції $i_{onm} = 0,591$.

Визначимо величину співвідношення діаметрів насадок долота та робочої насадки струминного насоса $\frac{d_\delta}{d_p}$ насосно-циркуляційної системи, яке забезпечує максимальний ККД ежекційної системи, що реалізує пряме нагнітальне промивання вибою свердловини (рисунок 1.7). Використовуючи рівняння характеристики насосно-циркуляційної системи вищезгаданого типу струминного насоса (формула (2.92)) отримаємо

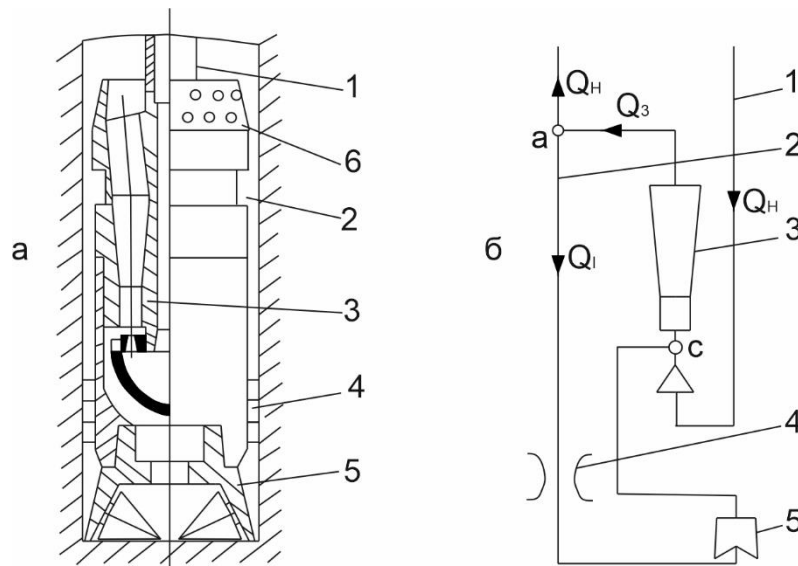
$$\left(\frac{d_\delta}{d_p}\right)_{onm} = \left(\frac{i_{onm}}{3}\right)^{0,5} \left(\frac{1-h_{onm}}{h_{onm}}\right)^{0,25}; \quad (4.2)$$

$$\text{або } d_{p_{onm}} = \left(\frac{i_{onm}}{3}\right)^{-0,5} \left(\frac{1-h_{onm}}{h_{onm}}\right)^{-0,25} d_\delta \quad (4.3)$$

Після підстановки значень оптимальних режимних параметрів $h_{onm} = 0,2927$; $i_{onm} = 0,591$ отримаємо: $\left(\frac{d_\delta}{d_p}\right)_{onm} = 0,5534$ або $d_{p_{onm}} = 1,807d_\delta$.

Пристрій, що реалізує всмоктувальне промивання вибою приведений на рисунку 4.3 [69]. Типовими представниками ежекційних систем даного типу є пристрій УБС (ВО „Оренбургнафта”) [58], декомпресійний бурильний інструмент (Французький інститут нафти) [26], а також численні конструкції різних виробників, призначені для буріння з відбором керна [30].

Відповідно до гідравлічної схеми (рисунок 4.3 б) буровий розчин з витратою Q_n по бурильній колоні 1 надходить на робочу насадку струминного насоса 3; в приймальній камері (точка „с”) з’єднується з інжектованим потоком з витратою Q_i , а далі змішаний потік з витратою Q_3 надходить в канал затрубного простору 2.



1 – гідравлічний канал бурильної колони; 2 – гідравлічний канал затрубного простору; 3 – струминний насос; 4 – калібратор; 5 – долото; 6 – сепаратор
Рисунок 4.3 – Типова конструкція (а) та розрахункова схема (б) ежекційної системи, що реалізує всмоктувальне промивання вибою свердловини

В точці „а” відбувається поділ потоку: частина потоку з витратою Q_n прямує до устя свердловини, а частина з витратою Q_i формує інжектований потік, який через кільцеву щілину, утворену стінками свердловини та елементами калібратора 4 проходить промивальну систему долота 5 і в приймальній камері струминного насоса (точка „с”) з’єднується з робочим потоком Q_n .

За рахунок гідравлічних втрат, які створюються в кільцевому каналі утвореному елементами калібратора на вибої свердловини створюється зона низького тиску, яка сприяє більш ефективному руйнуванню гірської породи.

З метою визначення оптимального діаметра робочої насадки струминного насоса виведемо рівняння його гідравлічної системи. Визначаємо значення тисків в характерних перерізах ежекційної системи: тиск робочого потоку P_p на вході в робочу насадку струминного насоса (рисунок 4.3 б); тиск змішаного потоку P_3 на виході дифузору струминного насоса (точка „а”); тиск інжектованого потоку P_i (точка „с”).

$$P_p = K_p Q_n^2 + P_3 = K_p Q_n^2 + K_3 Q_n^2 + \rho g H_n; \quad (4.4)$$

$$P_3 = K_3 Q_n^2 + \rho g H_n; \quad (4.5)$$

$$P_i = P_3 - K_i Q_i^2 = K_3 Q_n^2 + \rho g H_n - (K_\partial + K_\kappa) Q_i^2, \quad (4.6)$$

де K_i – узагальнений опір інжектваного потоку;

K_κ – узагальнений опір щілини, утвореної елементами калібратора та стінкою свердловини.

Інші позначення приведені для системи рівнянь (2.86) – (2.88).

Враховуючи рівняння (4.4) – (4.6) запишемо

$$h = \frac{P_3 - P_i}{P_p - P_i} = \frac{1}{1 + \frac{K_p}{K_\partial + K_\kappa} \frac{1}{i^2}} \quad (4.7)$$

Узагальнені опори, що входять в рівняння (4.7), визначаються за формулами

$$K_p = \frac{\rho}{2\mu_p^2 f_p^2} = \frac{8\rho}{\mu_p^2 \pi^2 d_p^4}; \quad (4.8)$$

$$K_\partial = \frac{\rho}{2\mu_\partial^2 f_\partial^2} = \frac{8\rho}{\mu_\partial^2 \pi^2 d_\partial^4}; \quad (4.9)$$

$$K_\kappa = \frac{\rho}{2\mu_\kappa^2 f_\kappa^2} = \frac{8\rho}{\mu_\kappa^2 \pi^2 (D_c^2 - D_\kappa^2)^2}, \quad (4.10)$$

де μ_p , μ_∂ , μ_κ – коефіцієнти витрати робочої насадки, промивального отвору долота та кільцевої щілини калібратора;

f_p , f_∂ , f_κ – площі перерізу робочої насадки насоса, промивального отвору долота та кільцевої щілини калібратора;

D_c – діаметр свердловини;

D_κ – зовнішній діаметр елементів калібратора.

Використовуючи формули (4.7)–(4.10) отримаємо рівняння характеристики гідравлічної системи

$$h = \frac{1}{1 + \frac{1}{\left(\frac{\mu_p}{\mu_\partial}\right)^2 \left(\frac{d_p}{d_\partial}\right)^4 + \left(\frac{\mu_p}{\mu_\kappa}\right)^2 \frac{d_p^4}{(D_c^2 - D_\kappa^2)^2}} \frac{1}{i^2}} \quad (4.11)$$

Після перетворення рівняння (4.11) отримаємо формулу для визначення оптимального діаметра робочої насадки

$$d_{\text{opt}} = i_{\text{onm}}^{-0,5} \left(\frac{1 - h_{\text{onm}}}{h_{\text{onm}}} \right)^{-0,25} \left[\left(\frac{\mu_p}{\mu_\delta} \right)^2 \frac{1}{d_\delta^4} + \left(\frac{\mu_p}{\mu_\kappa} \right)^2 \frac{1}{(D_c^2 - D_\kappa^2)^2} \right]^{-0,25} \quad (4.12)$$

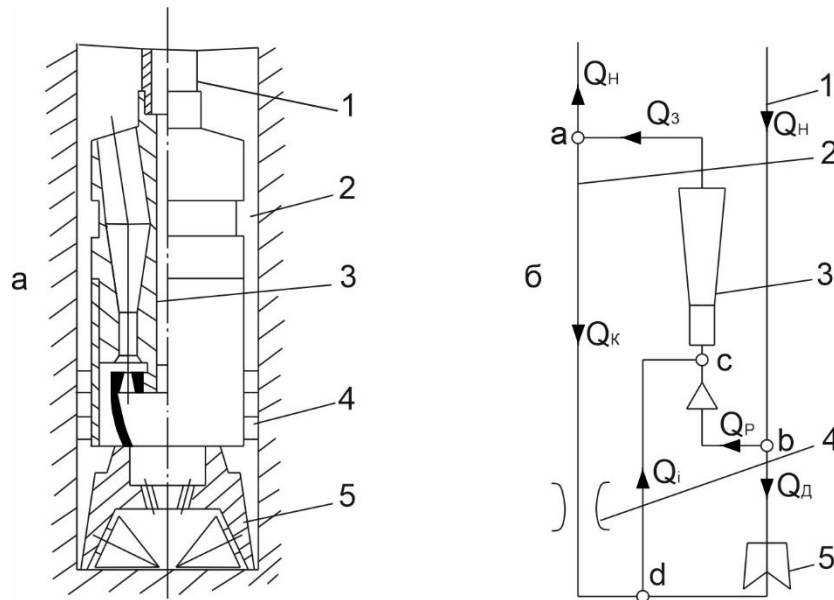
Оптимальний діаметр робочої насадки та надійність конструкції насоса може бути визначений після підстановки даних $i_{\text{onm}} = 0,591$; $h = 0,2927$; $\mu_p = 0,95$; $\mu_\delta = 0,71$ [73]; $\mu_\kappa = 0,925$ [120]; $D_\kappa = 0,2159$ м; $D_c = 1,01D_\kappa$.

Після підстановки приведених величин запишемо

$$d_p = 1,0434(1,7903d_\delta^{-4} + 1139168,704)^{-0,25} \quad (4.13)$$

Зокрема, у випадку $d_\delta = 0,04$ м отримаємо $d_p = 0,0283$ м.

Конструкція, що реалізує нагнітально-всмоктувальне промивання вибою (рисунок 4.4) на сьогоднішній день є найбільш поширеною.



1 – гідравлічний канал бурильної колони; 2 – гідравлічний канал затрубного простору; 3 – струминний насос; 4 – калібратор; 5 – долото

Рисунок 4.4 – Типова конструкція (а) та розрахункова схема ежекційної системи, що реалізує нагнітально-всмоктувальне промивання вибою свердловини

Визначимо [69] характер розподілу потоків в гідравлічній системі пристрою цього типу. Потік бурового розчину з витратою Q_n по бурильній колоні 1 (рисунок 4.4 б) подається в гідравлічну систему наддолотного пристрою. В точці „b” відбувається поділ основного потоку. Менша частина потоку з витратою Q_δ надходить в промивальну систему долота, а більша (з витратою Q_p) прямує на

робочу насадку струминного насоса 3. В приймальній камері струминного насоса (точка „с”) відбувається з'єднання робочого потоку з інжектіваним, який має витрату Q_i . Змішаний потік з витратою Q_3 через дифузор надходить в канал затрубного простору 2. В точці „а” відбувається черговий поділ потоку: частина потоку з витратою Q_n по гідравлічному каналу затрубного простору 2 прямує до устя свердловини, а частина потоку з витратою Q_k рухається до вибою свердловини по кільцевому каналу, утвореному корпусом пристрою та стінкою свердловини. Внаслідок гідравлічних втрат в кільцевому зазорі калібратора 4 в наддолотній зоні створюється зона низького тиску. В привибійній зоні свердловини в точці „d” відбувається з'єднання потоків з витратами Q_k , Q_o , після чого об'єднаний потік з витратою Q_i (який згідно з прийнятою термінологією є інжектіваним), надходить в приймальну камеру струминного насоса. Ефективність нагнітально-всмоктувального промивання вибою пов'язана з створенням зони низького тиску в наддолотній області та покращенням умов очищення вибою.

З метою визначення необхідних геометричних розмірів елементів ежекційної системи необхідно отримати рівняння характеристики гідравлічної системи пристрою. Значення тисків робочого P_p , змішаного P_3 та інжектованого P_i потоків визначаємо відповідно в точках „в”, „а” і „d” ежекційної системи (рисунок 4.4 б)

$$P_p = K_p Q_p^2 + P_3 = K_p Q_p^2 + K_3 Q_n^2 + \rho g H_n; \quad (4.14)$$

$$P_3 = K_3 Q_n^2 + \rho g H_n; \quad (4.15)$$

$$P_i = P_3 - K_k Q_k^2 = K_3 Q_n^2 + \rho g H_n - K_k Q_k^2 \quad (4.16)$$

Для подальшого перетворення системи рівнянь (4.14)–(4.16) необхідно встановити співвідношення між витратами потоку, що створюється буровим насосом Q_n , робочим потоком Q_p , потоком в промивальній системі долота Q_o та потоком, який прямує через калібратор струминного насоса Q_k . Враховуючи особливості розрахунку розгалужених гідравлічних систем [86] та методу електрогідродинамічної аналогії запишемо

$$K_p Q_p^2 = K_d Q_d^2 \quad (4.17)$$

$$Q_n = Q_p + Q_d \quad (4.18)$$

Рівняння (4.17) визначає баланс напорів в паралельних ланках гідравлічної системи, а рівняння (4.18) – баланс витрат записаний для вузлової точки „в” [24].

Враховуючи систему рівнянь (4.17), (4.18) запишемо

$$K_p Q_p^2 = K_d (Q_n - Q_p)^2; \quad (4.19)$$

Звідки

$$Q_p = \frac{Q_n}{1 + \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}} \quad (4.20)$$

Враховуючи рівняння (4.18), (4.20) визначимо витрату потоку, що прямує на промивальну систему долота

$$Q_d = Q_n - Q_p = Q_n \left(1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}} \right) \quad (4.21)$$

Рівняння балансу витрат для вузлової точки „d” має вигляд

$$Q_i = Q_d + Q_k \quad (4.22)$$

Визначимо низхідну витрату через калібратор Q_k використовуючи рівняння (4.20), (4.22)

$$Q_k = Q_i - Q_d = Q_p i - Q_d = Q_n \left(\frac{1+i}{1 + \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}} - 1 \right) \quad (4.23)$$

Після визначення витрати Q_p (формула (4.20)) та Q_k (формула (4.23)) отримаємо уточнені рівняння для тисків робочого (формула (4.14)) та інжектваного (формула (4.16)) потоків

$$P_p = K_p \frac{Q_n^2}{\left(1 + \left(\frac{K_p}{K_d}\right)^{0,5}\right)^2} + K_3 Q_n^2 + \rho g H_n \quad (4.24)$$

$$P_i = K_3 Q_H^2 + \rho g H_H - K_K Q_H^2 \left(\frac{1+i}{1 + \left(\frac{K_p}{K_\delta} \right)^{0,5}} - 1 \right)^2 \quad (4.25)$$

Тоді використовуючи формули (4.15), (4.24), (4.25) отримаємо рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса

$$h = \frac{P_3 - P_i}{P_p - P_i} = \frac{1}{1 + \frac{K_p}{K_K} \frac{1}{\left(i - \left(\frac{K_p}{K_\delta} \right)^{0,5} \right)^2}} \quad (4.26)$$

Формули для визначення узагальнених опорів K_p , K_K , K_δ визначені раніше (рівняння (4.8) – (4.10)). Після проведення відповідних перетворень отримаємо

$$h = \frac{1}{1 + \left(\frac{\mu_K}{\mu_p} \right)^2 \frac{(D_c^2 - D_K^2)^2}{d_p^4} \frac{1}{\left(i - \left(\left(\frac{\mu_\delta}{\mu_p} \right)^2 9 \left(\frac{d_\delta}{d_p} \right)^4 \right)^{0,5} \right)^2}} \quad (4.27)$$

Рівняння 4.27 отримане для долота з трьома насадками. Подальше спрощення рівнянь (4.26), (4.27) вимагає встановлення оптимальних співвідношень витрат Q_p та Q_H . Виходячи з досвіду використання нагнітально-всмоктувальних ежекційних систем приймаємо $Q_p = \frac{2}{3} Q_H$. Тоді з рівняння (4.20)

отримаємо $\frac{K_p}{K_\delta} = 0,25$. Після використання формул для визначення узагальнених опорів K_p , K_δ запишемо

$$\left(\frac{\mu_\delta}{\mu_p} \right)^2 9 \left(\frac{d_\delta}{d_p} \right)^4 = 0,25 \quad (4.28)$$

Якщо в струминному насосі та промивальній системі долота використовують однотипні насадки (тобто $\frac{\mu_\delta}{\mu_p} = 1$) отримаємо співвідношення між діаметрами насадок у вигляді

$$d_p = 2,449d_\partial \quad (4.29)$$

Використовуючи співвідношення (4.28) рівняння (4.27) перепишемо у вигляді

$$h = \frac{1}{1 + \left(\frac{\mu_k}{\mu_p}\right)^2 \frac{(D_c^2 - D_k^2)^2}{d_p^4} \frac{1}{(i - 0,5)^2}} \quad (4.30)$$

Після відповідних перетворень формули (4.30) отримаємо рівняння для визначення оптимального діаметра робочої насадки струминного насоса

$$d_{ponm} = (i_{onm} - 0,5)^{-0,5} \left(\frac{1 - h_{onm}}{h_{onm}}\right)^{-0,25} \left(\frac{\mu_k}{\mu_p} (D_c^2 - D_k^2)\right)^{0,5} \quad (4.31)$$

Після підстановки значень складових в рівняння (4.31) виявляється, що максимальне значення ККД забезпечується у випадку діаметра робочої насадки струминного насоса $d_p = 0,0803$ м. Це значно перевищує діаметр, який може бути отриманий після підстановки в формулу (4.29) реальних значень діаметрів насадок. Таким чином, схема, що реалізує нагнітально-всмоктувальне промивання вибою не може забезпечити надійну роботу струминного насоса з максимальними значеннями ККД. Величину діаметра робочої насадки необхідно приймати з використанням співвідношення (4.29).

Для ежекційної системи всмоктувального типу характеристика гідравлічної системи проходить через початок координат (рисунок 4.5 а). Для ежекційної системи нагнітально-всмоктувального типу початок характеристики гідравлічної системи має місце в точці з координатами (рівняння (4.27), (4.29))

$$i = \left(9 \left(\frac{\mu_\partial}{\mu_p}\right)^2 \left(\frac{d_\partial}{d_p}\right)^4\right)^{0,5} \quad \text{або } i = 0,5$$

Ліва частина характеристик є уявною, тому на рисунку 4.5 б показана пунктирною лінією. Точки перетину характеристик струминного насоса та його гідравлічної системи (т. А, В, С) визначають режим роботи пристрою.

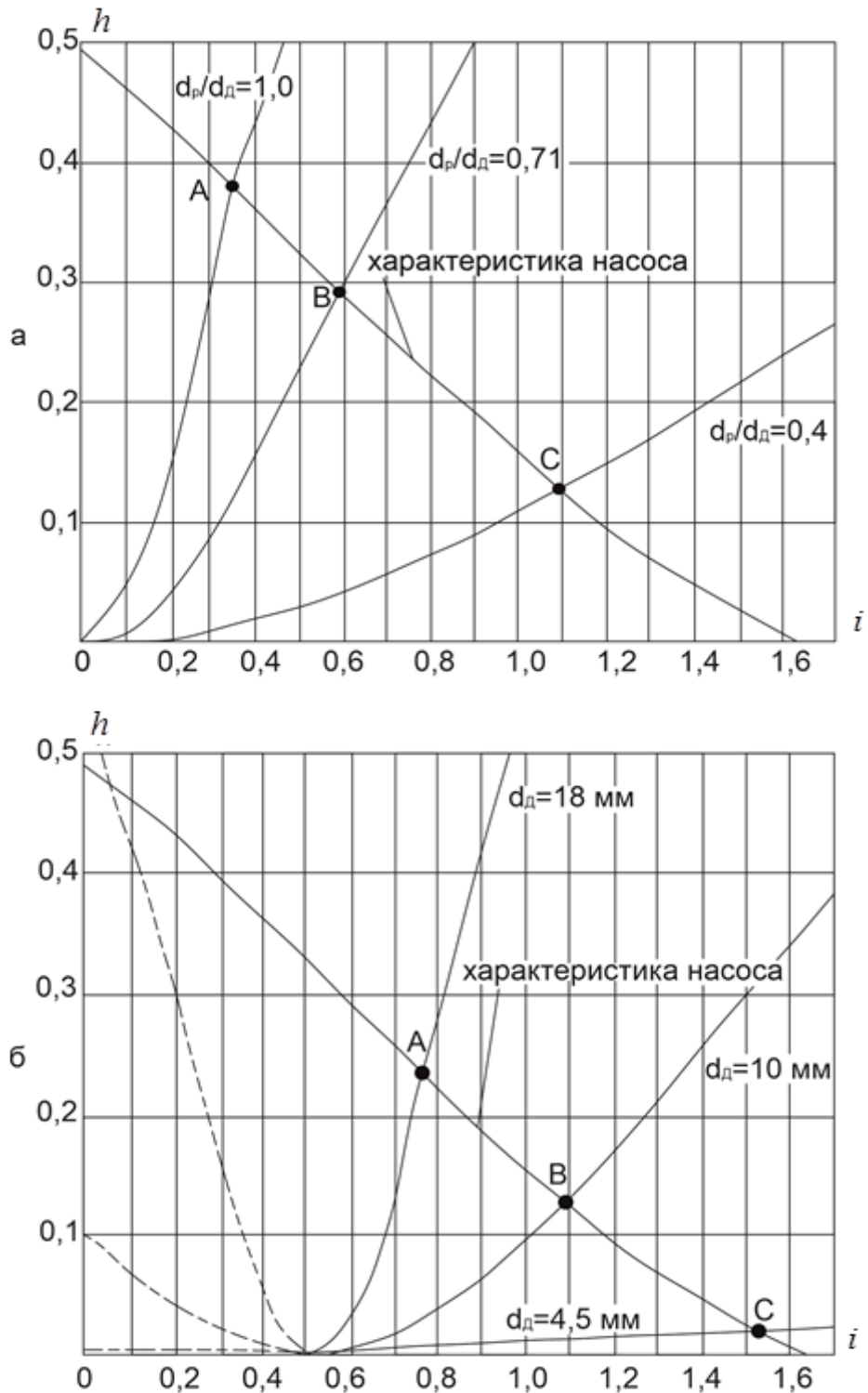


Рисунок 4.5 – Характеристики гідравлічних систем струминних насосів для всмоктувального (а) та нагнітально-всмоктувального промивання вибою (б)

4.2 Розробка ежекційної системи для комбінованого промивання вибою в процесі буріння

Запропонований пристрій [111] дозволяє в одній конструкції реалізувати переваги використання двох основних вибійних ежекційних систем без залучення

значних витрат на їх обслуговування та збереження надійності експлуатації. Зниження диференціального тиску та покращення умов виносу шламу з наддолотної області (що має місце у випадку використання нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи) доповнюється зростанням витрати потоку на вибої (що є основною перевагою застосування нагнітальних систем).

4.2.1 Опис конструкції та принципу роботи ежекційної системи для комбінованого промивання вибою

Пристрій для буріння свердловин (рисунок 4.6) складається [70, 111] з корпусу 1 та верхнього 2 і нижнього 3 перехідників. В корпусі 1 встановлений струминний насос I призначений для зниження диференціального тиску на вибої свердловини та покращення умов винесення шламу з наддолотної області. Струминний насос I встановлений в опорі 4 та складається з дифузора 5 з камерою змішування та робочої насадки 6. Опора 4 призначена для розміщення в корпусі 1 деталей гідравлічної системи струминного насоса I та здійснення гідравлічного зв'язку між її елементами. Приймальна камера струминного насоса виконана у вигляді кільцевої проточки 7, яка з'єднується з наддолотною областю за допомогою осьових каналів 8. Радіальний канал 9 та втулка 10 з радіальним отвором призначені для підведення робочого потоку. Корпус 1 містить радіальні отвори 11 для зв'язку з затрубним простором свердловини. Для відокремлення нагнітальної лінії струминного насоса I від центрального потоку в корпусі 1 встановлена плита 12, яка з'єднується з опорою 4 патрубком 13. Корпус 1 з'єднується з нижнім перехідником 3 за допомогою патрубка 14.

Нижній перехідник 3 для зв'язку з наддолотною областю містить осьові канали 15 та різьбу для з'єднання з долотом. Струминний насос II призначений для збільшення витрати на вибої свердловини і встановлений у верхньому перехіднику 2 за допомогою опори 16. Струминний насос II складається з дифузора 17 з камерою змішування та робочої насадки 18. Опора 16 фіксується у верхньому перехіднику 2 за допомогою кільця 19. Для з'єднання з затрубним простором перехідник 2 містить радіальні отвори 20, а опора 16 – радіальні канали 21.

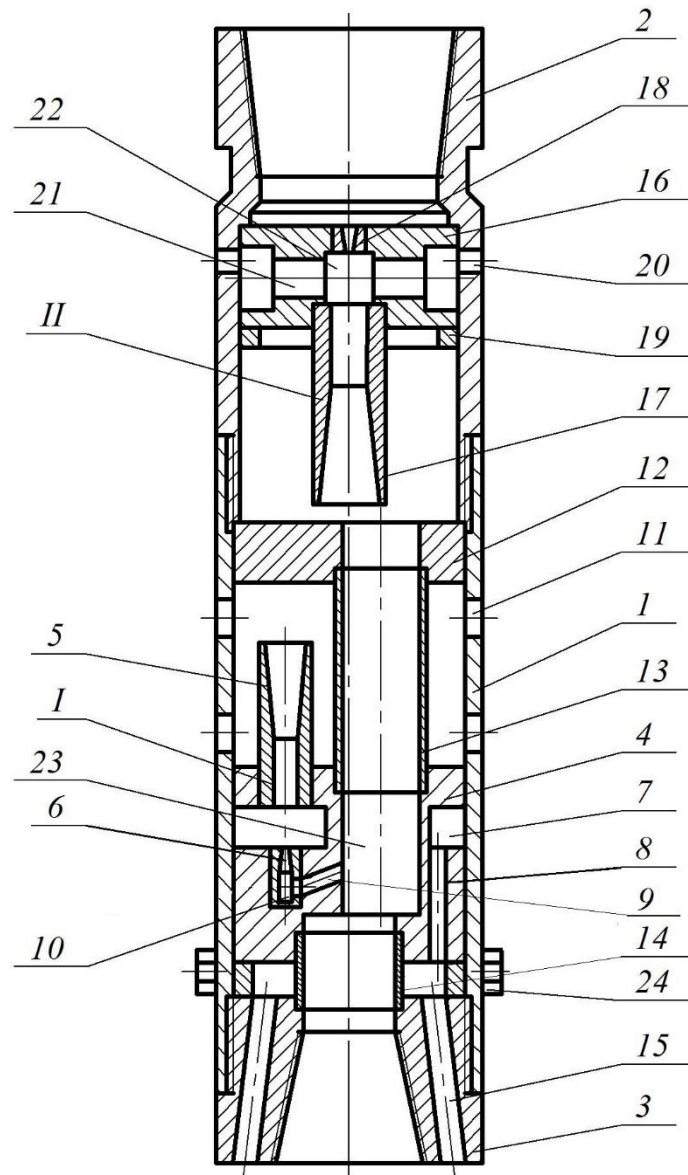


Рисунок 4.6 – Конструкція пристрою для буріння свердловин

Верхня частина переходника 2 містить різьбу для з'єднання з обважненими трубами бурильної колони. В нижній частині корпусу 1 розміщені елементи калібратора 24, які утворюють з стінками свердловини кільцеву щілину.

Пристрій працює наступним чином. Потік рідини, що створюється буровим насосом, по колоні бурильних труб надходить у порожнину верхнього переходника 2 на робочу насадку 18 струминного насоса II. Внаслідок високої швидкості витікання промивальної рідини з робочої насадки 18 в приймальній камері 22 створюється зона низького тиску, за рахунок чого через радіальні канали 21 та отвори 20 підсмоктується інжектований потік. Змішування потоків здійснюється в камері змішування 17 струминного насоса, після чого змішаний

потік через дифузор виходить в порожнину переходника 2. Далі змішаний потік струминного насоса II через патрубок 13 надходить в порожнину корпусу 1 і центральний канал 23 опори 4. В центральному каналі 23 відбувається поділ потоку. Менша частина потоку через патрубок 14 надходить на долото, а більша через радіальний канал 9 та втулку 10 прямує на робочу насадку 6 струминного насоса I. Внаслідок високої швидкості витікання промивальної рідини з робочої насадки 6 в приймальній камері 7 створюється зона низького тиску, який через осьові канали 8, 15 передається в наддолотну область. В приймальній камері 7 робочий потік з'єднується з інжектіваним потоком. Робочий потік змішується з інжектіваним в камері змішування 5 з дифузorzом і через радіальні отвори 11 надходить в затрубний простір. Далі частина потоку рухається до устя, а частина через кільцевий зазор між свердловиною і калібратором надходить в наддолотну область і осьові канали 15.

Розглянемо характер розподілу потоків в гідравлічній системі пристрою [70, 99, 102]. Промивальна рідина з витратою, що дорівнює продуктивності бурового насоса Q_n надходить на робочу насадку струминного насоса 1 та в приймальну камеру позначену літерою „a” (рисунок 4.7).

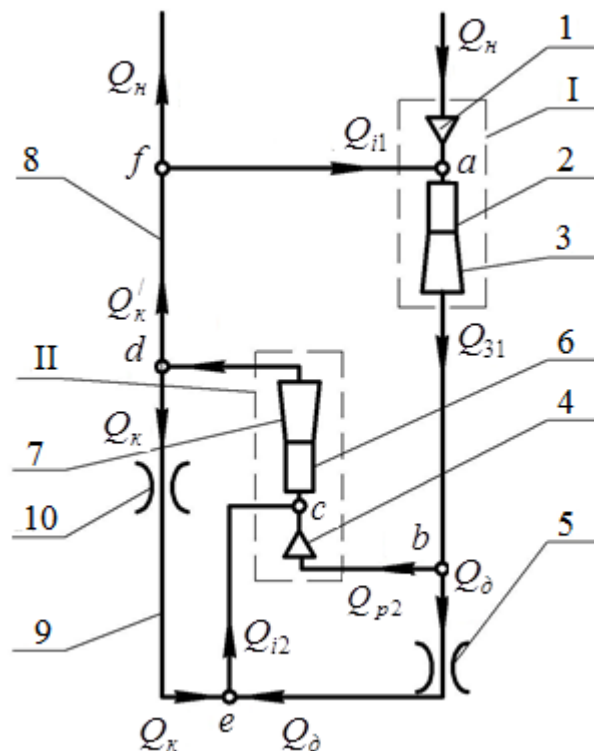


Рисунок 4.7 – Гідравлічна система пристрою для буріння свердловин

На виході робочої насадки створюється зона низького тиску, яка є основною причиною підсмоктування інжектваного потоку. Далі потік промивальної рідини з витратою Q_n , який для струминного насоса I є робочим $Q_{p1} = Q_n$ в камері змішування 2 з'єднується з інжектованим потоком Q_{i1} . В дифузори 3 відбувається відновлення тиску змішаного потоку з витратою Q_{31} . В точці „b” має місце поділ змішаного потоку насоса I. Частина потоку з витратою Q_{p2} надходить на робочу насадку 4 струминного насоса II, а частина з витратою Q_d – на промивальну систему долота 5 та вибій свердловини. Витрата промивальної рідини Q_{p2} є робочою для струминного насоса II.

Потік промивальної рідини з витратою Q_{p2} через робочу насадку 4 надходить в приймальну камеру насоса II, позначену на гідравлічній схемі літерою „с”, де з'єднується з інжектованим потоком Q_{i2} . В камері змішування 6 струминного насоса відбувається змішування робочого Q_{p2} та інжектованого Q_{i2} потоків. Далі через дифузори 7 змішаний потік з витратою Q_{32} виходить в кільцевий простір. В точці „d” кільцевого простору відбувається поділ змішаного потоку насоса II. Частина потоку з витратою Q'_k рухається в напрямку до устя по кільцевому каналу 8 утвореному верхньою частиною корпусу пристрою та стінкою свердловини, а частина потоку з витратою Q_k прямує до вибою по кільцевому каналу 9 утвореному нижньою частиною корпусу пристрою та стінкою свердловини. На шляху до вибою свердловини промивальна рідина з витратою Q_k проходить дросельний пристрій 10.

В точці „e” відбувається з'єднання потоків з витратами Q_k , Q_d , які формують інжектований потік Q_{i2} насоса II. В точці „f” має місце поділ потоку промивальної рідини з витратою Q'_k . Частина потоку з витратою Q_n прямує до устя свердловини, а частина з витратою Q_{i1} формує інжектований потік насоса I, який рухається в напрямку до приймальної камери „a”.

Нижче приведені характеристики розробленого пристрою

| | |
|--|---------|
| Діаметр, мм | 195; |
| Приєднувальні різьби: верхня | 3-147; |
| нижня | 3-117; |
| Витрата рідини через пристрій, л/с | 20-40; |
| Частота обертання ротора, об/хв. | 50-150; |
| Осьове навантаження на долото, кН. | 70-80; |
| Основний геометричний параметр струминного насоса | 2,785; |
| Співвідношення діаметрів насадок струминного насоса і долота | 2,449; |
| Зростання механічної швидкості буріння, % | 24,4 % |

Основний геометричний параметр струминного насоса визначається співвідношенням площ камери змішування та робочої насадки.

Величина зростання механічної швидкості буріння при використанні розробленого пристрою визначена в розділі 4.4.

4.2.2 Виведення рівняння характеристики гідравлічної системи пристрою.

Виведення рівняння характеристики гідравлічної системи передбачає, в загальному випадку, для будь-якої конструкції вибійного пристрою визначення тисків в характерних перерізах струминного насоса та представлення їх у безрозмірній формі у вигляді відношення різниці тисків змішаного та інжектваного потоків до різниці тисків робочого та інжектваного потоків. Тиски робочого, змішаного та інжектваного потоків визначаються відповідно перед робочою насадкою струминного насоса, на виході з дифузора та на вході в приймальну камеру.

Значення тисків в характерних перерізах струминного насоса насосно-циркуляційної системи, що реалізує пряме промивання вибою (насос I на рисунку 4.7) визначається за формулами (позначення параметрів, які характеризують роботу насоса I мають індекс „1”, насоса II – відповідно індекс „2”).

$$P_{p1} = K_{p1}Q_n^2 + K_{p2}Q_{p2}^2 + K'_3Q_{32}^2 + K_3Q_n^2 + \rho g H_n; \quad (4.32)$$

$$P_{31} = K_{p2}Q_{p2}^2 + K'_3Q_{32}^2 + K_3Q_n^2 + \rho g H_n; \quad (4.33)$$

$$P_{i1} = P_{31} - K_{p2}Q_{i1}^2 = K_{p2}Q_{p2}^2 + K'_3Q_{32}^2 + K_3Q_n^2 + \rho g H_n - K_{p2}Q_{i1}^2, \quad (4.34)$$

де P_{p1} , P_{31} , P_{i1} – значення тисків робочого, змішаного та інжектowanego потоку для струминного насоса I;

K_{p1} , K_{p2} – узагальнені опори відповідно робочих насадок струминного насоса I та II;

K'_3 – узагальнений опір ділянки каналу затрубного простору між рівнями розміщення вихідного отвору змішаного потоку насоса II та вхідного отвору інжектowanego потоку насоса I (ділянка гідравлічного каналу fd (рисунок 4.7));

K_3 – узагальнений опір ділянки каналу затрубного простору між рівнем розміщення вхідного отвору інжектowanego потоку насоса I та устям свердловини;

Q_{p2} – витрата робочого потоку насоса II (визначається з використанням методу електрогідродинамічних аналогій);

Q_{32} – витрата змішаного потоку насоса II;

Q_{i1} – витрата інжектowanego потоку насоса I.

Складова рівняння (4.34) $K_{p2}Q_{i1}^2$ визначає величину гідравлічних втрат в робочій насадці струминного насоса II, викликаних рухом інжектowanego потоку насоса I. Гідравлічний опір K_{p2} розміщений на ділянці інжектowanego потоку насоса I. Наявність цієї складової в рівнянні (4.34) відображає результати експериментальних та теоретичних досліджень спрямованих на вдосконалення методу побудови характеристики струминного насоса.

Враховуючи рівняння (4.32) – (4.34) запишемо вираз для визначення відносного напору струминного насоса I

$$h_1 = \frac{P_{31} - P_{i1}}{P_{p1} - P_{i1}} = \frac{K_{p2}Q_{i1}^2}{K_{p1}Q_n^2 + K_{p2}Q_{i1}^2} = \frac{1}{1 + \frac{K_{p1}Q_n^2}{K_{p2}Q_{i1}^2}} = \frac{1}{1 + \frac{K_{p1}}{K_{p2}} \frac{1}{i^2}} \quad (4.35)$$

В рівнянні (4.35) враховано поняття коефіцієнта інжекції. Для насоса I коефіцієнт інжекції i_1 визначається за формулою

$$i_1 = \frac{Q_{i1}}{Q_n} \quad (4.36)$$

Узагальнені опори, що входять в рівняння (4.35) визначаються за формулами

$$K_{p1} = \frac{8\rho}{\pi^2 \mu_{p1}^2 d_{p1}^4}; \quad (4.37)$$

$$K_{p2} = \frac{8\rho}{\pi^2 \mu_{p2}^2 d_{p2}^4}, \quad (4.38)$$

де μ_{p1} , μ_{p2} – коефіцієнти витрати робочих насадок насоса I і насоса II;

d_{p1} , d_{p2} – діаметри робочих насадок насоса I і насоса II.

У випадку використання однотипних робочих насадок ($\mu_{p1} = \mu_{p2}$) враховуючи формули (4.37), (4.38) запишемо рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса I

$$h = \frac{1}{1 + \left(\frac{d_{p2}}{d_{p1}}\right)^4 \frac{1}{i_1^2}} \quad (4.39)$$

Для встановлення взаємозв'язку між обома струминними насосами необхідно визначити витрати потоків, що надходять на робочу насадку струминного насоса II Q_{p2} та промивальну систему долота Q_δ . Використовуючи метод електрогідродинамічних аналогій запишемо рівняння балансу витрат та напорів в паралельних ланках гідравлічної системи

$$Q_{s1} = Q_{p2} + Q_\delta \quad (4.40)$$

$$K_{p2} Q_{p2}^2 = K_\delta Q_\delta^2 \quad (4.41)$$

Перше рівняння відповідно до методу електрогідродинамічних аналогій визначає рівність притоку та відтоку рідини для вузлової точки „в”, а друге – рівність нулю алгебраїчної суми втрат напору для замкненого контуру, що складається з двох паралельних ланок гідравлічної системи. Враховуючи систему рівнянь (4.40), (4.41) та метод електрогідродинамічних аналогій запишемо очевидні перетворення

$$K_{p2} Q_{p2}^2 = K_\delta (Q_{s1} - Q_{p2})^2$$

$$Q_{p2} = \frac{Q_{31}}{1 + \sqrt{\frac{K_{p2}}{K_{\delta}}}} \quad (4.42)$$

Витрату змішаного потоку визначаємо з врахуванням (4.36)

$$Q_{31} = Q_H + Q_{i1} = Q_H + Q_H i_1 = Q_H (1 + i_1) \quad (4.43)$$

Співвідношення узагальнених опорів $\frac{K_{p2}}{K_{\delta}}$ визначаємо з врахуванням

використання долота з трьома промивальними насадками. У випадку використання однотипних насадок ($\mu_{p2} = \mu_{\delta}$) отримаємо

$$\frac{K_{p2}}{K_{\delta}} = 9 \left(\frac{d_{\delta}}{d_{p2}} \right)^4 \quad (4.44)$$

Тоді витрата робочого потоку струминного насоса II визначається за формулою

$$Q_{p2} = \frac{Q_H (1 + i_1)}{1 + 3 \left(\frac{d_{\delta}}{d_{p2}} \right)^2}, \quad (4.45)$$

а витрата в промивальній системі долота з врахуванням рівняння (4.40) за формулою

$$Q_{\delta} = \frac{Q_H (1 + i_1)}{1 + \frac{1}{3} \left(\frac{d_{p2}}{d_{\delta}} \right)^2} \quad (4.46)$$

Визначимо вигляд рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса II. Значення тисків робочого P_{p2} , змішаного P_{32} та інжектваного P_{i2} потоків для струминного насоса, що реалізує комбіноване промивання вибою визначаються за формулами

$$P_{p2} = K_{p2} Q_{p2}^2 + K'_3 Q_{32}^2 + K_3 Q_H^2 + \rho g H_H; \quad (4.47)$$

$$P_{32} = K'_3 Q_{32}^2 + K_3 Q_H^2 + \rho g H_H; \quad (4.48)$$

$$P_{i2} = P_{32} - K_K Q_K^2 = K'_3 Q_{32}^2 + K_3 Q_H^2 + \rho g H_H - K_K Q_K^2 \quad (4.49)$$

Запишемо співвідношення тисків робочого, змішаного та інжектваного потоків у безрозмірній формі

$$h = \frac{P_{32} - P_{i2}}{P_{p2} - P_{i2}} = \frac{K_{\kappa} Q_{\kappa}^2}{K_{p2} Q_{p2}^2 + K_{\kappa} Q_{\kappa}^2} = \frac{1}{1 + \frac{K_{p2} Q_{p2}^2}{K_{\kappa} Q_{\kappa}^2}} \quad (4.50)$$

Витрату потоку в кільцевому просторі Q_{κ} використовуючи метод електрогідродинамічних аналогій визначаємо складаючи рівняння балансу витрат для вузлової точки „e”

$$Q_{i2} = Q_{\kappa} + Q_{\partial} \quad (4.51)$$

З врахуванням рівняння (4.51) виконаємо очевидні перетворення

$$\frac{Q_{p2}}{Q_{\kappa}} = \frac{Q_{p2}}{Q_{i2} - Q_{\partial}} = \frac{1}{\frac{Q_{i2}}{Q_{p2}} - \frac{Q_{\partial}}{Q_{p2}}} = \frac{1}{i_2 - \frac{Q_{\partial}}{Q_{p2}}}, \quad (4.52)$$

де i_2 - коефіцієнт інжекції струминного насоса II.

Наступні перетворення проводимо з врахуванням рівняння балансу напорів (формула (4.41)) та співвідношення $\frac{K_{p2}}{K_{\partial}}$ (формула (4.44))

$$\frac{Q_{\partial}}{Q_{p2}} = \sqrt{\frac{K_{p2}}{K_{\partial}}} = 3 \left(\frac{d_{\partial}}{d_{p2}} \right)^2 \quad (4.53)$$

Тоді рівняння (4.52) можна переписати у вигляді

$$\frac{Q_{p2}}{Q_{\kappa}} = \frac{1}{i_2 - 3 \left(\frac{d_{\partial}}{d_{p2}} \right)^2} \quad (4.54)$$

Гідравлічний опір всмоктувальної лінії струминного насоса II виконаний у вигляді кільцевої щілини обмеженої ширини, утвореної корпусом насоса та стінкою свердловини. Значення узагальненого опору дроселюючого елемента визначаємо за формулою (4.10). Враховуючи рівняння (4.10), (4.38) запишемо

$$\frac{K_{p2}}{K_{\kappa}} = \left(\frac{\mu_{\kappa}}{\mu_{p2}} \right)^2 \frac{(D_c^2 - D_{\kappa}^2)^2}{d_{p2}^4} \quad (4.55)$$

Враховуючи рівняння (4.50), (4.54), (4.55) запишемо рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса II

$$h = \frac{1}{1 + \left(\frac{\mu_{\kappa}}{\mu_{p2}}\right)^2 \frac{(D_c^2 - D_{\kappa}^2)^2}{d_{p2}^4} \frac{1}{\left(i_2 - 3\left(\frac{d_{\delta}}{d_{p2}}\right)^2\right)^2}} \quad (4.56)$$

Розв'язок вищезгаданих рівнянь дозволяє визначити зниження тиску на вибої викликане застосуванням даної насосно-циркуляційної системи

$$\Delta P = \frac{8\rho Q_{\kappa}^2}{\pi^2 \mu_{\kappa}^2 (D_c^2 - D_{\kappa}^2)^2} \quad (4.57)$$

Витрата через калібратор може бути визначена з рівняння (4.51)

$$Q_{\kappa} = Q_{i2} - Q_{\delta} = Q_{p2} i_2 - Q_{\delta} \quad (4.58)$$

Враховуючи рівняння (4.45), (4.46) запишемо

$$Q_{\kappa} = Q_{\kappa} (1 + i_1) \left(\frac{i_2}{1 + 3\left(\frac{d_{\delta}}{d_{p2}}\right)^2} - \frac{1}{1 + \frac{1}{3}\left(\frac{d_{p2}}{d_{\delta}}\right)^2} \right) \quad (4.59)$$

Тоді зниження тиску може бути визначено за формулою

$$\Delta P = \frac{8\rho Q_{\kappa}^2 (1 + i_1)^2}{\pi^2 \mu_{\kappa}^2 (D_c^2 - D_{\kappa}^2)^2} \left(\frac{i_2}{1 + 3\left(\frac{d_{\delta}}{d_{p2}}\right)^2} - \frac{1}{1 + \frac{1}{3}\left(\frac{d_{p2}}{d_{\delta}}\right)^2} \right)^2 \quad (4.60)$$

4.2.3 Дослідження характеру розподілу потоків в гідравлічній системі пристрою

Визначення витрат рідини в гідравлічній системі пристрою вимагає попереднього розрахунку геометричних розмірів елементів ежекційної системи. Геометричні розміри елементів ежекційної системи визначаємо з врахуванням таких умов:

1. ККД струминних насосів повинне приймати максимально можливі значення.

2. Характер розподілу потоків для нагнітально-всмоктувального промивання вибою повинен прийматись з врахуванням практичного досвіду використання струминних насосів.

Розподіл потоків між промивальною системою долота (витрата Q_d) та робочою насадкою струминного насоса II (витрата Q_{p2}) приймаємо враховуючи досвід практичного використання нагнітально-всмоктувальних ежекційних систем: третину загального потоку необхідно подавати на промивальну систему долота і дві третини – на робочу насадку струминного насоса. Враховуючи співвідношення (4.29) запишемо

$$d_{p2} = 2,449d_d \quad (4.61)$$

Величину діаметра робочої насадки струминного насоса I визначаємо з рівняння (4.39)

$$d_{p1} = i_1^{-0,5} \left(\frac{h_1}{1-h_1} \right)^{0,25} d_{p2} \quad (4.62)$$

Після підстановки оптимальних значень коефіцієнта інжекції і відносного напору $i_1 = 0,591$; $h_1 = 0,2927$ отримаємо $d_{p1} = 1,043d_{p2}$. З метою уніфікації деталей ежекційної системи та підвищення її надійності остаточно приймаємо $d_{p1} = d_{p2}$, тобто в конструкції пристрою для буріння доцільно застосовувати струминні насоси однакових геометричних розмірів. Розподіл потоків в гідравлічній системі пристрою (рисунок 4.8) визначався з використанням наступних співвідношень

$$Q_{i1} = Q_n i_1; \quad Q_{31} = Q_n (1 + i_1); \quad Q_d = \frac{Q_{31}}{3}; \quad Q_{p2} = \frac{2}{3} Q_{31};$$

$$Q_{i2} = Q_{p2} i_2; \quad Q_{32} = Q_{p2} (1 + i_2)$$

Значення коефіцієнта інжекції для струминного насоса I визначалось виходячи з вищеприведених рекомендацій $i_1 = 0,591$.

Коефіцієнт інжекції для струминного насоса II розраховувався шляхом розв'язку системи рівнянь, що визначають власну характеристику струминного насоса і характеристику його гідравлічної системи.

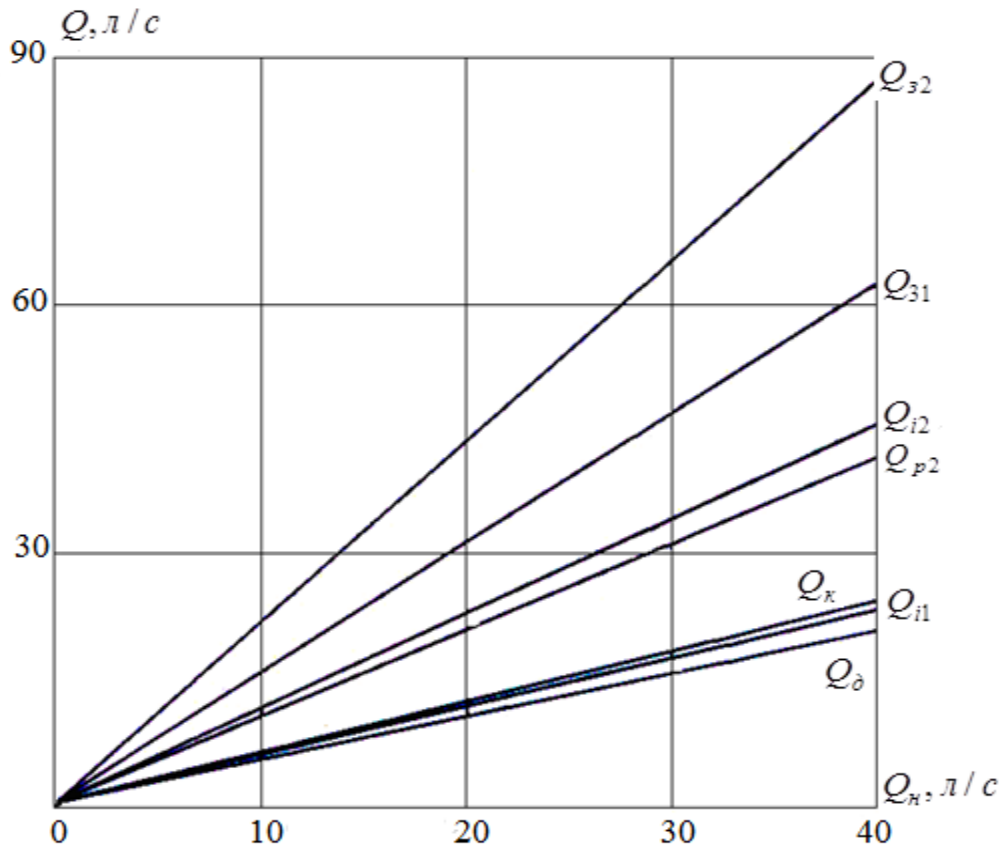


Рисунок 4.8 – Розподіл потоків в гідравлічній системі пристрою для буріння

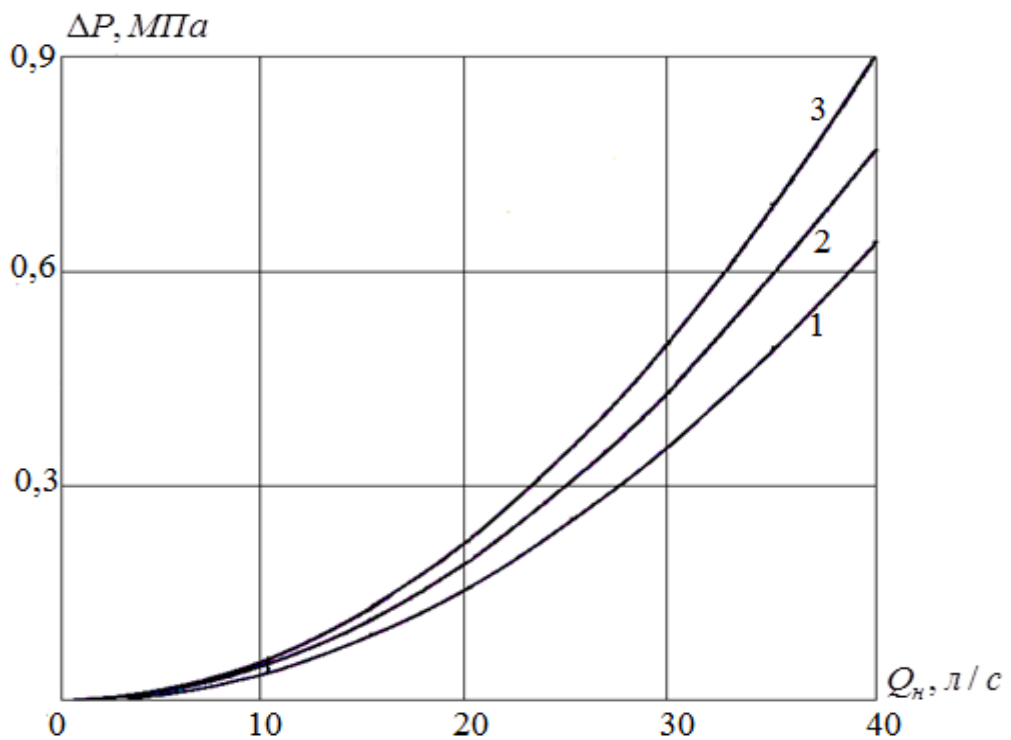


Рисунок 4.9 – Зниження тиску на вибої для різної густини промивального розчину: 1 – 1000 кг/м³; 2 – 1200 кг/м³; 3 – 1400 кг/м³

Враховуючи лінійність приведених на рисунку 4.8 залежностей відношення витрат потоків не залежить від продуктивності бурового насоса і є сталою величиною, яка може бути визначена у відсотках

$$\frac{Q_{i1}}{Q_n} = 0,591; \quad \frac{Q_{31}}{Q_n} = 1,591; \quad \frac{Q_d}{Q_n} = 0,53; \quad \frac{Q_{p2}}{Q_n} = 1,061;$$

$$\frac{Q_{i2}}{Q_n} = 1,14; \quad \frac{Q_{32}}{Q_n} = 2,201; \quad \frac{Q_k}{Q_n} = 0,61$$

На рисунку 4.9 показане зниження тиску на вибої, яке може бути досягнуте при застосуванні запропонованої конструкції. Залежності $\Delta P = f(Q_n)$ побудовані за формулою (4.60) і мають нелінійний характер.

4.3 Визначення товщини стінки корпусу струминного насоса

Світовий досвід моделювання робочого процесу ежекційної системи, зазвичай, обмежується аналізом гідравлічних явищ в проточній частині струминного насоса без розгляду механічних характеристик елементів глибинного обладнання. В роботах [19], [20], [65], [95], [102], [196] автором наведене теоретичне обґрунтування необхідності спільного розгляду гідравлічних та механічних параметрів окремих елементів ежекційної системи, призначеної для буріння та ліквідації прихоплень бурильної колони. Проведені дослідження дали змогу сформулювати принципи оцінки критичного напруженого стану та вибору необхідної за умов міцності товщини корпусу свердловинного насоса, яка запобігає виникненню тріщин при кавітаційному режимі його роботи та зменшити витрати на його обслуговування при зростанні надійності експлуатації. Дослідження напружено-деформованого стану та визначення міцності елементів струминного насоса дозволяє запобігти виникненню тріщин та руйнуванню деталей ежекційної системи.

Встановлення закономірностей оцінювання напруженого стану корпусу струминного насоса із забезпеченням необхідної міцності та імовірність виникнення тріщин визначається характером розміщення робочої насадки в ежекційній системі пристрою тріщдля буріння свердловини (рисунк 4.10).

Найбільш небезпечною (з точки зору забезпечення необхідної міцності) ділянкою є рівень розміщення вихідного перерізу робочої насадки, тиск в якому є мінімальний, а різниця тисків, яка сприймається корпусом струминного насоса є максимальною. В даному перерізі корпуса струминного насоса виникнення тріщин є найбільш імовірним. У випадку зовнішнього розміщення робочої насадки (рисунок 4.10 а) область мінімального (кавітаційного) тиску знаходиться в затрубному просторі свердловини (точка З на гідравлічній схемі рисунок 4.10 а II). Для внутрішнього розміщення струминного насоса (рисунок 4.10 б) область мінімального (кавітаційного) тиску розміщена в порожнині корпуса струминного насоса (точка К на гідравлічній схемі рис. 4.10б II). Для зовнішнього розміщення робочої насадки можлива поява тріщин викликана дією внутрішнього тиску. У випадку внутрішнього розміщення робочої насадки можлива поява тріщин викликана дією зовнішнього тиску.

Схема розміщення робочої насадки визначає характер визначення різниці тисків, який створює напруження в корпусі струминного насоса та умови його міцності. У граничному випадку, коли струминний насос працює в кавітаційному режимі, тиск у вихідному перерізі робочої насадки може вважатись нульовим. Тоді максимальна різниця тисків, яка діє на корпус струминного насоса та величина напруження визначаються величиною тиску в точці К для зовнішнього розміщення робочої насадки (рисунок 4.10 а) або в точці З для внутрішнього розміщення робочої насадки (рисунок 4.10 б). У випадку зовнішнього розміщення робочої насадки (рисунок 4.10 а) тиск в точці К розраховується як сума гідростатичного тиску та гідравлічних втрат в промивальній системі долота і в каналі затрубного простору, а корпус струминного насоса піддається дії напруження, викликаного внутрішнім тиском. Для внутрішнього розміщення робочої насадки (рисунок 4.10 б) тиск в точці З визначається як сума гідростатичного тиску і гідравлічних втрат в каналі затрубного простору свердловини, а корпус струминного насоса піддається дії напруження, викликаного зовнішнім тиском.

Для струминного насоса із зовнішнім розміщенням робочої насадки в процесі розрахунку напружень в циліндричній оболонці використана [19], [20] формула Барлоу, рекомендації щодо застосування якої широко представлені в стандартах American Society of Mechanical Engineers (ASME). Використовуючи формулу Барлоу автором отримане співвідношення, яке дозволяє визначити необхідну за умов міцності товщину стінки корпусу струминного насоса при його роботі в кавітаційному режимі та запобігти появі тріщин

$$\delta = \frac{P_k d}{2[\sigma]}, \quad (4.63)$$

де P_k – величина тиску в точці К (рисунок 4.10а);

d – внутрішній діаметр корпусу струминного насоса;

$[\sigma]$ – допустиме нормальне напруження.

У випадку внутрішнього розміщення робочої насадки оцінка напруженого стану та визначення умов міцності здійснювались [196] з використанням теорії Ламе. На основі аналізу розподілу кільцевих напружень та умови міцності отримана формула для визначення граничної товщини стінки корпусу струминного насоса

$$\delta = R \left(\sqrt{\frac{\sigma_m/n}{\sigma_m/n - 2P_3} - 1} \right), \quad (4.64)$$

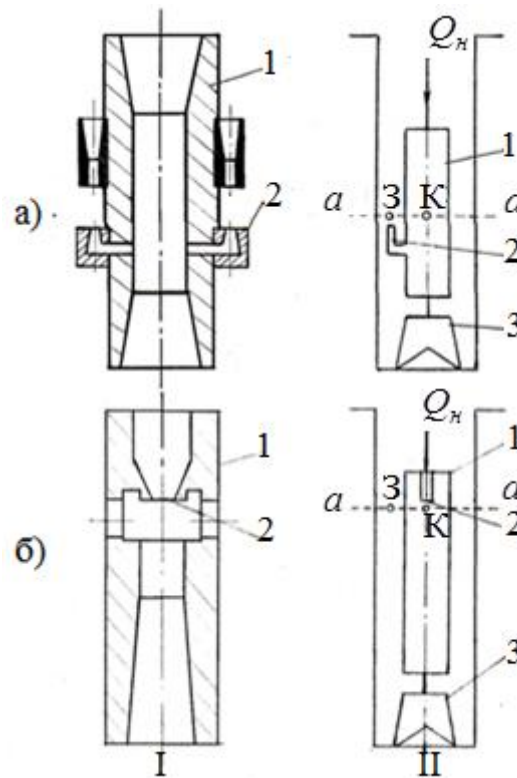
де R – зовнішній діаметр корпусу;

σ_m – границя текучості матеріалу;

n – коефіцієнт запасу міцності;

P_3 – тиск в точці З (рисунок 4.10 б).

В роботі [95] досліджено вплив отвору в корпусі струминного насоса при його роботі в кавітаційному режимі із зовнішнім розміщенням робочої насадки на напружений стан та умови міцності циліндричної оболонки. На основі розв'язку задачі Кірша з використанням принципу суперпозиції для лінійних систем визначені радіальні, колові та дотичні напруження в області розміщення отвору.



1 – корпус струминного насоса; 2 – робоча насадка; 3 - долото

Рисунок 4.10 – Конструкція струминного насоса (I) та гідравлічна система свердловини (II) для зовнішнього (а) та внутрішнього (б) розміщення робочої насадки

Зокрема, для колових напружень, які виявились визначальними для оцінки міцності корпусу отримано вираз

$$\sigma_{\varphi} = \frac{\sigma_1}{2} \left[\left(1 + \frac{a^2}{\rho^2} \right) - \left(1 + \frac{3a^4}{\rho^4} \right) \cos 2\varphi \right] - \frac{\sigma_3}{2} \left[\left(1 + \frac{a^2}{\rho^2} \right) - \left(1 + \frac{3a^4}{\rho^4} \right) \cos(2\varphi - \pi) \right] \quad (4.65)$$

де σ_1 , σ_3 – головні напруження в точках матеріалу корпусу;

a – радіус отвору;

ρ - радіус виділеного елемента матеріалу корпусу;

φ - кутова координата виділеного елемента.

Порівняння максимальних дотичних напружень на границі отвору (при $\rho = a$) з допустимими напруженнями дозволило отримати нерівність для оцінювання міцності корпусу пристрою біля отворів.

Проведені дослідження дозволили розробити методику визначення допустимої за умов міцності товщину стінки корпусу свердловинного

струминного насоса при його роботі в кавітаційному режимі (рисунок 4.11), яка дозволяє запобігти виникненню тріщин та руйнуванню пристрою. Аналогічна методика визначення допустимої за умов міцності товщини стінки корпуса свердловинного струминного насоса при його роботі в кавітаційному режимі розроблена для ежекційної системи призначеної для ліквідації прихоплень бурильної колони [102].

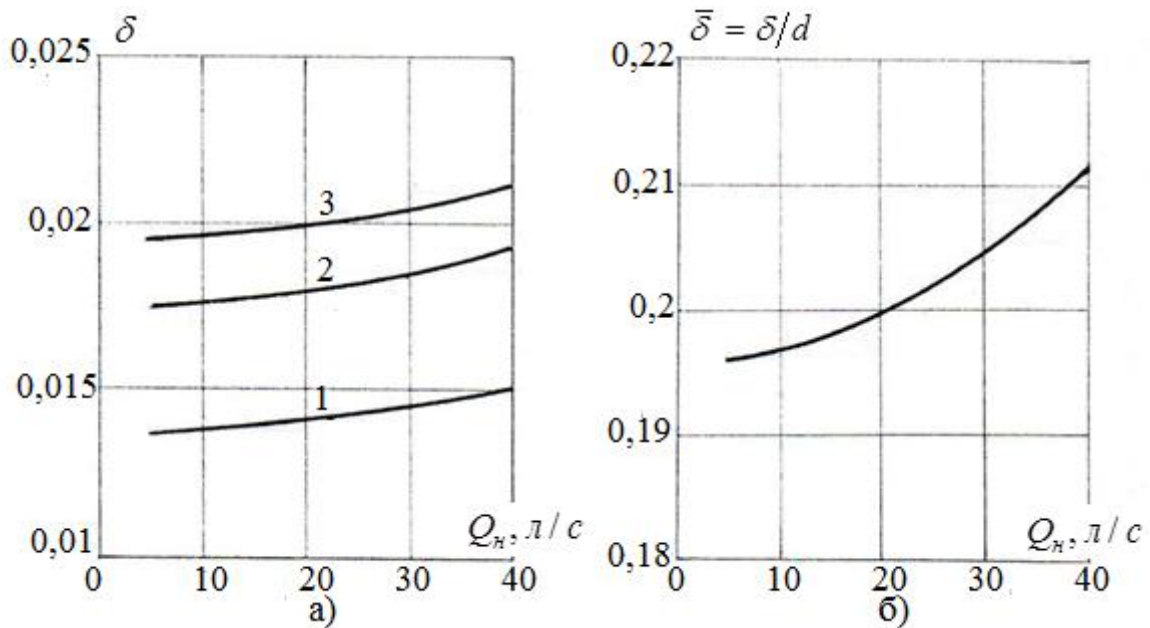


Рисунок 4.11 – Абсолютні (а) та відносні (б) значення товщини стінки корпуса наддолотного пристрою залежно від його внутрішнього діаметра та продуктивності бурового насоса: 1– $d=0,0714$ м; 2 – $d=0,0904$ м; 3– $d=0,1$ м

Параметр $\bar{\delta}$ на рисунку 4.11 визначений як співвідношення абсолютної товщини корпуса струминного насоса до його внутрішнього діаметра $\bar{\delta} = \delta/d$.

4.4 Визначення ефективності використання ежекційної системи

На основі аналізу особливостей робочого процесу свердловинних струминних насосів, їх надійності та світового досвіду буріння розроблена методика визначення ефективності запропонованої ежекційної системи, яка реалізує комбіноване промивання вибою свердловини. Відповідно до розробленої методики визначення порівняльної ефективності проводимо у два етапи:

– визначаємо зростання окремих гідродинамічних параметрів роботи запропонованого пристрою порівняно з базовою конструкцією;

– використовуючи світовий досвід буріння за допомогою емпіричних залежностей визначаємо можливе зростання окремих техніко-економічних показників буріння викликане зміною гідродинамічних параметрів застосування свердловинних ежекційних систем.

Ефективність та надійність використання розробленого пристрою порівняно з відомою нагнітально-всмоктувальною ежекційною системою пов'язана з дією таких факторів:

1. Зростання витрати на вибої свердловини.
2. Зростання витрати в наддолотній області.
3. Зниження тиску на вибої свердловини.

Визначимо порівняльну ефективність розробленого пристрою і ежекційної системи нагнітально-всмоктувального типу.

Витрата на вибої свердловини при застосуванні нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи визначається за формулою (4.21). Після використання методу

електрогідродинамічних аналогій та підстановки значення $\frac{K_p}{K_\delta}$ отримаємо

$$Q_\delta^{\delta} = Q_n \left(1 - \frac{1}{1 + 3 \left(\frac{d_\delta}{d_p} \right)^2} \right), \quad (4.66)$$

де Q_δ^{δ} – витрата на вибої при застосуванні базової ежекційної системи (тобто ежекційної системи нагнітально-всмоктувального типу).

Витрата на вибої при застосуванні нового пристрою Q_δ^H (формула (4.46)) визначається за формулою

$$Q_\delta^H = \frac{Q_n(1+i_1)}{1 + \frac{1}{3} \left(\frac{d_{p2}}{d_\delta} \right)^2}, \quad (4.67)$$

Зростання витрати промивальної рідини на вибої визначаємо використовуючи співвідношення (4.63), (4.64)

$$\frac{Q_{\delta}^H}{Q_{\delta}^{\bar{\sigma}}} = \frac{1 + i_1}{\left(1 + \frac{1}{3} \left(\frac{d_{p2}}{d_{\delta}}\right)^2\right) \left(1 - \frac{1}{1 + 3 \left(\frac{d_{\delta}}{d_p}\right)^2}\right)} \quad (4.68)$$

Враховуючи прийняте співвідношення діаметрів d_{p2} , d_{δ} (формула (4.29)) та значення коефіцієнта інжекції $i_1 = 0,591$ отримаємо $\frac{Q_{\delta}^H}{Q_{\delta}^{\bar{\sigma}}} = 1,589$.

Визначаємо зростання витрати промивальної рідини в наддолотній області. Враховуючи особливості розподілу потоків витрата промивальної рідини в наддолотній області відповідає витраті інжектваного потоку (для запропонованого пристрою – це витрата інжектваного потоку насоса II). Враховуючи рівняння для визначення витрати робочого потоку (формула (4.20)) використовуючи метод електрогідродинамічних аналогій для нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи запишемо

$$Q_i = i \frac{Q_n}{1 + \left(\frac{K_p}{K_{\delta}}\right)^{0,5}}; \quad (4.69)$$

або

$$Q_i = \frac{Q_n i}{1 + 3 \left(\frac{d_{\delta}}{d_p}\right)^2} \quad (4.70)$$

Для запропонованої ежекційної системи витрата робочого потоку Q_{p2} визначається за формулою (4.45). Тоді формула для визначення витрати інжектваного потоку Q_{i2} прийме вигляд

$$Q_{i2} = \frac{Q_n (1 + i_1) i_2}{1 + 3 \left(\frac{d_{\delta}}{d_{p2}}\right)^2} \quad (4.71)$$

Тоді для рівних умов використання ($i = i_2$) визначимо зростання витрати в наддолотній області при застосуванні запропонованої ежекційної системи

$$\frac{Q_{i2}}{Q_i} = (1 + i_1) = 1,591.$$

Зниження тиску на вибої свердловини визначаємо за формулою (4.57). Витрата потоку в кільцевому каналі для нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи визначається рівнянням (4.23). Враховуючи формули (4.23), (4.57) для базової ежекційної системи запишемо рівняння для визначення величини зниження тиску на вибої свердловини

$$\Delta P^{\delta} = \frac{8\rho Q_n^2}{\pi^2 \mu_k^2 (D_c^2 - D_k^2)^2} \left(\frac{1+i}{1+3\left(\frac{d_{\delta}}{d_p}\right)^2} - 1 \right)^2 \quad (4.72)$$

Зниження тиску на вибої при застосуванні запропонованої ежекційної системи визначається рівнянням (4.60). Враховуючи формули (4.60), (4.69) запишемо

$$\frac{\Delta P^H}{\Delta P^{\delta}} = \frac{(1+i_1)^2 \left(\frac{i_2}{1+3\left(\frac{d_{\delta}}{d_{p2}}\right)^2} - \frac{1}{1+\frac{1}{3}\left(\frac{d_{p2}}{d_{\delta}}\right)^2} \right)^2}{\left(\frac{1+i}{1+3\left(\frac{d_{\delta}}{d_p}\right)^2} - 1 \right)^2} \quad (4.73)$$

Після підстановки значень $i_1 = 0,591$; $i = i_2 = 1,075$; $\left(\frac{d_{\delta}}{d_{p2}}\right)^2 = 0,167$;

$$\left(\frac{d_{p2}}{d_{\delta}}\right)^2 = 5,998 \text{ отримаємо } \frac{\Delta P^H}{\Delta P^{\delta}} = 2,54.$$

Підсумовуючи порівняльний аналіз ефективності застосування вищезгаданих ежекційних систем робимо висновок про те, що використання комбінованого промивання вибою дозволяє підвищити витрату на вибої в 1,589 разів, витрату в наддолотній області – в 1,591 разів, зниження тиску на вибої – в 2,54 разів.

Для визначення очікуваного зростання показників буріння використовуємо емпіричні залежності механічної швидкості поглиблення свердловини від зниження тиску $V_m = f(\Delta P)$ [132] та витрати на вибої $V_m = f(Q)$ [81, 133], а також емпіричну залежність для величини проходження долота $H = f(Q)$ [132]. Порівняльним аналізом встановлено, що зниження тиску на вибої в 2,54 рази дозволяє підвищити механічну швидкість буріння на 24,4 %. Зростання витрати на вибої в 1,59 рази дозволяє підвищити механічну швидкість буріння на 19,7 %, а проходження долота – на 27,6 %.

Висновки

1. За результатами проведених досліджень встановлено, що максимальне значення ККД струминного насоса відповідає величині геометричного параметра $K_{сн} = 2,785$; відносній відстані між робочою насадкою і камерою змішування $\bar{l}_p = 2,42$; відносному напору $h_{онм} = 0,2927$ та коефіцієнту інжекції $i_{онм} = 0,591$. Оптимальна залежність між діаметрами робочої насадки струминного насоса та насадок долота має лінійний характер для ежекційних систем нагнітального типу та степеневий характер для всмоктувальних ежекційних систем. Для нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи діаметр робочої насадки необхідно приймати за умови оптимального співвідношення потоків у промивальній системі долота та проточній частині струминного насоса.
2. В конструкції удосконаленої ежекційної системи доцільно використовувати струминні насоси з однаковими діаметрами робочих насадок та основним геометричним параметром $K_{сн} = 2,785$. Діаметр робочої насадки струминного насоса необхідно приймати в 2,45 рази більшим діаметра насадок промивальної системи долота.
3. На основі дослідження напруженого стану корпусу свердловинного струминного насоса розроблена методика визначення допустимої товщини стінки ежекційної системи із врахуванням можливості виникнення кавітації в її елементах.
4. Комбіноване промивання вибою, яке реалізується при використанні розробленого пристрою дозволяє порівняно з відомими ежекційними системами підвищити витрату на вибої і в наддолотній області в 1,59 рази та знизити тиск на вибої в 2,54 рази. Зростання гідродинамічних показників роботи ежекційної системи, в свою чергу, дозволяє підвищити механічну швидкість буріння на 24,4 % та проходку на долото – на 27,6 %.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ВИСНОВКИ

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень закономірностей зміни гідродинамічних параметрів потоків у привибійному контурі циркуляції струминного насоса вирішена науково-практична задача підвищення ефективності підведення енергії до вибою шляхом вдосконалення гідравлічних зв'язків між елементами ежекційної системи, суть якої відображають наступні висновки.

1. Враховуючи досвід застосування свердловинних ежекційних систем при бурінні, аналіз конструкцій і особливостей робочого процесу та методик розрахунку встановлено:

- зниження тиску на вибої і максимальне зростання показників буріння (механічна швидкість зростає на 37,7 %, а проходження долота на 40,5 %) досягається при застосуванні ежекційної системи нагнітально-всмоктувального типу, що свідчить про перспективність її подальшого вдосконалення;
- витрата на вибої зменшується при застосуванні нагнітально-всмоктувальної і зростає для нагнітальної ежекційної системи, що робить доцільним їх спільне використання в єдиній компоновці;
- відсутність чітких уявлень про формування гідравлічних втрат в елементах ежекційної системи є причиною значної (до 29,3 %) похибки теоретичного визначення відносного напору струминного насоса.

2. Розроблена математична модель змішування потоків у вигляді автотельних профілів швидкостей потенціальної та зсувної течій змінного перерізу з тришаровою структурою для докритичних та з двошаровою структурою – для закритичних відстаней між робочою насадкою і камерою змішування, що дозволило оцінити нерівномірність розподілу швидкостей та підвищити точність теоретичного визначення характеристики струминного насоса до 20,1 %.

3. На основі експериментально підтвердженої гіпотези про залежність гідравлічного опору елемента змішаного потоку ежекційної системи від витрати робочого потоку та автотельності по відношенню до витрати інжектваного

потоків для діапазону зміни числа Рейнольдса $(0,27-0,55) \times 10^6$ і відносної площі струминного насоса 3,16–6,25 вдосконалена методика розрахунку характеристики його гідравлічної системи, що дозволило зменшити похибку її визначення на 10,9 %.

Достовірність результатів експериментальних досліджень забезпечується застосуванням статистичних методів аналізу відхилень, показників асиметрії та ексцесу, достатньою адекватністю (в межах 1 % рівня значущості) емпіричних функцій.

4. Встановлені раціональні режимні параметри та геометричні співвідношення між елементами ежекційної системи на основі дослідження граничних енергетичних показників з врахуванням змінної нерівномірності профілю швидкостей та використанням методу електрогідродинамічних аналогій, що дає можливість забезпечити роботу струминного насоса в області максимальних значень ККД. Оптимальний режим та робоча частина характеристики відповідають таким основним режимним та конструкторським параметрам свердловинних ежекційних систем:

- відносний напір струминного насоса – 0,2927;
- коефіцієнт інжекції – 0,591;
- основний геометричний параметр $K_{сн} = 2,785$.

В процесі дослідження напруженого стану корпусу струминного насоса обґрунтовано вибір граничної товщини його стінки.

5. Розроблена конструкція пристрою для буріння свердловин на основі паралельно-послідовного з'єднання нагнітальної та нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи, теоретичного дослідження характеру гідравлічних зв'язків між складовими елементами і встановлення раціонального розподілу потоків у вибійній компоновці. Вдосконалення механізму підведення енергії до вибою в конструкції пристрою дозволяє підвищити механічну швидкість буріння на 24,4 % та проходження долота на 27,6 %.

Список використаних джерел

1. Акопов Э. А. Очистка забоев глубоких скважин. Москва: Недра, 1970. 120 с.
2. Аникин Б.Н. О коэффициенте полезного действия эжекторного насоса. *Гидротранспорт и судовые системы: сб.научн.трудов.* Калининград, 1989. С. 15–21.
3. Антропов В.Ф., Перегинец В.Ф., Шановский Я.В. Технология исследования скважин и воздействия на прискважинную зону эжекторными установками типа УГИС. *Нефтяное хозяйство.* 2000. № 1. С. 41–43.
4. А.с. 599031 СССР, МКИ Е 21 В 9/08. Буровое долото /Н.А. Жидовцев, Г.И. Матвеев, И.Г. Бикбулатов и др. № 2099832/22-03; заявл. 22.01.75; опубл. 24.02.78, Бюл. № 11.
5. А.с. 802513 СССР, МКИ Е 21В 21/00. Забойный шламодробитель /Б.З. Султанов, А.В. Лягов. № 2681465/22-03; заявл.02.11.78; опубл.15.02.81, Бюл. № 5.
6. А.с. 802514 СССР, МКИ Е 21В 21/00. Забойный шламодробитель /А.И. Деревянных, Г.А. Коханов, Ф.И. Мартынов. № 2686668/22-03; заявл.12.10.78; опубл.07.02.81, Бюл. № 5.
7. А.с. 848587 СССР, МКИ Е 21В 31/00. Эжекционный забойный ловитель /Г.А. Лисовский, Р.С. Яремийчук, Ю.В. Дубленич. № 2849884/22-03; заявл. 01.01.79; опубл. 23.07.81, Бюл. № 27.
8. А.с. 1263803 СССР, МКИ Е 21В 21/00. Устройство для бурения скважин /А.Г. Чернобыльский, Ю.В. Зайцев, Р.А. Максотов, В.И. Авилов и др. № 3855859/22-03; заявл.10.12.84; опубл.15.10.86, Бюл. № 38.
9. А.с. 1276799 СССР, МКИ Е 21В 21/00. Наддолотный гидроэлеватор /А.И. Спивак, Ю.П. Скворцов, А.Н. Сыромятников, А.А. Молчанов, В.В. Ипполитов. № 390 4468/22-03; заявл.05.03.85; опубл.15.12.86, Бюл № 46.
10. А.с. 1416661 СССР, МКИ Е 21В 21/00. Забойный шламоуловитель /Л.Н. Шадрин. № 1303423/22-03; заявл.16.01.86; опубл.15.08.88, Бюл. № 30.

11. А.с. 1470932 СССР, МКИ Е 21В 21/00. Эжекторный колонковый снаряд /А.Н.Глухов, В.Д.Куртов, В.И.Серебрянников, В.М.Дюрягин. № 4302850/23-03; заявл.06.07.87; опубл.07.04.89, Бюл. №13.

12. А.с. 1474252 СССР, МКИ Е 21В 21/00. Устройство для бурения скважин /Ю. А.Сазонов, Ю.В.Зайцев, А.А.Рабен, Л.А.Райхерт, А.Г. Чернобыльский. № 4020465/23-03; заявл.12.02.86; опубл.23.04.89, Бюл. № 15.

13.Атнабаев З.М. Скважинный эжектор для предотвращения повышения затрубного давления и срыва подачи УЭЦН. *Нефтяное хозяйство*. 2001. № 4. С. 37–39.

14. Балтер И.Б., Хаустов И.П. Водоструйный насос НВ-108. *Разведка и охрана недр*. 1978. № 1. С. 49–51.

15. Богданов А.А., Помазкова З.С. Струйные аппараты для промывки песчаных пробок в скважинах. Москва: Гостоптехиздат, 1960. 83 с.

16. Бочаров Г.В., Бахишев В.Ю., Кульпин Л.Г., Шановский Я.В. Интерпретация переходных процессов при освоении скважин эжекторными установками для оценки параметров системы пласт–скважина. *Нефтепромысловое дело*. 2002. № 8. С.14–17.

17. Быков И.Ю., Кукьян И.Ю. Исследование влияния местоположения струйного насоса в съемном керноприемнике на энергетические параметры керноотборного бурового снаряда. *Геология, геофизика и разработка нефтяных и газовых месторождений*. 2002. № 11. С.38–40.

18. Вдовиченко А.И. Эжекторный снаряд для бурения комплексом КГК-100. *Разведка и охрана недр*. 1992. № 3. С.20–21.

19. Величкович А.С., Паневник Д.О. Дослідження напружено–деформованого стану корпусу гідравлічного пристрою для буріння свердловин. *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали III всеукр. міжвузівської наук.–техн. конф. (м.Суми, 22–25 квітня 2014 р.)*. Суми, 2014. С.131–132.

20. Величкович А.С., Паневник Д.О. Обґрунтування вибору геометричних розмірів свердловинного струминного насоса. *Нафтогазова галузь України*. 2013. № 6. С.20–23.
21. Вербицкий В.С., Дроздов А.Н., Деньгаев А.В. Промысловые исследования насосно-эжекторных систем "Тандем" в ОАО "Юганскнефтегаз". *Нефтяное хозяйство*. 2005. № 2. С. 96–99.
22. Возний В.Р., Шандровський Т.Р., Якимечко Я.Я. Використання пристрою для аерації рідини з багатоотвірним соплом під час освоєння свердловин. *Нафтова і газова промисловість*. 2006. № 5. С. 16–18.
23. Волков А.С., Волокитенков А.А. Бурение скважин с обратной циркуляцией промывочной жидкости. Москва: Недра, 1970. 184 с.
24. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы /Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов, О.В.Байбаков, Ю.Л.Кирилловский. Москва: Машиностроение, 1982. 423 с.
25. Глебов В.А., Антонов В.Ф. Использование струйных насосов при вскрытии зон поглощения. *Бурение*. Москва: ВНИИОЭНГ, 1968. № 3. С.25–27.
26. Декомпрессионный бурильный инструмент. *Бурение*. 1982. № 1. С.7–11.
27. Демьянова Л.А. Влияние расстояния от рабочего сопла до камеры смешивания на характеристики струйного аппарата при откачке газожидкостных смесей. *Нефтяное хозяйство*. 1998. № 9. С.84–85.
28. Демьянова Л.А. Расчет характеристики высоконапорного струйного аппарата, работающего в оптимальном режиме. *Нефтепромысловое дело*. 2001. № 2. С.20–29.
29. Демьянова Л.А. Теоретические и экспериментальные исследования работы струйных аппаратов на газожидкостных смесях: автореф.дис. ... канд. техн. наук: 05.15.06. Москва, 1999. 24 с.
30. Дерусов В.П. Обратная промывка при бурении геологоразведочных скважин. Москва: Недра, 1984. 184 с.
31. Долгов Д.В., Маслов А.В. Применение струйных эжекторов газа в нефтедобыче. *Нефтепромысловое дело*. 2008. № 1. С.31–32.

32. Донец К.Г. Гидроприводные струйные компрессорные установки. Москва: Недра, 1990. 174 с.
33. Донец К.Г., Рошак И.И., Городивский А.В. Определение основных параметров насосно-эжекторной установки для компримирования газа. *Нефтяное хозяйство*. 1979. № 11. С.41–43.
34. Донец К.Г., Рошак И.И., Городивский А.В. Утилизация нефтяного газа с помощью насосно-эжекторной установки в НГДУ "Кинельнефть". *Нефтяное хозяйство*. 1979. № 7. С.42–44.
35. Дроздов А.Н., Андриянов А.В. Опытное-промышленное внедрение погружных насосно-эжекторных систем в НГДУ "Федоровскнефть". *Нефтяное хозяйство*. 1997. № 1. С.51–54.
36. Дроздов А.Н., Вербицкий В.С., Деньгаев А.В., Ламбин Д.Н. и др. Применение насосно-эжекторных систем "Тандем" на нефтяных месторождениях Российской Федерации. *Нефтепромысловое дело*. 2004. № 3. С.31–46.
37. Дроздов А.Н., Доброскок О.Б. Методы исследования характеристик жидкостно-газовых эжекторов. *Нефтяное хозяйство*. 2001 № 1. С.62–65.
38. Дроздов А.Н., Мохов М.А., Осичева Л.В. Утилизация попутного газа в нефтепромысловом сборе с использованием струйного аппарата. *Нефтепромысловое дело*. 2004. № 5. С.37–39.
39. Дроздов А.Н. Разработка, исследование и результаты промышленного использования погружных насосно-эжекторных систем для добычи нефти: автореф. дис. ...докт. техн. наук: 05.15.16. Москва, 1998. 47 с.
40. Дроздов А.Н., Териков В.А. Применение установок погружных гидроструйных насосов с двухрядным лифтом для эксплуатации осложненных скважин. *Нефтяное хозяйство*. 2009. № 6. С.68–72.
41. Дунчевский Г.М., Цабиев О.Н., Соломин В.С. Определение потерь в камере смешивания струйных насосов различного типа. *Известия вузов "Машиностроение"*. 1987. № 5. С.29–32.

42. Зацепин В.В., Ахмадейшин И.А. Анализ технологических схем реализации водогазового воздействия с использованием насосно-эжекторных систем. *Нефтепромысловое дело*. 2009. № 2. С.30–33.

43. Евстифеев С.В. Опыт применения наддоложного эжекторного насоса для увеличения ТЭП бурения. *Вестник Ассоциации буровых подрядчиков*. 2008. № 4. С.5–7.

44. Евстифеев С.В. Применение наддоложного эжекторного гидронасоса. *Бурение и нефть*. 2003. № 1. С.23.

45. Елфимов В.С., Кустышев А.В. Освоение нефтяных скважин после гидравлического разрыва пласта с применением струйного насоса. *Нефтепромысловое дело*. 2007. № 3 С.52–55.

46. Изатдуст Э.С. Совершенствование технологии и технических средств для освоения скважин пенами: дис. ... канд. техн. наук: 05.15.10. Ивано-Франковск, 1988. 134 с.

47. Ильский А.Л., Шмидт А.П. Буровые машины и механизмы. Москва: Недра, 1989. 396 с.

48. Исмаилов Р.Р. Опыт применения струйных аппаратов. *Геология нефти и газа*. 1993. № 1. С.47–48.

49. Испытание нового долота с кавитационной насадкой в США. *ЭИ "Бурение"*. 1978. № 8. С.6–7.

50. Кабдешева Ж.Е., Вербицкий В.С., Деньгаев А.В., Ламбин Д.Н. Исследование характеристик высоконапорного струйного аппарата при откачке струей жидкости газожидкостной смеси. *Нефтяное хозяйство*. 2003. № 3. С.81–83.

51. Кабдешева Ж.Е. Подбор рациональной геометрии проточной части высоконапорного струйного аппарата при откачке однородной жидкости. *Нефтепромысловое дело*. 2003. № 1. С.30–34.

52. Казак А.С. Глубинные струйные насосы для добычи нефти в США. *Нефтяное хозяйство*. 1986. № 4. С.76–79.

53. Казак А.С., Росин И.И., Чичеров И.Г. Погружные безштанговые насосы в добыче нефти. Москва: Недра, 1978. 232 с.
54. Карманов Д.В. Применение наддолотного эжекторного гидронасоса ЭЖГ. *Проблемы геологии и освоения недр*: сб.тр. Томского политехнического института. Томск. 2005. С.514–515.
55. Касаткін С.В. Удосконалення конструкцій газових ежекторів. *Нафтова і газова промисловість*. 2007. № 3. С.42–44.
56. Касимов А.Б., Миронов С.Д., Мищенко И.Т. Установки струйных насосов для подъема больших объемов воды из термальных скважин. *Нефтепромысловое дело и транспорт нефти*. 1984. № 5. С.11–12.
57. Константинов Ю.М. Гидравлика. Киев: Вища школа, 1981. 360 с.
58. Коснырев Б.А. Повышение показателей работы долота за счет снижения гидродинамического давления на забой скважины: дис. ... канд. техн. наук: 05.15.10. Уфа, 1983. 190 с.
59. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Аналіз тенденцій розвитку ежекційних нафтогазових технологій. *Молодий вчений*. 2018. № 10(62). С.267–271.
60. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Визначення характеристики гідравлічної системи наддолотного струминного насоса. *АС ППП «Промислова гідравліка і пневматика»*: матеріали ХІХ міжнар. наук.–техн.конф. (м.Львів, 25-28 вересня 2018.). Львів, 2018. С.35.
61. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Застосування програмного комплексу ANSYS для моделювання розподілу потоків в процесі роботи струминного насоса. *Прикладна геометрія та інформаційні технології в моделюванні об'єктів, явищ і процесів AGIT-2019*: матеріали ІV всеукр. наук.–практ. конф. (м. Миколаїв, 16-18 жовтня 2019 р.). Миколаїв, 2019. С.22.
62. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Імітаційне моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса. *Прогресивні технології у машинобудуванні*: матеріали VIII міжнар. наук.–техн. конф. (м.Івано-Франківськ, 4-8 лютого 2019 р.). Івано-Франківськ, 2019. С.185–186.

63. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Класифікація свердловинних ежекційних систем. *Машина, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу РСЕ-2018: матеріали II міжнар. наук.–техн. конф. (м.Івано-Франківськ, 24-27 квітня 2018 р.).* Івано-Франківськ, 2018. С. 121–125.
64. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Математична модель робочого процесу пристрою для ліквідації прихоплення бурильної колони. *Нафта і газ. Наука-освіта-виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку: всеукр. наук.–техн. конф. (м.Дрогобич, 18-19 квітня 2018 р.).* Дрогобич, 2018. С. 71–74.
65. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Математична модель робочого процесу струминного насоса. *Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні: матеріали міжнар. наук.–техн. конф. (м.Дніпро, 27-29 березня 2018 р.).* Дніпро, 2018. С. 76.
66. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Моделювання робочого процесу наддолотного струминного насоса. *Нафтогазова галузь України.* 2019. № 6. С.7–10.
67. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Оптимізація конструкційних та режимних параметрів свердловинної ежекційної системи. *Нафтогазова енергетика.* 2020. № 2. С. 73–80.
68. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Підвищення ефективності експериментальних досліджень свердловинного струминного насоса. *Методи та прилади контролю якості.* 2020. № 1(44). С. 16–23.
69. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Удосконалення математичної моделі робочого процесу свердловинних ежекційних систем. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.* 2020. № 1(74). С.36–44.
70. Крыжанивский Е.И., Паневник Д.А. Повышение эффективности использования наддолотных струйных насосов. *Socar Proceeding.* 2020. № 2. С. 112–118.

71. Крыжанивский Е.И., Паневник Д.А. Экспериментальное исследование скважинного струйного насоса. *Nauka I Studia. Nowoczesne Technologie Informacyjne (Przemysl, Poland)*. 2019. № 5 (194). P.30–40.

72. Кукьян А.А. Экспериментальные исследования влияния несоосности насадки и камеры смешения струйного насоса на его рабочие характеристики. *Горная механика: межвузов. сб. научн. тр. Пермского политехнического института*. 1976. № 189. С.95–100.

73. Кулінченко В.Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. Київ: Інкос, 2006. 616 с.

74. Куликов В.В. Бурение эжекторными снарядами в сложных геологических условиях. *Разведка и охрана недр*. 2009. № 2. С. 59–61.

75. Лисовский Н.Н., Жданов С.А., Мищенко И.Т. Совершенствование технологии разработки нефтяных месторождений. *Нефтяное хозяйство*. 1996. № 2. С.36–39.

76. Логачев Ю.Л., Осипов П.Ф., Юдин В.М. Применение струйных насосов (гидроэлеваторов) для уменьшения давления в скважине при бурении. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2004. № 9. С. 25–27.

77. Лотарев В.А., Згоба И.М., Каменских А.Ю. Анализ результатов исследования скважин в процессе вторичного вскрытия пласта и отработки скважины струйным насосом. *Нефтяное хозяйство*. 2005. № 8. С.98–101.

78. Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул. Москва: Высшая школа, 1982. 224 с.

79. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. Ленинград: Машиностроение, 1988. 256 с.

80. Мавлютов М.Р., Скворцов Ю.П., Логунов В.П., Кузнецов Ю.С., Родионова С.В., Сергеев С.А. Эффективность регулирования дифференциального давления эжектированием. *Нефтяное хозяйство*. 1998. № 5. С.39–40.

81. Маковой Н.Г. Гидравлика бурения. Москва: Недра, 1986. 536 с.

82. Марьенко В.П., Рылов Б.М. Струйный насос для эксплуатации скважин. *Машины и нефтяное оборудование*. 1983. № 4. С.1–2.
83. Михин В.Н., Цехмистренко Н.М., Шадрин Н.А. Технические средства для бурения скважин с обратной призабойной циркуляцией промывочной жидкости. Москва: ВИЭМС, 1976. 72 с.
84. Мищенко И.Т., Дроздов А.Н. Тандемные технологии добычи нефти при современных методах повышения коэффициента нефтеотдачи. *Бурение и нефть*. 2003. № 9. С.37–39.
85. Молчанова В.А., Топольников А.С. Исследование эффективности устройства для откачки газа из затрубного пространства. *Нефтепромысловое дело*. 2007. № 10. С.34–40.
86. Навроцький Б.І., Сухін Є.І. Механіка рідин. Київ: Дія, 2003. 416 с.
87. Наддолотный эжекторный насос: пат. 2020292 Российская Федерация: МПК F04F 5/10. № 5062237/29; заявл.15.09.92; опубл.30.09.94, Бюл. № 32. 3с.
88. Назарчук М.М., Панченко В.А. Ограниченные струи. Київ: Наукова думка, 1981. 212 с.
89. Онацко Р.Г. Обгрунтування раціональних режимів роботи свердловинних струминних насосів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 2006. 172 с.
90. Онисько О.Р. Фізичне моделювання інженерних процесів. Івано-Франківськ: Факел, 2001. 39 с.
91. Орлов Д.Г., Териков В.А., Дроздов А.Н. и др. Промысловые испытания экспериментальных образцов безпакерной компоновки гидроструйного насоса с двухрядным лифтом на Самотлорском месторождении. *Нефтепромысловое дело*. 2003. № 11. С.45–47.
92. Осипов П.И., Логачев Ю.В., Юдин В.С. Возможности уменьшения дифференциального давления в скважине без снижения плотности бурового раствора. *Бурение и нефть*. 2004. № 9. С.16–18.
93. Основи моделювання /Д.Ю.Мочернюк, І.Д.Лівак, В.С.Костишин, І.Ф.Концур. Івано-Франківськ: Факел, 2003. 216 с.

94. Паневник А.В. Разработка и исследование устройства для динамического воздействия на забой скважины с целью повышения эффективности бурения: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.07. Москва, 1994. 21 с.

95. Паневник Д.А., Величкович А.С. Оценка напряженного состояния корпуса наддольного гидроэлеватора. *Нефтяное хозяйство*. 2017. № 1. С.70–73.

96. Паневник Д.О. Використання числового моделювання для оптимізації конструкції свердловинного струминного насоса. *Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні: матеріали міжнар. наук.–техн. конф. (м. Дніпро, 26-28 березня 2019 р.)*. Дніпро, 2019. С. 104.

97. Паневник Д.О. Вплив температури змішуваних потоків на режим роботи свердловинної ежекційної системи. *Нафтогазова енергетика – 2017: матеріали 6 міжнар. наук.–техн. конф. (м.Івано-Франківськ, 15–19 травня 2017 р.)*. Івано–Франківськ, 2017. С.336–338.

98. Паневник Д.О. Дослідження впливу температурного фактора на характеристику струминного насоса. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2015. №2(39). С.111–114.

99. Паневник Д.О. Дослідження характеру розподілу потоків в гідравлічній системі свердловинного струминного насоса АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика»: матеріали XVIII міжнар. наук.–техн. конф. (м.Вінниця, 3–6 жовтня 2017 р.). Вінниця, 2017. С. 41–42.

100. Паневник Д.О. Застосування CFD-моделювання для визначення кінематичних параметрів потоків в камері змішування струминного насоса. *Інформаційні технології в освіті, техніці, промисловості: матеріали IV всеукр. наук.–практ. конф. молодих учених і студентів (м.Івано-Франківськ, 10-11 жовтня 2019 р.)*. Івано-Франківськ, 2019. С.183–185.

101. Паневник Д.О. Математична модель напірної характеристики струминного насоса //Матеріали V Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Інформаційні технології в

модельованні ІТМ-2020» м.Одеса, 19-20 березня 2020 р.: Одеський національний політехнічний університет. С.74–76.

102. Паневник Д.О. Обґрунтування методу вибору параметрів експлуатації пристрою для ліквідації прихоплень бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. № 3. С. 137–143.

103. Паневник Д.О. Оптимізація розподілу потоків в гідравлічній системі пристрою для буріння свердловин. *Інформаційні технології в модельованні: матеріали ІV всеукр. наук. –практ. конф. студентів, аспірантів та молодих вчених (м.Миколаїв, 21-22 березня 2019 р.)*. Івано-Франківськ, 2019. С.5–6.

104. Паневник Д.О. Систематизація конструкцій свердловинних струминних насосів. *Молодий вчений*. 2017. № 8(48). С. 399–406.

105. Паневник О.В. Теоретичні основи побудови узагальнених гідравлічних моделей свердловинних струминних насосів: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 2000. 31 с.

106. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. Ленинград: Машиностроение, 1976. 502 с.

107. Подвидз Л.Г. Кавитационные свойства струйных насосов. *Вестник машиностроения*. 1978. № 3. С.17–20.

108. Подвидз Л.Г. КПД насосного агрегата с эжекторным бустером. *Химическое и нефтяное машиностроение*. 1978. № 8. С.6–8.

109. Подвидз Л.Г. Энергетические характеристики процесса смешения. *Известия вузов "Машиностроение"*. 1976. № 11. С.75–79.

110. Применение струйных насосов для подъема продукции скважин /В.П.Марьенко, С.Д.Миронов, И.Г.Мищенко, Ю.А.Цепляев. Москва: ВНИИОЭНГ, 1986. 37 с.

111. Пристрій для буріння свердловин: пат. 115504 Україна: МПК (2016.01) Е 21В 10/18. № 201607848; заявл. 15.07.16; опубл. 10.11.17, Бюл. № 21. 4с.

112. Пустовойтенко И.П. Предупреждение и ликвидация аварий в бурении. Москва: Недра, 1988. 279 с.

113. Разработка виброэжекционного снаряда с ловителем металла для бурения скважин /А.Г.Чернобыльский; Ю.В.Зайцев, Э.А.Диффинэ, Л.А.Новиков и др.: отчет о НИР № 363-92. Москва: Государственная академия нефти и газа им. И.М. Губкина, 1993. 40 с.

114. Сазонов Ю.А., Заякин В.И., Кошторев С.Н. Разработка герметичного оборудования на базе элементов струйной техники. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*. 1998. № 1. С.15–16.

115. Сазонов Ю.А. Моделирование совместной работы струйного насоса и центробежного насоса. *Территория Нефтегаз*. 2009. № 2. С.32–34.

116. Сазонов Ю.А. Разработка методологии проектирования насосно-эжекторных установок на основе более широкого применения численных экспериментов. *Нефтяное хозяйство*. 2009. № 8. С.83–85.

117. Сазонов Ю.А. Разработка устройства, снижающего дифференциальное давление на забое скважины и повышающего скорость бурения: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.07. Москва, 1989. 18 с.

118. Сазонов Ю.А., Юдин И.С., Маракаев Т.А., Заякин В.И. Разработка струйных дозировочных насосов. *Химическое и нефтяное машиностроение*. 1996. № 2. С.66.

119. Семенцов Г.Н., Когуч Я.Р., Дранчук М.М. Планування та обробка результатів експерименту. Івано-Франківськ: Факел, 2003. 222 с.

120. Скорубко А.М. Гидродинамические исследования кольцевых струйных насосов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17. Одесса, 1978. 149 с.

121. Современные конструкции установок скважинных струйных насосов за рубежом /Ю. Г. Абдулаев, В.Д. Воробьев, Е.Г. Зацепина, Б.Т. Муллаев. Москва: ВНИИОЭНГ, 1987. 32 с.

122. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. Москва: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.

123. Сорокоумов В. К. Использование струйного насоса при турбинном способе бурения для снижения дифференциального давления на забой скважины: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.15.10. Москва, 1984. 23 с.

124. Султанов Б.З. Управление устойчивостью и динамикой бурильной колонны. Москва: Недра, 1991. 208 с.
125. Тарасов М.Ю., Зобнин А.А., Зырянов А.Б., Панов В.Е., Магомедшерифов Н.И. Разработка и промысловые испытания технологии утилизации низконапорного нефтяного газа с помощью струйных компрессоров. *Нефтяное хозяйство*. 2009. №2. С.43–45.
126. Темнов В.К. О влиянии положения сопла на характеристики жидкостного эжектора. *Известия вузов "Машиностроение"*. 1975. № 1. С.96–99.
127. Териков В.А., Дроздов А.Н. Промысловые исследования скважин Самотлорского месторождения, оборудованных установками пакерных гидроструйных насосов и перспективы развития гидроструйного способа эксплуатации. *Нефтепромысловое дело*. 2003. № 4. С.20–24.
128. Технология повышения продуктивности скважин с помощью струйных аппаратов /Р.С.Яремийчук, В.Р.Возный, Б.М.Кифор и др. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. Москва: ВНИИОЭНГ, 1992. 51 с.
129. Турк В.И. Насосы и насосные станции. Москва: Госстройиздат, 1957. 186 с.
130. Тьондродипутро Б.Д., Гоул Р.Н., Гауэр Д.К. Применение струйных насосов для добычи нефти в отдаленных районах. *Нефть, газ и нефтехимия за рубежом*. 1987. № 1. С.11–14.
131. Уразаков К.Р. Основные направления развития техники и технологии механизированной добычи нефти. *Нефтепромысловое дело*. 2007. № 8. С.126–127.
132. Федоров В.С., Беликов В.Г. Методы обобщения передового опыта в бурении. Москва: Гостоптехиздат, 1962. 156 с.
133. Федоров В.С. Проектирование режимов бурения. Москва: Гостоптехиздат, 1958. 214 с.

134. Фозао К.Ф. Методические рекомендации по проектированию параметров работы струйного насоса для интенсификации добычи нефти из фонтанных скважин. *Нефтепромысловое дело*. 2001. № 5. С.25–29.
135. Хоминец З.Д., Косаняк И.А., Лисовский В.С. Результаты и перспективы применения струйных насосов при поиске, разведке и разработке месторождений. *Нефтяное хозяйство*. 1998. № 5. С.72–75.
136. Хохлов В.А. Применение струйных насосов для утилизации нефтяных газов. *Нефтяное хозяйство*. 2005. № 3. С.104–105.
137. Хохловкин Д.М. Глубинные насосы для водопонижения и водоснабжения. Москва: Недра, 1971. 264 с.
138. Цепляев Ю.А., Захарченко Н.Н., Каган Я.М. Применение струйных насосов для добычи нефти. *Нефтяное хозяйство*. 1982. № 9. С.34–36.
139. Цепляев Ю.А. Струйные насосы на водозаборах. *Нефть и газ Тюмени*. 1972. № 15. С.78–79.
140. Цепляев Ю.А., Шендель А.Н., Агафонов О.Н. О разработке, промысловых исследованиях и анализе эффективности установок для добычи нефти струйными насосами. *Проблемы обустройства нефтяных месторождений Крайнего Севера и Западной Сибири*: сб. научн. тр. Тюмень, 1982. С.126–132.
141. Черномуров Ф.М., Ануфриев В.П., Черномуров А.Ф. Использование энергии попутного газа с помощью струйных и парожидкостных насосов. *Нефтепромысловое дело*. 2005. № 10. С.38–41.
142. Чугаев Р.Р. Гидравлика. Ленинград: Энергия, 1975. 600 с.
143. Шоле Г.Д. Долото с декомпрессией: материалы междунар. симпозиума, Уфа, 22 ноября–7 декабря 1980 г. Уфа: Уфимский нефтяной университет, 1980. С.34–39.
144. Шушин Н.А. Применение гидроэжектора на скважине. *Газовая промышленность*. 2003. № 7. С.58–60.
145. Яремийчук Р.С., Кифор Б.М., Лотовский В.М. и др. Применение струйных аппаратов при освоении скважин. *Техника и технология бурения скважин: обзорная информация*. Москва: ВНИИОЭНГ, 1988. 56 с.

146. Яфаров А.У. Результаты испытаний водоструйных насосов. *Разведка и охрана недр*. 1979. № 1. С.54–56.

147. Ahmad S., Kumar S., Farouque K, Ahmad M., Ali S. An approach of optimizing the production from mature fields using improved jet pump designs and operational considerations: proceeding of the Unconventional Resources Technology Conference, Denver, USA, 25-27 august 2014. UR Tec: 1922571. 13 p.

148. Alemi M., Ialalifar H., Kamali G., Kalbasi M. A prediction to the best artificial lift method selection on the basic of TOPSIS mode. *Journal of Petroleum and Gas Engineering*. 2010. Vol.1(1). P. 9–15.

149. Al-Khalifa H. H., Peeran S., Koleshwar V.S. Successful utilization of surface jet pumps at gas-oil separation plants: proceeding of the International Petroleum Exhibition and Conference, Abu Dhabi, UAE, 9-12 november 2015. SPE-177403-MS. 7 p.

150. Anderson I., Freeman R., Pough T. Petroleum technology digest: Hydraulic jet pumps prove well suited for remote Canadian field. *World Oil*. 2006. № 8. P. 71–77.

151. Berdyev Y., Habashy R. Unique artificial lift solution for complex operation in a Caspian Sea Field using jet pumps: proceeding of the SPA Annual Caspian Conference and Exhibition, Astana, Kazakhstan, 12-14 november 2014. SPE-172315-MS. 9 p.

152. Chen S., Yang D., Zhang Q., Wang I. An integrated Sand cleanout system by employing jet pumps. *Journal of Canadian Petroleum Technology*. 2009. Vol.48. № 5. P.17–23.

153. Chen X., Gao D., Guo B. A method for optimizing jet-mill-bit hydraulics in horizontal drilling. *SPE Journal*. 2016. № 4. SPE 178436. P.416–422.

154. Cholet H. Improved hydraulics for rock bits: proceeding of the 53 rd Annual Fall Technical Conference and Exhibition of the Society of Petroleum Engineers of AIME, Houston, USA, October 1-3 1978. SPE 7516. 8 p.

155. Clark C. W., Griffin L., Pearson M., Strickland S. The case for utilizing hydraulic jet pumps in the Bakken: proceeding of the SPA Annual Technical

Conference and Exhibition, Amsterdam, Netherlands, 27-29 october 2014. SPE-170916.-MS. 14 p.

156. Corteville I.C., Ferschneider G., Hoffmann F.C., Valentin E.P. Research on jet pumps for single and multiphase pumping of crudes: proceeding of the 62 nd Annual Technical Conference and Exhibition of the Society of Petroleum Engineers, Dallas, USA, September 27-30 1987. SPE 16923. P.437–447.

157. Drill bit with suction and method of dry drilling with liquid column: pat.4022285 USA: Cl. 175/213. № 665963; 11.03.76; publ. 10.05.77.

158. Drill bit with suction jet: pat.4222447 USA: Cl. 175/340. № 962578; 21.11.78; publ. 16.09.80.

159. Drilling tools for drilling holes in the around: pat.1477069 USA: Cl.175/340. № 7424458; 11.07.74; publ. 22.06.77.

160. Duque L., Guimaraes Z., Almeida V., Chagas I., Barros R., Fonseca P., Siqueira N. Concentric coiled tubing well vacuuming effectively removes flowline hydrates: proceeding of the SPE/ICoTA Coiled Tubing and Well intervention Conference, Woodlands, USA, march 27-28 2012. 7 p.

161. Eckel I., Deily F.H., Ledgerwood L.W. Development and testing of jet pump pellet impact drill bits: proceeding of the 30th Annual Fall Meeting of the Petroleum branch of the American institute of mining and Metallurgical Engineers, New Orlean, USA, October 2–5 1955. № 540 G. 15 p.

162. Evstifeev S., Evenco V., Sharikov A. Methods of drilling rate increase, near bit ejector application: proceeding of the SPE/DGS Saudi Arabia Section Technical Symposium and Exhibition, Al-Khobar, Saudi Arabia, 15-18 may 2011. SPE 149113. 8 p.

163. Gunther O., Higgins G., Li I., Lambert M. Ultra-low pressure well bore cleanouts using micro-vacuuming technology and concentric coiled tubing: proceeding of the International Petroleum Technology Conference, Doha, Qatar, 7–9 december 2009. IPTC 13168. 15 p.

164. Hammoud A. H. Effect of design and operation parameters on jet pump performance. *Fluid Mechanics and Aerodynamic*: proceeding of the 4th WSEAS International Conference, Elounda, Greece, august 21-23 2006. P.245–252.

165. Hassan H., Oktobaren R., Yahia Z. Fit for purpose technology for idle well reactivation – a novel application of surface jet pump in offshore Malaysia: proceeding of the offshore Technology Conference Asia, Kuala Lumpur, Malaysia, 25-28 march 2014. OTC-24832-MS. 6 p.

166. Haughton D.B., Connel P. Reliable and effective downhole cleaning system for debris and junk removal: proceeding of the SPE Asia Pacific Oil and Gas Conference and Exhibition, Adelaide, Australia, 11-13 september 2006. SPE 101727. 9 p.

167. Iia-huai W., Bin X., Xiang-jie L., Hong Z., Xin-ming M. Successful Application of the sand removed technique by use of concentric tubing jet pump in Karamay shallow heavy oil horizontal well: proceeding of the CPS/SPE International Oil and Gas Conference and Exhibition, Beijing, China, 8-10 june 2010. SPE 130984. 5 p.

168. Jetting apparatus: pat.4083417 USA: Cl. 175/392. № 711241; 12.11. 76; publ. 11.04.78.

169. Khelifa B., Fraser K., Pugh T. Subsea hydraulic jet pump optimizes well development offshore Tunisia. *World Oil*. 2015. № 11. P.68–72.

170. Koleshwar V.S., Al-Khalifa H.H., Peeran S. Surface jet pump pilot test for upstream application: proceeding of the Annual Technical Symposium and Exhibition, Dammam, Saudi Arabia, 25–28 april 2016. SPE–182732-MS. 11 p.

171. Kryzhanivskiy Ye. I., Panevnyk D.O. Experimental investigation of the near-bit jet pump. *Oil and gas exploration and production*. 2019. Vol.6. Issue 2. P.35–40.

172. Kryzhanivskiy Ye.I., Panevnyk D.O. The study on the flows kinematics in the jet pump's mixing chamber. *Науковий вісник НГУ*. 2019. № 1. С.62–68.

173. Kumar S., Farouque K., Ahmed S., Qureshi S., Awan M., Anjum Z. Production enhancement by installation of jet pump in SSD in Pakistan - Ghauri Oil

Field: proceeding of the SPE/PAPG Annual Technical Conference, Islamabad, Pakistan, 24–25 november 2015. SPE–181138–MS. 12 p.

174. Leagas T., Seefeldt G., Hoon D. Ejector Technology for efficient and cost effective flare gas recovery: proceeding of the GPA-GCC 24th Annual Technical Conference, Kuwait City, Kuwait, may 10–11 2016. 10 p.

175. Lea I. F., Winkler H.W., Snyder R.E. Whats new in artificial lift. *World Oil*. 2006. № 5. P.75–86.

176. Li I., Crabtree A., Kutchel M., Diaz I., Reyes W., Dugarte R., Pena L. Sand or mud removal in low bottom hole pressure wellbores using jet pump and concentric coiled tubing leads to improved production: proceeding of the SPE Annual Technical Conference and Exhibition, Denver, USA, 21–24 september 2008. SPE № 116673. 23 p.

177. Li I., Misselbrook I., Seal I. Sand cleanout with coiled tubing: choice of process, tools or fluids?: proceeding of the SPE Europec /EAGE Annual Conference and Exhibition, Rome, Italy, 9–12 june 2008. SPE № 113267. 27 p.

178. Murphy D. Practical engineering approach to running bit. What factors affect drilling rate. *Oil and Gas*. 1969. Vol.17. № 11. P.33–35.

179. Nunez O. A., Pough T.S., Hubbard I. Gas lift-jet pump hybrid completion reduces nonproductive time during unconventional well production: proceeding of the SPA Argentina Exploration and production of unconventional resources Symposium, Buenos Aires, Argentina, 1–3 june 2016. SPE–180958–MS. 9 p.

180. Outil de forage a jet d'aspiration: pat.2378938 France: Cl.E21B 9/08. № 7547718; 21.12.76; publ. 25.08.78.

181. Outil de forage a jet d'aspiration: pat.2421270 France: Cl.E21B 9/08. № 7702689; 28.01.77; publ. 22.06.80.

182. Outil de forage a jet d'aspiration: pat.2421271 France: Cl.E21B 9/08. № 7702689; 28.01.77, publ. 22.06.80.

183. Outil de forage perfectionne: pat.2277968 France: Cl.E21B 9/08. № 7422458; 11.07.74; publ. 06.02.76.

184. Pough T., Khelifa B., Fraser K. First ever sub-sea hydraulic jet pump system used to optimize single well development offshore Tunisia: proceeding of the 12th offshore Mediterranean Conference and Exhibition, Ravenna, Italy, march 25-27 2015. 13 p.

185. Salu S. U., Soliman M., Ansari N. Unconventional flare gas recovery system (FGRS): proceeding of the SPE Annual Technical Symposium and Exhibition, Al-Khobar, Saudi, Arabia, 21–24 april 2014. SPE–172240–MS. 4 p.

186. Samad A., Nizamuddin M. Flow analyses inside jet pump for oil wells. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2013. Vol.6. № 1. P. 1–10.

187. Sarshar S., Beg N. Production enhancement and assurance using surface jet pump technology: proceeding of the SPE Middle East oil and Gas Show and Conference, Manama, Bahrain, 8–11 march 2015. SPE–172615–MS. 10 p.

188. Scufca I. Coiled tubing “vacuum” restores North Slope Wells. *Journal of Petroleum Technology*. 2008. № 2. P. 28–31.

189. Shaiek S., Anres S., Valdenaire T. Sand management in subsea produced water separation unit-review of Technologies and tests: proceeding of the 12th offshore Mediterranean Conference and Exhibition, Ravenna, Italy, march 25-27 2015. 13 p.

190. Shazim K. The experience of using jet pumps with hydraulic pumping bottom-hole assemblies to reactivate idle wells in a heavy oil reservoir in the East Soldado Field: proceeding of the SPE Trinidad and Tobago Section Energy Conference, Port of Spain, Trinidad and Tobago, 13–15 june 2016. SPE–180799–MS. 8 p.

191. Simpson D. Ejectors extend producing life of aging coabled methane wells. *Oil and Gas Journal*. 2002. Vol.100. № 26. P. 52–53.

192. Singh M. K., Prasad D., Singh A., Jho M., Tandon R. Large scale jet pump performance optimization in a viscous oil field: proceeding of the SPE Technical Conference and Exhibition, New Orlean, USA, 30 september–2 october 2013. SPE 166077–MS. 21 p.

193. Suryanarayana P. V., Hasan K., Hughes W.I. Technical Feasibility and Applicability of a concentric jet pump in underbalanced drilling: proceeding of the

SPE/IADS Underbalanced Technology Conference and Exhibition, Houston, USA, 11–12 October 2004. SPE/IADS 91595. 20 p.

194. Syed A. A., Jeffrey C.H., Sacha S. Coiled-tubing vacuum removes drilling-induced Damage. *Oil and Gas Journal*. 2002. Vol.100. № 13. P. 41–46.

195. Syed M. P., Najam B., Sacha S. Surface jet pumps enhance production and processing. *Journal of Petroleum Technology*. 2014. Vol.66. № 11. P. 134–136.

196. Velychkovych A.S., Panevnyk D.O. Study of the stress state of the downhole jet pump housing. *Науковий вісник НГУ*. 2017. № 5. P. 50–55.

197. Verma S., Ojha S.P., Jha M., Singh A.K., Kumar K., Tandon R., Kumar P., Prasad D., Singh M.K. The importance of critical flow consideration in understanding jet pump performance: the Mangala Field: proceeding of the International Petroleum Technology Conference, Kuala Lumpur, Malaysia, 10-12 December 2014. IPTC–18167–MS. 11 p.

198. Yapici R., Aldas K. Optimization of water jet pumps using numerical simulation. *Journal of Power and Energy*. 2013. № 6. P. 438–449.

199. Yong H., Lihong Z., Deyong Z., Hualin L., Jinying W., Jinshen Y., Yugang Z., Zhibin W. Study on structure parameters of reverse circulation drill bit secondary injector device based on injectors coefficient: proceeding of the SPE/IADS Asia Pacific Drilling Technology Conference, Singapore, 22–24 August 2016. IADS/SPE–180539–MS. 9 p.

200. Yoon I., Son S., Seol S., Son C.-M., Lee H. OTEC Cycle applying a liquid-vapor ejector and motive pump: proceeding of the 25th International Ocean and Polar Engineering Conference, Kona, Big Island, June 21–26 2015. P. 1080–1083.

201. Zhu H. Y., Liu Q.Y. Pressure drawdown mechanism and design principle of jet pump bit. *Scientia Iranica B*. 2015. № 22(3). P. 792–803.

202. Zhu H. Y., Liu Q.Y., Wang T. Reducing the bottom-hole differential pressure by vortex and hydraulic jet methods. *Journal of Vibroengineering*. 2014. № 8. P. 2224–2249.

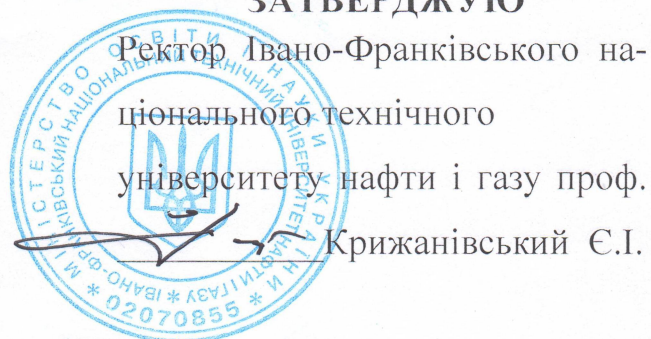
ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

**АКТ ПРО ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МОДЕЛІ
СТРУМИННОГО НАСОСА**

Додаток А

ЗАТВЕРДЖУЮ



Ректор Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу проф. Крижанівський Є.І.

АКТ

про проведення лабораторних досліджень моделі струминного насоса

I. Комісія в складі:

Голови – завідувача кафедри нафтогазових машин та обладнання канд.техн.наук, доц. Федоровича Я.Т.;

Членів комісії: Копея Б.В., докт.техн.наук, проф., професора кафедри нафтогазових машин та обладнання;

Ляха М.М., канд.техн.наук, проф., професора кафедри нафтогазових машин та обладнання;

Галавая О.Й., завідувача лабораторіями кафедри нафтогазових машин та обладнання;

Паневника Д.О., аспіранта кафедри нафтогазових машин та обладнання.

В червні-липні 2019 року провела лабораторні дослідження моделі струминного насоса.

II. Мета випробувань:

- визначення залежності параметрів роботи струминного насоса від конструкції місцевого опору, розмішеного на ділянці змішаного потоку;
- визначення залежності параметрів роботи струминного насоса від витрати робочого потоку;
- дослідження впливу витрати робочого та змішаного потоку на гідравлічні витрати в елементі, розміщеному на ділянці змішаного потоку;

- дослідження характеристики гідравлічної системи струминного насоса з метою перевірки математичної моделі його роботи;
- дослідження напірної характеристики струминного насоса з метою перевірки математичної моделі його роботи.






III. Висновки та рекомендації

На основі протоколу випробувань комісія вважає

- наявність гідравлічних втрат в елементі розміщеному у змішаному потоці впливає на характеристику ежекційної системи;
- відносний напір струминного насоса та величина робочої витрати зв'язані прямопропорційною залежністю;
- величина гідравлічних втрат в елементі, розміщеному на ділянці змішаного потоку визначається значенням витрати робочого потоку і не залежить від витрати інжектваного потоку;
- отримані напірні характеристики струминного насоса можуть використовуватись для перевірки адекватності математичної моделі його робочого процесу.

Голова комісії

Члени комісії

 Я.Т. Федорович
 Б.В. Копей
 М.М. Лях
 О.Й. Галавай
 Д.О. Паневник

ПРОТОКОЛ

лабораторних досліджень моделі свердловинного струминного насоса

Дата проведення випробувань: червень-липень 2019 р.

Зовнішні умови: температура – 25 -28 °С, атмосферний тиск – 740-750 мм.рт.ст., відносна вологість – 65-70 %.

Об'єкт досліджень – модель струминного насоса.

Вид випробувань: лабораторні.

Місце проведення випробувань: кафедра нафтогазових машин та обладнання.

Контрольно-вимірне обладнання: водяні лічильники СТВ-65, манометри типу МО.

А.1 Результати дослідження впливу конструкції зосередженого гідравлічного опору у змішаному потоці на характеристику струминного насоса приведені в таблиці А.1.

Для проведення досліджень використовувався струминний насос з робочою насадкою діаметром 22,5 мм, камерою змішування діаметром 40 мм та відстанню між насадкою і камерою змішування 41,5 мм.

Таблиця А.1– Гідродинамічні показники роботи струминного насоса для різної ступені відкриття засувки, розміщеної на ділянці змішаного потоку.

| № | P_p , кгс/см ² | P_z , кгс/см ² | P_i , кгс/см ² | $P_{вих}$, кгс/см ² | Q_n , л/с | Q_i , л/с |
|----|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|------------------------------------|----------------|----------------|
| 1 | 3,0 | 0,01 | -0,2 | 0 | 8,33 | 8,33 |
| 2 | 3,0 | 0,02 | -0,2 | 0,015 | 8,33 | 8,25 |
| 3 | 3,0 | 0,032 | -0,2 | 0,03 | 8,33 | 8,21 |
| 4 | 3,0 | 0,05 | -0,18 | 0,02 | 8,33 | 8,1 |
| 5 | 3,0 | 0,08 | -0,15 | 0,01 | 8,33 | 7,8 |
| 6 | 3,0 | 0,15 | -0,12 | 0 | 8,33 | 7,14 |
| 7 | 3,0 | 0,24 | -0,08 | 0 | 8,33 | 6,3 |
| 8 | 3,0 | 0,33 | -0,04 | 0 | 8,33 | 5,45 |
| 9 | 3,0 | 0,48 | -0,02 | 0 | 8,33 | 4,3 |
| 10 | 3,0 | 0,6 | 0,03 | 0 | 8,33 | 3,125 |
| 11 | 3,0 | 0,68 | 0,05 | 0 | 8,33 | 2,3 |

продовження таблиці А.1

| | | | | | | |
|----|-----|------|------|---|------|-------|
| 12 | 3,0 | 0,73 | 0,08 | 0 | 8,33 | 1,4 |
| 13 | 3,0 | 0,78 | 0,1 | 0 | 8,33 | 0,7 |
| 14 | 3,0 | 0,96 | 0,11 | 0 | 8,33 | -1,42 |
| 15 | 3,0 | 1,26 | 0,18 | 0 | 8,33 | -3,77 |

В таблиці А.1 використано наступні позначення:

P_p – величина тиску перед робочою насадкою струминного насоса;

P_3 – величина тиску після дифузора струминного насоса;

P_i - величина тиску у всмоктувальній лінії струминного насоса;

$P_{вих}$ - величина тиску після засувки, розміщеної на ділянці змішаного потоку (перед розгалуженням);

Q_n – величина витрати потоку, що подається на робочу насадку струминного насоса;

Q_i - величина витрати потоку, що відсмоктується в камеру змішування струминного насоса.

А.2 Результати дослідження впливу витрати робочого потоку на характеристику струминного насоса приведені в таблиці А.2. Для проведення досліджень використовувався струминний насос з діаметром камери змішування 40 мм.

Таблиця А.2 – Гідродинамічні показники роботи струминного насоса для різних витрат робочого потоку (режим нульового коефіцієнта інжекції).

| № | d_p , мм | l_p , мм | Q_n , л/с | P_p , кгс/см ² | P_3 , кгс/см ² | P_i , кгс/см ² | $P_{вих}$, кгс/см ² |
|----|---------------|---------------|----------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|------------------------------------|
| 1 | 16 | 16,5 | 8,6 | 3,0 | 0,07 | -0,88 | 0,01 |
| 2 | | 21,5 | 8,76 | 2,97 | 0,07 | -0,88 | 0 |
| 3 | | 26,5 | 8,85 | 2,94 | 0,07 | -0,88 | 0,002 |
| 4 | | 31,5 | 8,4 | 3,0 | 0,06 | -0,85 | 0,03 |
| 5 | | 36,5 | 8,46 | 2,97 | 0,06 | -0,85 | 0,02 |
| 6 | | 41,5 | 8,53 | 3,0 | 0,06 | -0,87 | 0,01 |
| 7 | 18 | 16,5 | 9,1 | 2,85 | 0,09 | -1,0 | 0,022 |
| 8 | | 21,5 | 9,5 | 2,82 | 0,09 | -1,0 | 0,02 |
| 9 | | 26,5 | 10,6 | 2,85 | 0,15 | -1,0 | 0,06 |
| 10 | | 31,5 | 11,1 | 2,85 | 0,17 | -1,0 | 0,07 |

продовження таблиці А.2

| | | | | | | | |
|----|------|------|-------|------|------|-------|------|
| 11 | 18 | 36,5 | 10,41 | 2,85 | 0,14 | -1,0 | 0,06 |
| 12 | | 41,5 | 12,0 | 2,45 | 0,12 | -0,95 | 0 |
| 13 | 22,5 | 16,5 | 15,31 | 2,34 | 0,15 | -1,0 | 0,07 |
| 14 | | 21,5 | 15,64 | 2,28 | 0,15 | -1,0 | 0,06 |
| 15 | | 26,5 | 15,0 | 2,45 | 0,15 | -1,0 | 0,1 |
| 16 | | 31,5 | 15,08 | 2,34 | 0,13 | -1,0 | 0,07 |
| 17 | | 36,5 | 15,7 | 2,34 | 0,18 | -1,0 | 0,08 |
| 18 | | 41,5 | 15,3 | 2,37 | 0,15 | -1,0 | 0,08 |

В таблиці А.2 додатково використано наступні позначення:

d_p – діаметр робочої насадки струминного насоса;

l_p – відстань між робочою насадкою та вхідним перерізом камери змішування струминного насоса.

А.3 Результати дослідження впливу витрати робочого та змішаного потоків на гідравлічні втрати в елементі розміщеному на ділянці змішаного потоку приведені в таблицях А.3, А.4. При проведенні досліджень використовувався струминний насос з діаметром робочої насадки 16, 18, 22,5 мм. Діаметр камери змішування складав 40 мм, а відстань між робочою насадкою та камерою змішування – 16,5; 21,5; 26,5; 31,5; 36,5; та 41,5 мм.

Таблиця А.3 –Залежність гідравлічних втрат в засувці, розміщеній на ділянці змішаного потоку від величини витрати робочого потоку.

| № | Q_n , л/с | ΔP , кгс/см ² | № | Q , л/с | ΔP , кгс/см ² | № | Q , л/с | ΔP , кгс/см ² |
|---|-------------|----------------------------------|----|-----------|----------------------------------|----|-----------|----------------------------------|
| 1 | 8,76 | 0,06 | 8 | 10,75 | 0,07 | 15 | 15,08 | 0,08 |
| 2 | 8,6 | 0,04 | 9 | 11,1 | 0,14 | 16 | 15,31 | 0,09 |
| 3 | 8,6 | 0,04 | 10 | 10,6 | 0,07 | 17 | 15,13 | 0,08 |
| 4 | 8,6 | 0,05 | 11 | 10,41 | 0,06 | 18 | 15,08 | 0,09 |
| 5 | 8,46 | 0,03 | 12 | 10,86 | 0,07 | 19 | 16,42 | 0,09 |
| 6 | 8,53 | 0,03 | 13 | 15,3 | 0,08 | 20 | 17,33 | 0,09 |
| 7 | 9,1 | 0,06 | 14 | 15,64 | 0,09 | 21 | 17,61 | 0,08 |

В таблиці А.3 додатково використано позначення:

ΔP – втрати тиску в засувці, розміщеній на ділянці змішаного потоку.

Таблиця А.4 –Залежність гідравлічних втрат в засувці, розміщеній на ділянці змішаного потоку від величини витрати змішаного потоку.

| № | l_p , мм | Q_3 , л/с | ΔP , кгс/см ² | № | l_p , мм | Q_3 , л/с | ΔP , кгс/см ² | № | l_p , мм | Q_3 , л/с | ΔP , кгс/см ² |
|----|------------|-------------|----------------------------------|----|------------|-------------|----------------------------------|----|------------|-------------|----------------------------------|
| 1 | 16,5 | 8,76 | 0,07 | 23 | 26,5 | 17,26 | 0,04 | 45 | 36,5 | 16,85 | 0,05 |
| 2 | | 11,61 | 0,06 | 24 | | 8,6 | 0,07 | 46 | | 8,6 | 0,07 |
| 3 | | 13,32 | 0,06 | 25 | | 11,3 | 0,04 | 47 | | 11,02 | 0,05 |
| 4 | | 14,01 | 0,06 | 26 | | 12,63 | 0,03 | 48 | | 12,51 | 0,05 |
| 5 | | 15,06 | 0,06 | 27 | | 13,9 | 0,03 | 49 | | 13,85 | 0,05 |
| 6 | | 15,56 | 0,06 | 28 | | 14,71 | 0,03 | 50 | | 14,86 | 0,05 |
| 7 | | 16,16 | 0,06 | 29 | | 14,79 | 0,03 | 51 | | 15,02 | 0,05 |
| 8 | | 16,86 | 0,06 | 30 | | 16,02 | 0,03 | 52 | | 16,04 | 0,05 |
| 9 | | 17,26 | 0,06 | 31 | | 16,36 | 0,03 | 53 | | 16,6 | 0,05 |
| 10 | | 17,36 | 0,06 | 32 | | 16,7 | 0,03 | 54 | | 16,85 | 0,05 |
| 11 | | 17,36 | 0,06 | 33 | | 16,97 | 0,03 | 55 | | 17,1 | 0,05 |
| 12 | 21,5 | 8,6 | 0,07 | 34 | 31,5 | 17,9 | 0,03 | 56 | 41,5 | 8,53 | 0,06 |
| 13 | | 11,25 | 0,07 | 35 | | 8,46 | 0,04 | 57 | | 11,11 | 0,06 |
| 14 | | 12,44 | 0,05 | 36 | | 10,94 | 0,04 | 58 | | 12,53 | 0,06 |
| 15 | | 13,92 | 0,04 | 37 | | 12,54 | 0,04 | 59 | | 13,73 | 0,06 |
| 16 | | 14,85 | 0,04 | 38 | | 13,82 | 0,05 | 60 | | 14,85 | 0,06 |
| 17 | | 14,94 | 0,04 | 39 | | 14,97 | 0,05 | 61 | | 14,88 | 0,06 |
| 18 | | 15,02 | 0,04 | 40 | | 15,12 | 0,05 | 62 | | 15,75 | 0,06 |
| 19 | | 15,93 | 0,04 | 41 | | 15,69 | 0,05 | 63 | | 16,29 | 0,06 |
| 20 | | 16,36 | 0,04 | 42 | | 16,46 | 0,05 | 64 | | 16,66 | 0,06 |
| 21 | | 16,83 | 0,04 | 43 | | 16,59 | 0,05 | 65 | | 16,73 | 0,06 |
| 22 | | 17,14 | 0,04 | 44 | | 16,82 | 0,05 | 66 | | 16,91 | 0,06 |

В таблиці А.4 додатково позначено:

Q_3 – величина витрати змішаного потоку.

А.4 Гідродинамічні параметри необхідні для побудови характеристики гідравлічної системи струминного насоса приведені в табл.. А.5.

Таблиця А.5 –Гідродинамічні показники роботи струминного насоса для різної ступені відкриття засувки, розміщеної на ділянці інжектваного потоку.

| № | P_p , кгс/см ² | P_3 , кгс/см ² | P_i , кгс/см ² | $P_{вих}$, кгс/см ² | Q_n , л/с | Q_i , л/с |
|---|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|---------------------------------|-------------|-------------|
| 1 | 2,94 | 0,03 | -0,29 | 0 | 8,6 | 9,3 |
| 2 | 2,94 | 0,03 | -0,3 | 0 | 8,6 | 8,37 |
| 3 | 2,94 | 0,03 | -0,31 | 0 | 8,6 | 8,1 |
| 4 | 2,94 | 0,03 | -0,35 | 0 | 8,6 | 7,76 |

продовження таблиці А.5

| | | | | | | |
|----|------|------|-------|---|-----|------|
| 5 | 2,94 | 0,04 | -0,4 | 0 | 8,6 | 7,42 |
| 6 | 2,94 | 0,04 | -0,45 | 0 | 8,6 | 6,19 |
| 7 | 2,94 | 0,04 | -0,47 | 0 | 8,6 | 6,11 |
| 8 | 2,94 | 0,04 | -0,55 | 0 | 8,6 | 5,3 |
| 9 | 2,94 | 0,05 | -0,64 | 0 | 8,6 | 4,03 |
| 10 | 2,94 | 0,05 | -0,73 | 0 | 8,6 | 2,53 |
| 11 | 2,94 | 0,07 | -0,88 | 0 | 8,6 | 0 |

Приведені в табл..А.5 результати отримані при випробуванні струминного насоса з наступними геометричними розмірами: діаметр робочої насадки – 16 мм; камери змішування – 40 мм; відстань між робочою насадкою та камерою змішування – 26,5 мм.

А.5 Гідродинамічні параметри необхідні для перевірки оновленої теоретичної характеристики струминного насоса приведені в таблиці А.6. Для перевірки адекватності рівняння характеристики струминного насоса досліджувалась робота струминного насоса з діаметром камери змішування 40 мм та діаметрами робочої насадки 16 мм ($K_{сн}=6,25$); 18 мм ($K_{сн}=4,938$); 22,5 мм ($K_{сн}=3,16$). В процесі досліджень змінювалась також відстань між робочою насадкою та камерою змішування, l_p .

Таблиця А.6 –Дослідження характеристики струминного насоса.

| № | $K_{сн}$ | l_p , мм | P_p , кгс/см ² | P_z , кгс/см ² | P_i , кгс/см ² | Q_n , л/с | Q_i , л/с | h | i |
|----|----------|------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-------------|-------------|--------|--------|
| 1 | 3,16 | 16,5 | 2,34 | 0,06 | -0,02 | 15,3 | 8,6 | 0,1024 | 0,5621 |
| 2 | | | 2,34 | 0,06 | -0,02 | 15,3 | 8,5 | 0,1024 | 0,5556 |
| 3 | | | 2,34 | 0,06 | -0,02 | 15,3 | 8,3 | 0,1024 | 0,5425 |
| 4 | | | 2,34 | 0,06 | -0,25 | 15,3 | 8,19 | 0,1197 | 0,5353 |
| 5 | | | 2,34 | 0,06 | -0,3 | 15,3 | 7,88 | 0,1364 | 0,515 |
| 6 | | | 2,34 | 0,06 | -0,4 | 15,3 | 7,23 | 0,1679 | 0,4725 |
| 7 | | | 2,34 | 0,06 | -0,5 | 15,3 | 6,68 | 0,1972 | 0,4366 |
| 8 | | | 2,34 | 0,06 | -0,55 | 15,3 | 6,12 | 0,2111 | 0,4 |
| 9 | | | 2,34 | 0,06 | -0,65 | 15,3 | 5,2 | 0,2375 | 0,3399 |
| 10 | | | 2,34 | 0,06 | -0,8 | 15,3 | 4,1 | 0,2739 | 0,268 |
| 11 | | | 2,34 | 0,15 | -0,95 | 15,3 | 1,34 | 0,3343 | 0,0876 |
| 12 | | | 2,34 | 0,15 | -1 | 15,3 | 0 | 0,3443 | 0 |

продовження таблиці А.6

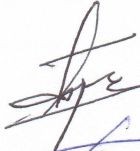




| | | | | | | | | | |
|----|-------|------|------|------|-------|-------|------|--------|--------|
| 1 | 3,16 | 36,5 | 2,34 | 0,15 | -0,3 | 15,13 | 8,9 | 0,1705 | 0,5882 |
| 2 | | | 2,34 | 0,12 | -0,3 | 15,13 | 8,87 | 0,1591 | 0,5863 |
| 3 | | | 2,34 | 0,13 | -0,3 | 15,13 | 8,83 | 0,1629 | 0,5836 |
| 4 | | | 2,34 | 0,14 | -0,32 | 15,13 | 8,13 | 0,1729 | 0,5373 |
| 5 | | | 2,34 | 0,12 | -0,35 | 15,13 | 7,54 | 0,1747 | 0,4983 |
| 6 | | | 2,34 | 0,13 | -0,52 | 15,13 | 7,12 | 0,2273 | 0,4706 |
| 7 | | | 2,34 | 0,11 | -0,6 | 15,13 | 6,34 | 0,2415 | 0,419 |
| 8 | | | 2,34 | 0,13 | -0,7 | 15,13 | 5,98 | 0,273 | 0,3952 |
| 9 | | | 2,34 | 0,12 | -0,8 | 15,13 | 4,44 | 0,293 | 0,2935 |
| 10 | | | 2,34 | 0,15 | -0,97 | 15,13 | 3,11 | 0,3384 | 0,2056 |
| 11 | | | 2,34 | 0,18 | -1 | 15,13 | 0 | 0,3533 | 0 |
| 1 | 4,938 | 16,5 | 2,85 | 0,06 | -0,42 | 9,1 | 8,83 | 0,1468 | 0,9703 |
| 2 | | | 2,85 | 0,06 | -0,42 | 9,1 | 8,82 | 0,1468 | 0,9692 |
| 3 | | | 2,85 | 0,06 | -0,42 | 9,1 | 8,76 | 0,1468 | 0,9626 |
| 4 | | | 2,85 | 0,06 | -0,48 | 9,1 | 8,4 | 0,1622 | 0,9231 |
| 5 | | | 2,85 | 0,06 | -0,51 | 9,1 | 7,6 | 0,1696 | 0,8352 |
| 6 | | | 2,85 | 0,06 | -0,52 | 9,1 | 6,54 | 0,1721 | 0,7187 |
| 7 | | | 2,85 | 0,06 | -0,65 | 9,1 | 6,23 | 0,2029 | 0,6846 |
| 8 | | | 2,85 | 0,06 | -0,75 | 9,1 | 5,15 | 0,225 | 0,5659 |
| 9 | | | 2,85 | 0,06 | -0,9 | 9,1 | 4,19 | 0,256 | 0,4604 |
| 10 | | | 2,85 | 0,06 | -0,93 | 9,1 | 1 | 0,2619 | 0,1099 |
| 11 | | | 2,85 | 0,09 | -1 | 9,1 | 0 | 0,2831 | 0 |
| 1 | 4,938 | 21,5 | 2,82 | 0,06 | -0,3 | 10,75 | 8,97 | 0,1154 | 0,8344 |
| 2 | | | 2,82 | 0,06 | -0,3 | 10,75 | 8,82 | 0,1154 | 0,8205 |
| 3 | | | 2,82 | 0,06 | -0,31 | 10,75 | 8,69 | 0,1182 | 0,8084 |
| 4 | | | 2,82 | 0,06 | -0,32 | 10,75 | 8,33 | 0,121 | 0,7749 |
| 5 | | | 2,82 | 0,06 | -0,42 | 10,75 | 7,65 | 0,1481 | 0,7116 |
| 6 | | | 2,82 | 0,06 | -0,55 | 10,75 | 6,59 | 0,181 | 0,613 |
| 7 | | | 2,82 | 0,06 | -0,6 | 10,75 | 6,27 | 0,193 | 0,5833 |
| 8 | | | 2,82 | 0,06 | -0,7 | 10,75 | 5,42 | 0,2159 | 0,5042 |
| 9 | | | 2,82 | 0,06 | -0,85 | 10,75 | 4,09 | 0,248 | 0,3805 |
| 10 | | | 2,82 | 0,07 | -0,95 | 10,75 | 2,53 | 0,2706 | 0,2353 |
| 11 | | | 2,82 | 0,09 | -1 | 10,75 | 0 | 0,2853 | 0 |
| 1 | 4,938 | 41,5 | 2,46 | 0,06 | -0,28 | 10,86 | 8,97 | 0,1241 | 0,826 |
| 2 | | | 2,46 | 0,06 | -0,28 | 10,86 | 8,68 | 0,1241 | 0,7993 |
| 3 | | | 2,46 | 0,07 | -0,28 | 10,86 | 8,53 | 0,1277 | 0,7855 |
| 4 | | | 2,46 | 0,07 | -0,32 | 10,86 | 8,33 | 0,1403 | 0,767 |
| 5 | | | 2,46 | 0,07 | -0,35 | 10,86 | 7,81 | 0,1495 | 0,7192 |
| 6 | | | 2,46 | 0,13 | -0,35 | 10,86 | 7,7 | 0,1708 | 0,709 |
| 7 | | | 2,46 | 0,13 | -0,45 | 10,86 | 6,94 | 0,1993 | 0,639 |

продовження таблиці А.6

| | | | | | | | | | |
|----|-------|------|------|------|-------|-------|-------|--------|--------|
| 8 | 4,938 | 41,5 | 2,46 | 0,13 | -0,5 | 10,86 | 6,57 | 0,2128 | 0,605 |
| 9 | | | 2,46 | 0,13 | -0,56 | 10,86 | 6,2 | 0,2285 | 0,5709 |
| 10 | | | 2,46 | 0,12 | -0,69 | 10,86 | 4,73 | 0,2571 | 0,4355 |
| 11 | | | 2,46 | 0,11 | -0,72 | 10,86 | 3,84 | 0,261 | 0,3536 |
| 12 | | | 2,46 | 0,09 | -0,95 | 10,86 | 1,06 | 0,305 | 0,0976 |
| 13 | | | 2,46 | 0,09 | -1 | 10,86 | 0 | 0,315 | 0 |
| 1 | | | 6,25 | 16,5 | 3,0 | 0,03 | -0,22 | 8,76 | 8,6 |
| 2 | 3,0 | 0,06 | | | -0,23 | 8,76 | 8,6 | 0,0898 | 0,9817 |
| 3 | 3,0 | 0,06 | | | -0,26 | 8,76 | 8,5 | 0,0982 | 0,9703 |
| 4 | 3,0 | 0,06 | | | -0,3 | 8,76 | 8,1 | 0,1091 | 0,9247 |
| 5 | 3,0 | 0,06 | | | -0,33 | 8,76 | 7,4 | 0,1171 | 0,8447 |
| 6 | 3,0 | 0,06 | | | -0,4 | 8,76 | 6,8 | 0,1353 | 0,7763 |
| 7 | 3,0 | 0,06 | | | -0,41 | 8,76 | 6,3 | 0,1378 | 0,7192 |
| 8 | 3,0 | 0,06 | | | -0,52 | 8,76 | 5,25 | 0,1648 | 0,5993 |
| 9 | 3,0 | 0,06 | | | -0,6 | 8,76 | 4,56 | 0,1833 | 0,5205 |
| 10 | 3,0 | 0,06 | | | -0,7 | 8,76 | 2,85 | 0,2054 | 0,3253 |
| 11 | 3,0 | 0,07 | | | -0,88 | 8,76 | 0 | 0,2448 | 0 |

Голова комісії

Члени комісії


 Я.Т. Федорович

 Б.В. Копей

 М.М. Лях

 О.Й. Галавай

 Д.О. Паневник

ДОДАТОК Б

**МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМУ РОБОТИ ПРИСТРОЮ ДЛЯ
КОМБІНОВАНОГО ПРОМИВАННЯ ВИБОЮ В ПРОЦЕСІ БУРІННЯ**

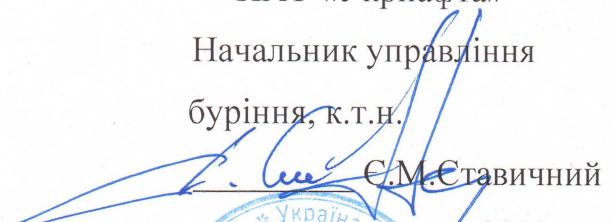
ПОГОДЖЕНО

Проректор з наукової роботи
ІФНТУНГ



І.І. Чудик
2020 р.



ЗАТВЕРДЖУЮ

ПАТ «Укрнафта»
Начальник управління
буріння, к.т.н.


Є.М. Ставичний
2020 р.


МЕТОДИКА

ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМУ РОБОТИ ПРИСТРОЮ ДЛЯ
КОМБІНОВАНОГО ПРОМИВАННЯ ВИБОЮ В ПРОЦЕСІ
БУРІННЯ

Директор НДІПГЕІ ІФНТУНГ



Б.А. Тершак



Науковий керівник ректор ІФНТУНГ



Є.І. Крижанівський

Аспірант кафедри нафтогазових
машин та обладнання ІФНТУНГ


Д.О. Паневник

Івано-Франківськ

2020

Вступ

Методика розроблена кафедрою нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу і призначена для прогнозування режиму роботи пристрою для комбінованого промивання вибою в процесі буріння.

Максимальна ефективність застосування свердловинних струминних насосів досягається при використанні ежекційних систем нагнітально-всмоктувального типу. Суттєвим недоліком таких систем є зменшення витрати на вибої свердловини порівняно з продуктивністю бурового насоса, оскільки частина промивальної рідини подається на робочу насадку струминного насоса, який розміщений за паралельною схемою включення. Разом з тим відомо, що в ежекційних системах нагнітального типу забезпечується зростання (порівняно з продуктивністю бурового насоса) витрати промивальної рідини на вибої свердловини.

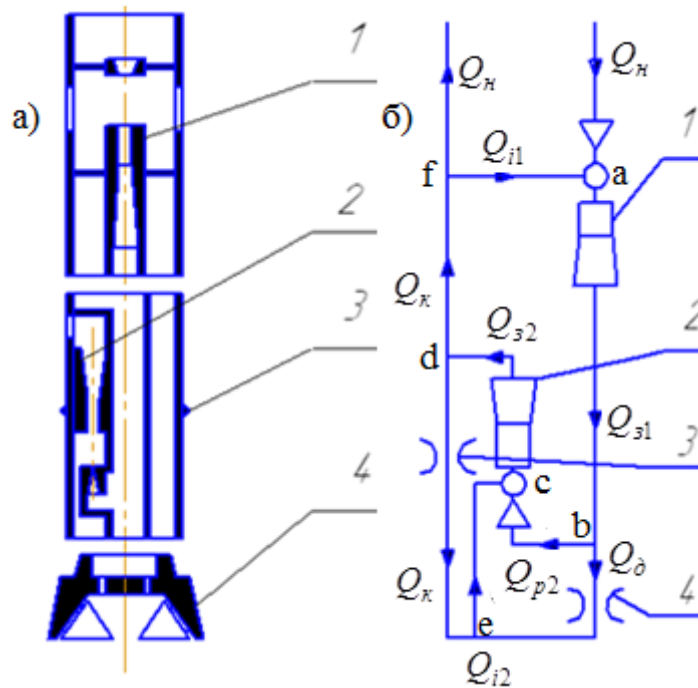
Удосконалена схема пристрою для буріння свердловин складається з нагнітальної та нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи, функціональним призначенням яких є відповідно збільшення витрати на вибої свердловини та зниження диференціального тиску у привибійній зоні. Враховуючи конструкцію складових елементів пристрою нагнітальна система відзначається послідовним, а нагнітально-всмоктувальна – паралельним включенням струминного насоса. Комбіноване промивання вибою яке реалізується при застосуванні запропонованого технічного рішення дозволяє порівняно з відомими ежекційними системами збільшити витрату на вибої і в наддолотній області в 1,59 рази та зменшити тиск на вибої в 2,54 рази. Зростання гідродинамічних показників роботи ежекційної системи, в свою чергу, дозволяє збільшити механічну швидкість буріння на 24,4% та проходження долота на 27,6%.

1 Загальні відомості

Запропонований пристрій дозволяє в одній конструкції реалізувати переваги використання двох основних типів вибійних ежекційних систем. Зни-

ження диференціального тиску та покращення умов виносу шламу з наддолотної області (що має місце у випадку використання нагнітально-всмоктувальної ежекційної системи) доповнюється зростанням витрати потоку на вибої (що є основною перевагою застосування нагнітальної системи).

Струминний насос 1 (рисунок 1) має послідовну схему включення і за рахунок підсмоктування додаткової кількості промивальної рідини дозволяє збільшити її витрату у привибійному контурі циркуляції порівняно з продуктивністю бурового насоса. Струминний насос 2 встановлений паралельно центральному каналу промивальної рідини і дозволяє збільшити її витрату в наддолотній області. Це сприяє покращенню видалення шламу з наддолотної області та запобігає його вторинному руйнуванню на вибої.



1 – нагнітальний струминний насос; 2 – нагнітально-всмоктувальний струминний насос; 3 – дроселюючий елемент; 4 – долото

Рисунок 1 – Пристрій для буріння свердловин: а) конструкція; б) гідравлічна схема

Примусове винесення шламу зменшує небезпеку утворення наддолотного сальника та виникнення прихоплення бурильної колони. Додатковим призначенням струминного насоса 2 є створення низхідного потоку промивальної рідини в кільцевому просторі утвореному корпусом пристрою і стінкою

свердловини. Наявність на зовнішній поверхні корпуса дроселюючих елементів 3 калібратора дозволяє досягти зменшення тиску на вибої та покращити умови руйнування гірської породи.

2 Позначення параметрів, що використовуються в методиці розрахунку

| | |
|--|---|
| 1.Відносний напір нагнітального струминного насоса | h_1 ; |
| 2.Відносний напір нагнітально-всмоктувального струминного насоса | h_2 ; |
| 3.Коефіцієнт інжекції нагнітального струминного насоса | i_1 ; |
| 4.Коефіцієнт інжекції нагнітально-всмоктувального струминного насоса | i_2 ; |
| 5.Коефіцієнти швидкостей в характерних перерізах струминного насоса | $\varphi_1, \varphi_{2p},$ φ_{2i}, φ_3 ; |
| 6.Площа перерізу робочої насадки струминного насоса, m^2 | f_{p1} ; |
| 7.Площа перерізу камери змішування струминного насоса, m^2 | f_3 ; |
| 8.Площа перерізу робочого потоку на вході в камеру змішування, m^2 | f_{p2} ; |
| 9.Площа перерізу інжектowanego потоку на вході в камеру змішування, m^2 | f_{i2} ; |
| 10.Різниця тисків змішаного та інжектowanego потоків, Па | ΔP_k ; |
| 11.Різниця тисків робочого та інжектowanego потоків, Па | ΔP_p ; |
| 12.Основний геометричний параметр струминного насоса | $K_{сн}$; |
| 13.Відстань між робочою насадкою і камерою змішування, м | l_p ; |
| 14.Діаметр свердловини, м | D_c ; |
| 15.Діаметр елементів калібратора, м | D_k ; |
| 16.Діаметр робочої насадки нагнітально-всмоктувального струминного насоса, м | d_{p2} ; |
| 17.Діаметр насадок долота, м | d_d ; |
| 18.Коефіцієнт витрати робочої насадки струминного насоса | μ_{p2} ; |

| | |
|--|----------------|
| 19. Коефіцієнт витрати кільцевої щілини між елементами калібратора і стінкою свердловини | μ_k ; |
| 20. Продуктивність бурового насоса, л/с | Q_H ; |
| 21. Витрата інжектваного потоку нагнітального струминного насоса, л/с | Q_{i1} ; |
| 22. Витрата змішаного потоку нагнітального струминного насоса, л/с | Q_{z1} ; |
| 23. Витрата рідини в промивальній системі долота, л/с | Q_D ; |
| 24. Витрата робочого потоку нагнітально-всмоктувального струминного насоса, л/с | Q_{p2} ; |
| 25. Витрата змішаного потоку нагнітально-всмоктувального струминного насоса, л/с | Q_{z2} ; |
| 26. Витрата інжектваного потоку нагнітально-всмоктувального струминного насоса, л/с | Q_{i2} ; |
| 27. Витрата промивальної рідини через елементи калібратора, л/с | Q_K ; |
| 28. Зниження тиску на вибої, Па | ΔP_B ; |
| 29. Густина промивальної рідини, кг/м ³ | ρ ; |
| 30. Діаметр камери змішування струминного насоса, м | d_3 ; |

3 Дані для розрахунку

3.1. Незмінні параметри: $\varphi_1=0,95$; $\varphi_{p2}=0,975$; $\varphi_3=0,9$; $\mu_{p2}=0,95$; $\mu_k=0,925$;

3.2 Змінні параметри.

3.2.1 Параметри, що задаються: h_1 , i_1 , i_2 , $K_{сн}$, l_p , D_c , D_k , d_{p2} , d_d , Q_H , ρ , d_3 .

3.2.2 Параметри, що визначаються: h_2 , i_2 , f_{p1} , f_{p2} , f_{i2} , f_3 , ΔP_K , ΔP_p , Q_{i1} , Q_{z1} , Q_D , Q_{p2} , Q_{z2} , Q_{i2} , Q_K , ΔP_B .

4 Послідовність проведення розрахунків

4.1 Площа перерізу робочої насадки нагнітально-всмоктувального струминного насоса

$$f_{p1} = \frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4} \quad (1)$$

4.2 Площа перерізу камери змішування нагнітально-всмоктувального струминного насоса

$$f_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (2)$$

4.3 Основний геометричний параметр струминного насоса

$$K_{CH} = \frac{f_3}{f_{p1}} \quad (3)$$

4.4 Відстань між робочою насадкою і камерою змішування

$$l_p = 3,623(\sqrt{K_{CH}} - 1) \quad (4)$$

4.5 Допоміжний геометричний параметр

$$A = \frac{0,5(K_{CH}^2 - 1) - 1,3333(1 - 0,119 \cdot l_p)(K_{CH}^{1,5} - 1) + (1 - 0,119 \cdot l_p)^2(K_{CH} - 1)}{0,156 \cdot l_p^2 \cdot (K_{CH} - 1)} \quad (5)$$

4.6 Відносний напір струминного насоса h_2 . Використовуємо метод ітерації.

4.6.1 Задаємо значення i_2 .

4.6.2 Співвідношення різниці тисків.

4.6.2.1 Задаємо значення різниці тисків $\left(\frac{\Delta P_\kappa}{\Delta P_p}\right)$.

4.6.2.2 Визначаємо наближене значення різниць тисків $\frac{\Delta P_\kappa}{\Delta P_p}$

$$\frac{\Delta P_\kappa}{\Delta P_p} = \frac{\frac{\varphi_1^2}{\varphi_4^2} \cdot i^2}{\left[\frac{f_3}{f_{p1}} - \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\Delta P_\kappa}{\Delta P_p}\right)^2}} \right]^2} \quad (6)$$

4.6.2.3 Уточнюємо значення різниці тисків $\frac{\Delta P_\kappa}{\Delta P_p}$

$$\text{Якщо } \frac{\frac{\Delta P_{\kappa}}{\Delta P_p} - \left(\frac{\Delta P_{\kappa}}{\Delta P_p}\right)'}{\frac{\Delta P_{\kappa}}{\Delta P_p}} < 0,0005$$

продовжуємо розрахунок за п. 4.6.3.

$$\text{Якщо } \frac{\frac{\Delta P_{\kappa}}{\Delta P_p} - \left(\frac{\Delta P_{\kappa}}{\Delta P_p}\right)'}{\frac{\Delta P_{\kappa}}{\Delta P_p}} \geq 0,0005$$

уточнюємо значення $\left(\frac{\Delta P_{\kappa}}{\Delta P_p}\right)'$ і повторюємо розрахунок за п. 4.6.2.1 –

4.6.2.3.

4.6.3 Співвідношення площ перерізів $\frac{f_{p1}}{f_{p2}}$

$$\frac{f_{p1}}{f_{p2}} = \sqrt{1 - \frac{\Delta P_{\kappa}}{\Delta P_p}} \quad (7)$$

4.6.4 Співвідношення площ перерізів $\frac{f_{p1}}{f_{i2}}$

$$\frac{f_{p1}}{f_{i2}} = \frac{1}{\frac{f_3}{f_{p1}} - \left(\frac{f_{p1}}{f_{p2}}\right)^{-1}} \quad (8)$$

4.6.5 Коефіцієнт нерівномірності профілю швидкостей інжектваного потоку

$$\varphi_{2i} = \frac{(1-A)(K_{\text{CH}}-1) + A \cdot i_2}{0,9092 \cdot (K_{\text{CH}}-1) + 0,0908 \cdot i_2} \quad (9)$$

4.6.6 Наближений відносний напір струминного насоса

$$h_2 = \varphi_1^2 \cdot \frac{f_{p1}}{f_3} \cdot \left[2\varphi_{2p} \cdot \frac{f_{p1}}{f_{p2}} + 2\varphi_{2i} \cdot \frac{f_{p1}}{f_{i2}} i_2^2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{f_{p1}}{f_3} (1 + i_2^2) - \frac{\Delta P_{\kappa}}{\Delta P_p} \right] \quad (10)$$

4.6.7 Наближений необхідний напір струминного насоса

$$h_{\text{неодх}} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\mu_{\kappa}}{\mu_{p2}}\right)^2 \cdot \frac{(D_c^2 - D_{\kappa}^2)}{d_{p2}^4} \cdot \frac{1}{\left(i_2 - 3\left(\frac{d_{\text{Д}}}{d_{p2}}\right)^2\right)^2}} \quad (11)$$

4.6.8 Уточнюємо значення відносного напору

$$\text{Якщо } \frac{h_2 - h_{\text{неодх}}}{h_2} < 0,0005$$

фіксуємо значення i_2 , після чого продовжуємо розрахунок за п.4.7.

Якщо $\frac{h_2 - h_{\text{неодх}}}{h_2} \geq 0,0005$ уточнюємо значення i_2 , після чого повторюємо розрахунок за п.4.6.1 – 4.6.8.

4.7 Витрата інжектваного потоку нагнітального струминного насоса

$$Q_{i1} = Q_H \cdot i_1 \quad (12)$$

4.8 Витрата змішаного потоку нагнітального струминного насоса

$$Q_{31} = Q_H (1 + i_1) \quad (13)$$

4.9 Витрата в промивальній системі долота

$$Q_d = \frac{Q_{31}}{3} \quad (14)$$

4.10 Витрата робочого потоку нагнітально-всмоктувального струминного насоса

$$Q_{p2} = \frac{2}{3} \cdot Q_{31} \quad (15)$$

4.11 Витрата інжектваного потоку нагнітально-всмоктувального струминного насоса

$$Q_{i2} = Q_{p2} \cdot i_2 \quad (16)$$

4.12 Витрата змішаного потоку нагнітально-всмоктувального струминного насоса

$$Q_{32} = Q_{p2} (1 + i_2) \quad (17)$$

4.13 Витрата потоку через дросельні елементи калібратора

$$Q_{\kappa} = Q_{i2} - Q_d \quad (18)$$

4.14 Зниження тиску на вибої

$$\Delta P_B = \frac{8\rho Q_H^2 (1+i_1)^2}{\pi^2 \mu_k^2 (D_c^2 - D_k^2)^2} \cdot \left(\frac{i_2}{1+3\left(\frac{d_d}{d_{p2}}\right)^2} - \frac{1}{1+\frac{1}{3}\left(\frac{d_{p2}}{d_d}\right)^2} \right)^2 \quad (19)$$

5 Гідродинамічні показники ежекційної системи

5.1 Вихідні дані

$D_c=0,218$ м; $D_k=0,2159$ м; $d_d=0,01$ м; $d_{p2}=0,02449$ м;

$K_{сн}=2,785$; $d_3=0,04087$ м; $Q_H=5-40$ л/с; $\rho=1000-1400$ кг/м³.

5.2 Параметри роботи гідравлічної системи.

Гідродинамічні показники ежекційної системи отримані з використанням розробленого алгоритму приведені в таблиці 1.

Таблиця 1 - Зниження тиску на вибої свердловини (МПа).

| Продуктивність бурового насоса, л/с | Густина промивального розчину, кг/м ³ | | |
|-------------------------------------|--|-------|-------|
| | 1000 | 1200 | 1400 |
| 5 | 0,01 | 0,012 | 0,014 |
| 10 | 0,04 | 0,048 | 0,056 |
| 15 | 0,09 | 0,108 | 0,126 |
| 20 | 0,16 | 0,192 | 0,224 |
| 25 | 0,25 | 0,3 | 0,35 |
| 30 | 0,361 | 0,433 | 0,505 |
| 35 | 0,491 | 0,589 | 0,687 |
| 40 | 0,642 | 0,77 | 0,899 |

Використання пристрою для комбінованого промивання вибою дозволяє за рахунок зменшення тиску в свердловині та зростання механічної швидкості буріння зберегти проникність продуктивного горизонту в процесі його первинного розкриття внаслідок чого забезпечується підвищення коефіцієнта нафтовилучення при розробці покладів вуглеводнів.

ДОДАТОК В

**ДОВІДКА ПРО ВИКОРИСТАННЯ В НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ
НАУКОВИХ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор Івано-Франківського
національного технічного університету
нафти і газу док.техн.наук, проф.



О.М. Мандрик

« 03 червня » 2020 р.

ДОВІДКА

про використання в навчальному процесі наукових результатів
дисертаційної роботи Паневника Д.О. «Підвищення ефективності
використання наддолотних струминних насосів»

Наукові результати дисертаційної роботи впроваджені у навчальний процес кафедри нафтогазових машин та обладнання при виконанні курсових проєктів та магістерських робіт в процесі вивчення дисциплін: «Гідромашини і компресори», «Машини та обладнання для буріння нафтових і газових свердловин», «Машини та обладнання для видобутку нафти і газу», «Бурові машини і комплекси», «Нафтогазопромислові машини і комплекси», «Нафтогазові машини».

Завідувач кафедрою нафтогазових машин
та обладнання канд.техн.наук, доцент

Я.Т.Федорович

ДОДАТОК Г

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Величкович А.С., Паневник Д.О. Обґрунтування вибору геометричних розмірів свердловинного струминного насоса. *Нафтогазова галузь України*. 2013. № 6. С.20–23.
2. Паневник Д.О. Дослідження впливу температурного фактора на характеристику струминного насоса. *Науковий вісник Івано–Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2015. №2(39). С.111–114.
3. Паневник Д.А., Величкович А.С. Оценка напряженного состояния корпуса наддольного гидроэлеватора. *Нефтяное хозяйство*. 2017. № 1. С.70–73. **(Scopus)**.
4. Паневник Д.О. Обґрунтування методу вибору параметрів експлуатації пристрою для ліквідації прихоплень бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. № 3. С. 137–143.
5. Velychkovych A.S., Panevnyk D.O. Study of the stress state of the downhole jet pump housing. *Науковий вісник НГУ*. 2017. № 5. Р.50–55. **(Scopus)**.
6. Паневник Д.О. Систематизація конструкцій свердловинних струминних насосів. *Молодий вчений*. 2017. № 8(48). С. 399–406. **(Index Copernicus)**.
7. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Аналіз тенденцій розвитку ежекційних нафтогазових технологій. *Молодий вчений*. 2018. № 10(62). С.267–271. **(Index Copernicus)**.
8. Kryzhanivskiy Ye.I., Panevnyk D.O. The study on the flows kinematics in the jet pump's mixing chamber. *Науковий вісник НГУ*. 2019. № 1. С.62–68. **(Scopus)**.
9. Крыжанивский Е.И., Паневник Д.А. Экспериментальное исследование скважинного струйного насоса. *Наука I Studia. Nowoczesne Technologie Informacyjne (Przemysl, Poland)*. 2019. № 5 (194). Р.30–40.
10. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Моделювання робочого процесу наддольного струминного насоса. *Нафтогазова галузь України*. 2019. № 6. С.7–10.

11. Kryzhanivskiy Ye. I., Panevnyk D.O. Experimental investigation of the near-bit jet pump. *Oil and gas exploration and production*. 2019. Vol.6. Issue 2. P.35–40.
12. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Оптимізація конструкційних та режимних параметрів свердловинної ежекційної системи. *Нафтогазова енергетика*. 2020. № 2. С. 73–80.
13. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Підвищення ефективності експериментальних досліджень свердловинного струминного насоса. *Методи та прилади контролю якості*. 2020. № 1(44). С. 16–23.
14. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Удосконалення математичної моделі робочого процесу свердловинних ежекційних систем. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2020. № 1(74). С.36-44.
15. Крыжанивский Е.И., Паневник Д.А. Повышение эффективности использования наддотных струйных насосов. *Socar Proceeding*. 2020. № 2. С. 112–118. **(Scopus)**.
16. Пристрій для буріння свердловин: пат. 115504 Україна: МПК (2016.01) E 21B 10/18. № 201607848; заявл. 15.07.16; опубл. 10.11.17, Бюл. № 21. 4с.
17. Величкович А.С., Паневник Д.О. Дослідження напружено-деформованого стану корпусу гідравлічного пристрою для буріння свердловин. *Сучасні технології у промисловому виробництві*: матеріали III всеукр. міжвузівської наук.–техн. конф. (м.Суми, 22–25 квітня 2014р.). Суми, 2014. С.131–132.
18. Паневник Д.О. Вплив температури змішуваних потоків на режим роботи свердловинної ежекційної системи. *Нафтогазова енергетика - 2017*: матеріали 6 міжнар. наук.–техн. конф. (м.Івано-Франківськ, 15–19 травня 2017 р.). Івано–Франківськ, 2017. С.336–338.
19. Паневник Д.О. Дослідження характеру розподілу потоків в гідравлічній системі свердловинного струминного насоса *АС ППГ Промислова гідравліка і пневматика*: матеріали XVIII міжнар. наук.–техн. конф. (м.Вінниця, 4 – 5 жовтня 2017 р.). Вінниця, 2017. С. 41–42.

20. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Математична модель робочого процесу струминного насоса. *Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні*: матеріали міжнар. наук.–техн. конф. (м.Дніпро, 27-29 березня 2018 р.). Дніпро, 2018. С. 76.

21. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Математична модель робочого процесу пристрою для ліквідації прихоплення бурильної колони. *Нафта і газ. Наука-освіта-виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку*: всеукр. наук.–техн. конф. (м.Дрогобич, 18-19 квітня 2018 р.). Дрогобич, 2018. С. 71–74.

22. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Класифікація свердловинних ежекційних систем. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу РСЕ-2018*: матеріали II міжнар. наук.–техн. конф. (м.Івано-Франківськ, 24-27 квітня 2018 р.). Івано-Франківськ, 2018. С. 121–125.

23. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Визначення характеристики гідравлічної системи наддолотного струминного насоса. *АС ППП Промислова гідравліка і пневматика*: матеріали XIX міжнар. наук.–техн. конф. (м.Львів, 25-28 вересня 2018.). Львів, 2018. С.35.

24. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Імітаційне моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса. *Прогресивні технології у машинобудуванні*: матеріали VIII міжнар. наук.–техн. конф. (м.Івано-Франківськ, 4-8 лютого 2019 р.). Івано-Франківськ, 2019. С.185–186.

25. Паневник Д.О. Оптимізація розподілу потоків в гідравлічній системі пристрою для буріння свердловин. *Інформаційні технології в моделюванні*: матеріали IV всеукраїнської науково–практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених (м.Миколаїв, 21-22 березня 2019 р.). Івано-Франківськ, 2019. С.5–6.

26. Паневник Д.О. Використання числового моделювання для оптимізації конструкції свердловинного струминного насоса. *Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні*: матеріали міжнар. наук.–техн. конф. (м. Дніпро, 26-28 березня 2019 р.). Дніпро, 2019. С. 104.

27. Паневник Д.О. Застосування CFD-моделювання для визначення кінематичних параметрів потоків в камері змішування струминного насоса. *Інформаційні технології в освіті, техніці, промисловості*: матеріали IV всеукр. наук.–практ. конф. молодих учених і студентів (м.Івано-Франківськ, 10-11 жовтня 2019 р.). Івано-Франківськ, 2019. С.183–185.

28. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О.Застосування програмного комплексу ANSYS для моделювання розподілу потоків в процесі роботи струминного насоса. *Прикладна геометрія та інформаційні технології в моделюванні об'єктів, явищ і процесів AGIT-2019*: матеріали IV всеукр. наук.–практ. конф. (м. Миколаїв, 16-18 жовтня 2019 р.). Миколаїв, 2019. С.22.

29. Паневник Д.О. Математична модель напірної характеристики струминного насоса //Матеріали V Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Інформаційні технології в моделюванні ITM-2020» м.Одеса, 19-20 березня 2020 р.: Одеський національний політехнічний університет. С.74-76.