

Актуальні питання нафтогазової галузі

УДК 622.612.52:622.612.51

ТЕМПЕРАТУРА ГОРІННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ЯК КРИТЕРІЙ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ

Я.В. Грудз, В.П. Гоцуляк, М.Я. Криль

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: snp@nimg.edu.ua

Розглядається процес горіння вуглеводневих газів у повітряному середовищі, наведено результати досліджень впливу молекулярної маси енергоносія та коефіцієнта надлишку повітря на величину температури горіння. Побудовано математичну модель, яка встановлює взаємозв'язок між теплотворною здатністю вуглеводневих енергоносіїв та температурою горіння за різних умов протікання процесу. Запропонований алгоритм реалізації створеної математичної моделі дав змогу отримати результати, що характеризують вплив молекулярної маси вуглеводневого газу і коефіцієнту надлишку повітря на температуру горіння в числовому вигляді. Побудовані графічні залежності дають можливість оцінити вплив параметрів процесу на температуру горіння та енергоефективність використання природного газу як суміші вуглеводневих енергоносіїв.

Ключові слова: теплотворна здатність, вуглеводневий енергоносіє, температура горіння, молекулярна маса, коефіцієнт надлишку повітря.

Рассматривается процесс горения углеводородных газов в воздушной среде, приведены результаты исследований влияния молекулярной массы энергоносителя и коэффициента избытка воздуха на величину температуры горения. Построена математическая модель, устанавливающая взаимосвязь между теплотворной способностью углеводородных энергоносителей и температурой горения при различных условиях протекания процесса. Предложенный алгоритм реализации созданной математической модели позволил получить результаты, характеризующие влияние молекулярной массы углеводородного газа и коэффициента избытка воздуха на температуру горения в числовом виде. Построенные графические зависимости позволяют оценить влияние параметров процесса на температуру горения и энергоэффективность использования природного газа в качестве смеси углеводородных энергоносителей.

Ключевые слова: теплотворная способность, углеводородный энергоноситель, температура горения, молекулярная масса, коэффициент избытка воздуха.

The process of the hydrocarbon gases combustion in the air is described. The research results of the influence of the energy resource molecular mass and the excess air factor on the combustion temperature value are given. The mathematical model has been developed. It establishes the relationship between the calorific value of hydrocarbon energy sources and the combustion temperature under different conditions of the process. The proposed algorithm for implementation of the developed mathematical model allowed to obtain the results characterizing the influence of the molecular weight of hydrocarbon gas and the excess air factor on the combustion temperature in numerical form. The graphic dependences constructed allow to estimate the influence of process parameters on the combustion temperature, which in their turn will allow to estimate the natural gas energy efficiency as a mixture of hydrocarbon energy sources.

Key words: calorific value, hydrocarbon energy resource, combustion temperature, molecular mass, excess air factor.

Вступ. В умовах підвищення світових цін на енергоносії щораз актуальнішими стають вимоги до природного газу. Зростання кількості джерел видобутку газу з різним його компонен-

тним складом і умовами підготовки до транспортування є причиною надходження споживача енергоносія з широким діапазоном характеристик енергоефективності у відповідності до

яких повинна визначатися і його ціна. Тому оцінка якості природного газу як пального повинна базуватися на дослідженнях залежності його енергетичних характеристик від параметрів кондиційності (компонентного складу, вологості наявності домішок та ін.)

Огляд літературних джерел. Одною з важливих характеристик природного газу як пального є його теплотворна здатність – кількість енергії, яка виділяється при повному згорянні одиниці маси (одиниці об'єму) [1,2].

Під теплотворною здатністю розуміють теплоту повного згорання одиниці маси речовини. У ній враховуються втрати тепла, пов'язані з дисоціацією продуктів згорання і незавершеною хімічних реакцій горіння. Теплотворна здатність - це максимально можлива теплота згорання одиниці маси речовини. Визначають теплотворну здатність елементів, їх з'єднань і паливних сумішей. Для елементів вона чисельно дорівнює теплоті утворення продукту згорання. Теплотворна здатність сумішей є адитивною величиною, яку можна обчислити за відомою теплотворною здатністю компонентів суміші.

Втім горіння відбувається не лише за рахунок утворення оксидів. Тому для якнайточнішого в широкому сенсі обчислення енергоефективності слід розглядати теплотворні здатності елементів та їх сполук не тільки в кисні, а і при взаємодії з фтором, хлором, азотом, бором, вуглецем, кремнієм, сіркою і фосфором.

Зовнішнім фактором, який характеризує вуглеводневу сполуку як енергоносію і тісно пов'язаний з теплотворною здатністю, є температура горіння. Остання піддається вимірюванню і контролю в процесі спалювання, тому важливо встановити взаємозв'язок між теплотворною здатністю пального і температурою горіння.

Метою дослідження є встановлення взаємозв'язку між теплотворною здатністю вуглеводневих горючих газів температурою горіння, та визначення впливу на процес горіння молекулярної маси енергоносіїв і коефіцієнта надлишку повітря [3, 4].

Виклад основного матеріалу. Теплотворна здатність є важливою характеристикою. Вона дозволяє оцінити і порівняти з іншими максимально можливе тепловиділення тієї чи іншої окислювально-відновної реакції і визначити за відношенням до нього повноту протікання реальних процесів горіння. Знання теплотворної здатності необхідне при виборі компонентів палив і сумішей різного призначення і при оцінці повноти їх згорання.

Прийнято розрізняти нижчу Q_p^H і вищу Q_p^B теплотворну здатність, що пов'язано з наявністю в пальному вологі, на випаровування якої витрачається деяка кількість тепла. Зв'язок між ними виражає залежність

$$Q_p^H = Q_p^B - Q_n(9H + W), \quad (1)$$

де Q_n – тепло, що витрачається на випаровування одиниці маси вологі;

H, W – відповідно частки водню і вологі в газі.

Кількість повітря, теоретично необхідна для згорання одиниці маси (1 кг) газу, може бути визначена на основі стехіометричних співвідношень, побудованих на основі хімічних реакцій горіння [3]

$$L_0 = \frac{1}{0,232} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right), \quad (2)$$

де C, H, S, O – масові частки вуглецю, водню, сірки та кисню в газі.

В технічних системах природний газ як пальне згоряє при певному надлишку повітря L , що характеризується коефіцієнтом надлишку повітря

$$\alpha = (L_0 + L) / L_0. \quad (3)$$

Сумарна маса продуктів згорання, що утворилися при повному згорянні 1 кг газу, складає

$$M_{n3} = M_{CO_2} + M_{N_2} + M_{H_2O}, \quad (4)$$

де $M_{CO_2}; M_{N_2}; M_{H_2O}$ – відповідно маси вуглекислого газу, азоту і водяної пари, що утворилися в результаті повного згорання газу.

Масові частки чистих продуктів згорання визначаються зі співвідношень

$$r_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_{n3}}; r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_{n3}}; r_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_{n3}}. \quad (5)$$

Зв'язок між коефіцієнтом надлишку повітря і температурою продуктів згорання визначається рівнянням балансу тепла

$$Q_{нов} + Q_{газ} + Q_{гор} = Q_{чнз} + Q_{над}, \quad (6)$$

де $Q_{нов}$ – фізичне тепло, що вноситься з повітрям, з температурою t_n ;

$Q_{газ}$ – фізичне тепло, що вноситься з газом, з температурою t_2 ;

$Q_{гор}$ – тепло, що виділяється в результаті горіння газу;

$Q_{чнз}$ – тепло чистих продуктів згорання;

$Q_{над}$ – тепло надлишкового повітря.

Фізичне тепло, що вноситься з повітрям

$$Q_{нов} = \alpha L_0 I_{нов}^0, \quad (7)$$

де $I_{нов}^0 = c_p^n t_n$ – ентальпія повітря з ізобарною теплоємністю c_p^n .

Фізичне тепло, що вноситься з газом -

$$Q_{газ} = c_p^2 t_2. \quad (8)$$

Тепло, що виділяється в результаті горіння газу -

$$Q_{гор} = Q_p^H \eta, \quad (9)$$

де η – ККД системи спалювання.

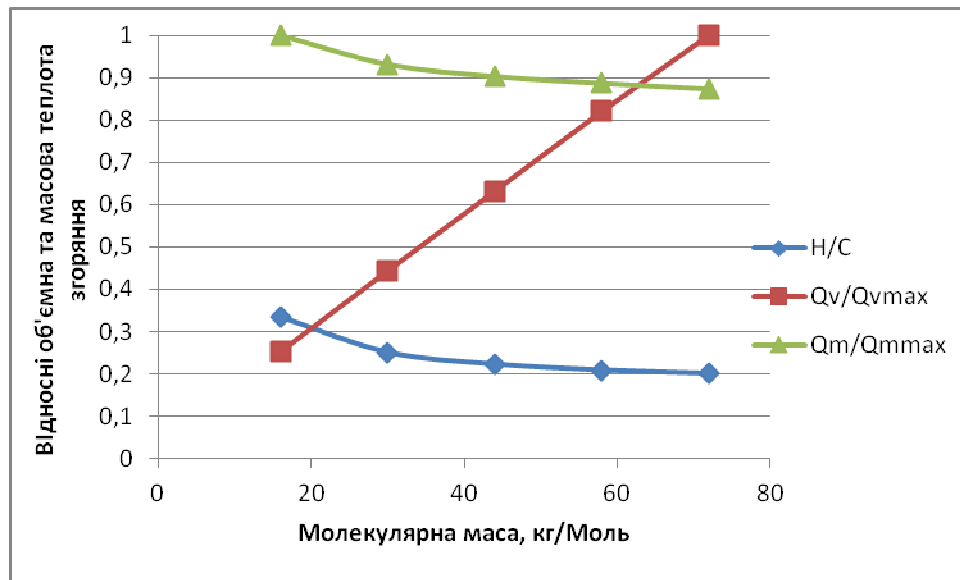


Рисунок 1 – Залежність об'ємної та масової теплоти згоряння вуглеводневих газів від їх молекулярної маси

Тепло чистих продуктів згоряння

$$Q_{чнс} = (L_0 + 1)I_{чнс}, \quad (10)$$

де $I_{чнс}$ - ентальпія чистих продуктів згоряння

$$I_{чнс} = I_{CO_2}r_{CO_2} + I_{N_2}r_{N_2} + I_{H_2O}r_{H_2O}.$$

Ентальпія вуглекислого газу, азоту та водяної пари визначаються за відповідними середніми масовими теплоємностями в інтервалі температур від 0 до $t_{нз}$.

$$I_{CO_2} = c_p^{CO_2}t_{нз}; \quad I_{N_2} = c_p^{N_2}t_{нз}; \quad I_{H_2O} = c_p^{H_2O}t_{нз}.$$

Тепло надлишкового повітря за температури згоряння

$$Q_{над} = (\alpha - 1)L_0I_n. \quad (11)$$

Ентальпія надлишкового повітря

$$I_n = c_p^{nob}t_{нз}.$$

Використавши рівняння балансу тепла у формі (6), отримаємо

$$\begin{aligned} \alpha L_0 c_p^n t_n + c_p^2 t_z + Q_p^H \eta = \\ = (L_0 + 1)c_p^{нз} t_{нз} + (\alpha - 1)L_0 c_p^{nob} t_{нз}. \end{aligned} \quad (12)$$

З (12) визначається температура продуктів згоряння як функція теплотворної здатності та коефіцієнта надлишку повітря

$$t_{нз} = \frac{\alpha L_0 c_p^n t_n + c_p^2 t_z + Q_p^H \eta}{(L_0 + 1)c_p^{нз} + (\alpha - 1)L_0 c_p^{nob}}. \quad (13)$$

В (13) теплоємності продуктів згоряння $c_p^{нз}$ та надлишкового повітря c_p^{nob} визначаються як масові середні в діапазоні температур 0 - $t_{нз}$. В зв'язку з тим, що температура продуктів згоряння $t_{нз}$ на початковій стадії розрахунку невідома, то пропонується використати ітераційну процедуру, яка полягає в довільному виборі на початковій ітерації значення $t_{нз}$, подальшому

визначенні теплоємностей $c_p^{нз}$ і c_p^{nob} , та уточненні температури продуктів згоряння за (13). Процедура виконується до досягнення необхідної точності.

Аналіз залежності (13) для визначення температури горіння свідчить, що основним визначальним фактором є питома теплота згоряння палива, оскільки величина енергії, що вноситься повітрям та паливним газом, суттєво менші. Тому збільшення питомої масової теплоти згоряння паливного газу Q_m (МДж/кг) повинно призвести до зростання температури горіння.

На рисунку 1 відображено залежності питомої масової Q_m та об'ємної Q_v теплотворних здатностей, а також співвідношення H/C для нормального ряду вуглеводневих газів у залежності від їх молекулярної маси. Оскільки збільшення кількості атомів вуглецю в молекулі вуглеводневого газу різко збільшує його молекулярну масу і зменшує співвідношення H/C, то питома масова теплотворна здатність вуглеводневих енергоносіїв зменшується зі зростанням молекулярної маси. Тобто для легких вуглеводневих газів питома масова теплотворна здатність більша за величиною, ніж для важких. Об'ємна питома теплотворна здатність визначається відношенням масової питомої теплотворної здатності до густини газу, тому при збільшенні молекулярної маси вона зростає. Таким чином, температура згоряння вуглеводневих газів повинна зменшуватися зі зростанням молекулярної маси.

З іншого боку, при згорянні вуглеводневого газу в повітрі частина енергії, яка виділяється в процесі горіння, витрачається на підігрівання продуктів згоряння і надлишкового повітря. Щоб оцінити величину цих витрат енергії, проаналізуємо реакції горіння та відповідні стехіометричні співвідношення.

На рисунку 2 відображено величини чистих продуктів згоряння $M_{сум} = M_{CO_2} + M_{H_2O}$, а

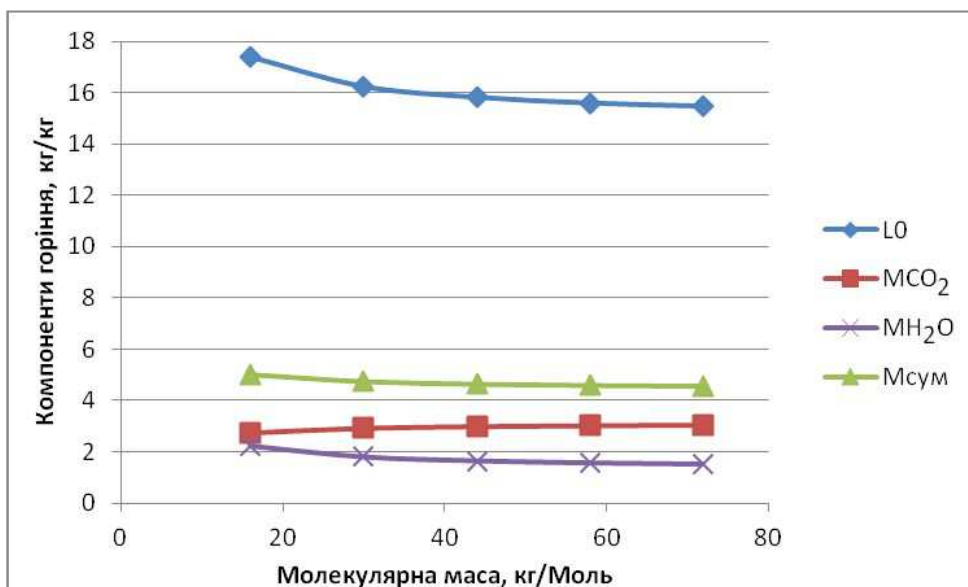


Рисунок 2 – Залежність маси компонентів процесу горіння від молекулярної маси газу

також теоретичної масової кількості повітря для одиниці маси вуглеводневих газів в залежності від їх молекулярної маси. Аналіз результатів показує, що зі збільшенням молекулярної маси вуглеводневого газу сумарна маса продуктів згоряння зменшується через зменшення теоретичної маси кисню, необхідної для повного згоряння 1 кг газу. Крім того, в продуктах згоряння частка вуглекислого газу зі збільшенням молекулярної маси енергоносія зростає, а частка водяної пари зменшується. Враховуючи, що питома масова теплоємність водяної пари при різних температурах приблизно вдвічі перевищує теплоємність вуглекислого газу та загальну тенденцію до зменшення сумарної маси продуктів згоряння, можна стверджувати, що зі збільшенням молекулярної маси горючого газу витрата енергії на підігрівання чистих продуктів згоряння зменшується.

Якщо процес горіння вуглеводневих газів відбувається в середовищі повітря, то частина отриманої енергії витрачається на підігрівання інертного азоту, що знаходиться в повітрі. За розрахунками зі зростанням молекулярної маси вуглеводневого газу теоретично необхідна кількість повітря зменшується, причому для етану в порівнянні з метаном зменшення маси теоретично необхідного повітря складає 6,67%, для бутану в порівнянні з етаном – 2,59%, для пропану порівняно з бутаном – 1,45%, для пентану порівняно з пропаном – 0,78%.

Зменшення витрати енергії на підігрівання продуктів згоряння (в тому числі і азоту) призведе до зростання температури горіння вуглеводневого газу, причому з зростанням молекулярної маси енергоносія температура горіння повинна збільшуватися.

Аналізуючи сказане, приходимо до висновку, що для легких вуглеводневих газів (метан, етан) температура горіння повинна бути високою завдяки більшим за величиною співвідношенням Н/С, а, значить, завдяки більшій теплотворній здатності енергоносія в порівнянні з

важкими вуглеводневими газами (бутан, пропан, пентан). Однак для вуглеводневих газів з більшою молекулярною масою витрати енергії на підігрівання продуктів згоряння суттєво менші, що призводить до зростання температури горіння.

Якщо процес горіння відбувається за умови надлишку повітря, що характерно для силових промислових установок (наприклад, газових турбін), то для нагрівання надлишкового повітря витрачається додаткова енергія, що призводить до пониження температури горіння.

Для кількісної оцінки впливу молекулярної маси вуглеводневого газу на температуру горіння в повітряному середовищі з врахуванням надлишку повітря проведено розрахунки температури горіння різних вуглеводневих енергоносіїв на основі отриманої залежності (13). Як відзначалося вище, прямий розрахунок за вказаною формулою не може бути реалізованим, оскільки теплоємності повітря та продуктів згоряння, що входять у (13), залежать від шуканої температури та компонентного складу робочого тіла. Тому використано ітераційний метод, суть якого викладена вище. В результаті реалізації алгоритму отримано залежності температури горіння різних вуглеводневих газів при певному надлишку повітря, які у вигляді графіків подано на рисунку 3.

Як видно з графіків, максимальна температура горіння характерна для спалювання етану, не зважаючи на те, що його масова теплотворна здатність нижча за аналогічний показник для метану. Пояснюється цей факт тим, що при згорянні метану утворюється більша кількість продуктів згоряння (завдяки більшому значенню теоретично необхідної кількості повітря для повного згоряння) і з більшою питомою масовою теплоємністю, що вимагає більшої витрати енергії. Зі збільшенням молекулярної маси енергоносія (бутан, пропан, пентан) температура горіння практично не змінюється завдяки тому, що незначне зниження питомої масової тепло-

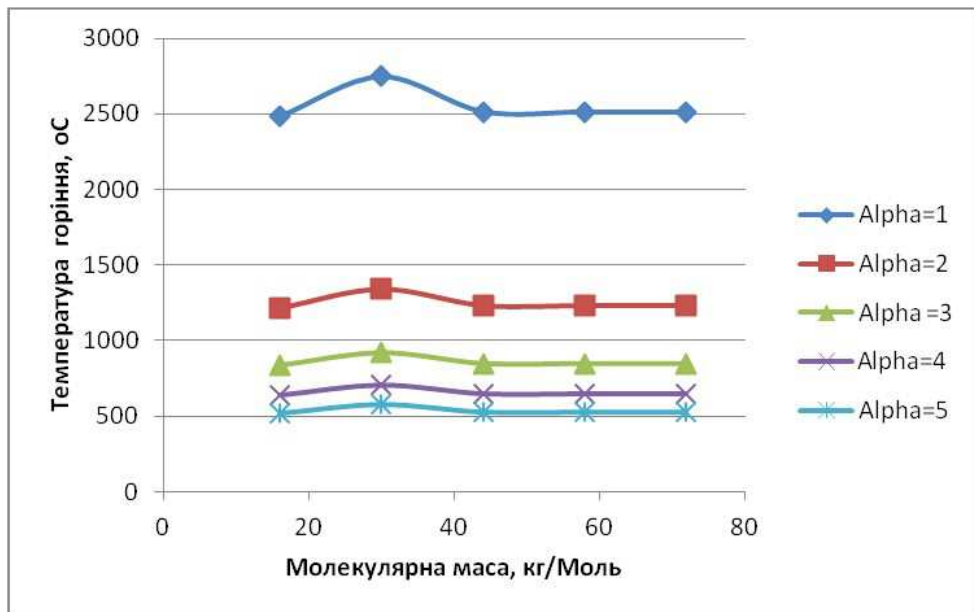


Рисунок 3 – Залежність температури горіння вуглеводневих газів від молекулярної маси та коефіцієнта надлишку повітря

творної здатності при збільшенні молекулярної маси компенсується зменшенням витрат енергії на підігрівання продуктів згорання.

Зі зростанням коефіцієнта надлишку повітря залежність температури горіння від молекулярної маси енергоносія практично нівелюється, оскільки основна частка витрати енергії має забезпечити підігрівання надлишкового повітря, а витрата енергії на підігрівання чистих продуктів згорання стає порівняно мізерною.

Висновки

Розглянуто процес горіння вуглеводневих газів у повітряному середовищі, наведено результати досліджень впливу молекулярної маси енергоносія та коефіцієнта надлишку повітря на величину температури горіння. В результаті встановлено взаємозв'язок між температурою горіння і параметрами процесу. Показано, що максимальна температура горіння характерна для спалювання етану, незважаючи на те, що його масова теплотворна здатність нижча за аналогічний показник для метану. Встановлено, що при зростанні коефіцієнта надлишку повітря залежність температури горіння від молекулярної маси енергоносія практично нівелюється.

Література

1 Мотало А. Оцінювання якості природного газу за його теплотворною здатністю / А. Мотало // Метрологія та вимірвальна техніка. – 2007. – Вип. 67. – С. 92–100.

2 Стадник Б. Методологія побудови системи оцінювання відповідності природного газу / Б.Стадник, В.Мотало, А.Мотало // Стандартизація, сертифікація, якість. – 2008. – №2. – С. 51–59.

3 Трубопровідний транспорт газу / М.П. Ковалко, В.Я. Грудз, В.Б. Михалків [та ін.]. – К.: АренаЕКО, 2002. – 600 с.

4 Грудз Я.В. Енергоефективність газотранспортних систем / Я.В. Грудз. – Івано-Франківськ: Лілея-НВ, 2012. – 208 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
05.03.18

Рекомендована до друку
професором Грудзом В.Я.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
д-ром техн. наук Говдяком Р.М.
(ТзОВ «ІК Машиекспорт», м. Київ)

Техніка і технології

УДК 691.4.052

ВПЛИВ МЕТЕОРОЛОГІЧНИХ УМОВ НА ПОТУЖНІСТЬ І ЕКОНОМІЧНІСТЬ ДВИГУНІВ ГАЗОМОТОКОМПРЕСОРІВ

В.Я. Грудз, С.В. Бегін

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: public@nimg.edu.ua

Розглянуто кліматичні параметри, які істотно впливають на всі процеси робочого циклу газового двигуна при експлуатації газомоторного компресора на підземному сховищі газу. Встановлено вплив атмосферних умов на показники потужності та економічні показники різних модифікацій поршневих ГПА.

Ключові слова: газомотокомпресор, потужність, метеорологічні умови, економічність.

Rассмотрены климатические параметры, которые существенно влияют на все процессы рабочего цикла газового двигателя при эксплуатации газомоторного компрессора на подземном хранилище газа. Установлено влияние атмосферных условий на показатели мощности и экономические показатели различных модификаций поршневых ГПА.

Ключевые слова: газомотокомпресор, мощность, метеорологические условия, экономичность

Climatic parameters that significantly affect all processes of the working cycle of the gas engine during the gas engine compressor operation at the underground gas storage are discussed. The influence of atmospheric conditions on the power indicators and economic indices of various modifications of reciprocating gas compressor units has been established.

Key words: gas motor compressor, efficiency, meteorological conditions, economy.

Вступ. Україна має розвинену мережу підземних сховищ газу (ПСГ). Проте мережа сховищ у системі газопостачання розосереджена нерівномірно в різних кліматичних зонах. Західноукраїнський комплекс ПСГ є найбільш потужним в Україні, який задовольняє потреби західного регіону країни як з точки зору необхідних об'єктів зберігання газу, так і з точки зору їх продуктивності. Він забезпечує надійність постачання газу не тільки в західному регіоні, а й транзитних поставок експортного газу в країни Західної та Східної Європи [1-4].

Однак в Північному, Центральному, Східному та Південному регіонах існує значний дефіцит потужності підземного зберігання газу, де зосереджений найбільший промисловий потенціал країни, а надійність постачання газу в осінній та зимовий періоди недостатня.

Робота ПСГ, на відміну від газоконденсатних родовищ, відбувається у напруженому, неусталеному знакозмінному режимі, при якому за сезон видобувається до 60 % загальних запасів при циклічній зміні тиску, об'ємів газу, метеорологічних умов навколишнього середовища в широких межах, що значно впливає на потужність, економічність і ресурс газоперека-

чувальних агрегатів (ГПА). Ця невідповідність в експлуатації викликає відхилення дійсних значень роботи ГПА від норм, вказаних в експлуатаційній документації.

У зв'язку з цим актуальним є комплексне дослідження впливу атмосферних умов (параметрів) на показники ГПА при циклічній експлуатації ПСГ, які в Україні не проводились.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є визначення та оцінка в експлуатаційних умовах ПСГ найбільш простих і ефективних способів підвищення потужності і економічності ГПА при зміні метеорологічних умов навколишнього середовища в широких межах.

Об'єктом дослідження є газомоторний компресор (ГМК) типу 10 ГКН та МК 8, в яких двигун та поршневий компресор об'єднано в один агрегат з одним колінчастим валом.

Основний матеріал

Україна характеризується винятковою різноманітністю кліматичних умов, до яких відносяться барометричний тиск, температура на-

Таблиця 1 – Вплив метеорологічних умов на потужність двигуна ГМК

Параметри	Значення параметру							
	710	650	620	-	560	530	485	-
Атмосферний тиск, мм рт. ст.	710	650	620	-	560	530	485	-
Атмосферна температура, °С	-20	-10	0	10	20	30	40	50
Потужність двигуна ГМК, к.с.	1300	1230	-	1100	1050	1000	950	900
Потужність двигуна ГМК, %	95	87	81	-	75	70	64	-

воколишнього повітря, відносна щільність і вологість. Температурне поле повітря безпосередньо біля поверхні землі, де встановлені ГМК, змінюється від -30°C до $+40^{\circ}\text{C}$.

Розподіл вологості атмосферного повітря біля земної поверхні землі наведені на підставі практичних даних. Вміст вологи в повітрі на території України в залежності від пори року коливається від 0,25 до 4 % (за масою), що відповідає вологості повітря від 0,004 до 0,064 м³ вологи на 1 м³ сухого повітря.

Всі перелічені вище кліматичні умови істотно впливають на показники роботи газового двигуна і повинні враховуватися при їх експлуатації. При цьому змінюються: коефіцієнт наповнення циліндра; коефіцієнт продування повітрям; сумарний коефіцієнт наповнення циліндрів; витрата повітря через двигун; параметри процесів стиснення, згоряння і розширення; складові паливного балансу; показники ефективної роботи двигуна.

Для визначення впливу підвищеної температури на характеристики двигуна відносна вологість повітря підтримувалася постійною на рівні 35 %. Вплив метеорологічних умов на потужність двотактового двигуна відображено в таблиці 1.

Зі зменшенням температури і підвищенням атмосферного тиску збільшується масове наповнення двигуна. Індикаторна потужність двигуна ГМК визначається за формулою:

$$N_i = \frac{h_u}{\alpha l_0 + 1} \cdot \frac{P_0 V h}{R T_0} \eta_v \eta_i n \frac{427}{9000},$$

де N_i – потужність двигуна ГМК, к.с.;

h_u – найнижча теплота згоряння паливного природного газу, Дж/кг;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

l_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг паливного газу, кг;

P_0 – тиск навколишнього середовища, Па;

T_0 – температура навколишнього середовища, °С;

Vh – робочий об'єм циліндрів, м³;

R – газова стала, Дж/(кг·К);

η_v – коефіцієнт наповнення;

η_i – індикаторний ККД;

n – частота обертання колінчастого валу, 1/с.

Зміна зовнішнього тиску при роботі двигуна викличе зміну питомої ваги повітря. З підвищенням барометричного тиску на 10 мм. рт. ст. питома вага повітря зменшується приблизно на 1,3 %. Зі зменшенням питомої ваги повітря знижується ступінь наповнення циліндра свіжим повітрям, тому при постійній швидкості обертання колінчастого вала і збереженні пода-

чі палива суміш в циліндрі збагачується паливом і індикаторний ККД зменшується.

Таким чином, знаючи зміну коефіцієнта наповнення, щільності повітря і індикаторного ККД, можна визначити зміну індикаторної потужності. При збільшенні барометричного тиску на 10 мм рт. ст. індикаторна потужність двигуна зростає приблизно на 1,5 %.

Зміна зовнішньої температури за постійного зовнішнього тиску впливає на щільність повітря та, відповідно на коефіцієнт наповнення.

ГМК в зимових умовах при низьких температурах навколишнього повітря можуть розвивати потужність, що перевищує на 15-20 % значення, потужності у літній період.

Індикаторна потужність й індикаторний ККД газових двигунів при використанні їх в холодних і помірних зонах значно вища, ніж при використанні в теплих і жарких зонах.

Індикаторна витрата палива в кг/(к.с.·год), визначається за формулою:

$$q_i = \frac{270000 \cdot P_0}{RT(\alpha l_0 + 1)} \cdot \frac{\eta_v}{P_i},$$

де P_i – індикаторний тиск, який обернено пропорційний температурі впуску, газової й постійної і середньому індикаторному тиску, кгс/см².

Розглянемо процес впливу довкілля на перебіг хімічних реакцій горіння природного газу.

Якщо відомим вважати компонентний склад паливного газу, то теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг з густиною ρ' може бути розрахована за формулою:

$$L_0 = \frac{1,293}{21\rho} [0,5(CO) + 0,5(H_2) + 2(CH_4) + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) (C_m H_n) + 1,5(H_2S) - (O_2)],$$

Тут символи в дужках означають об'ємні відсотки кожного компонента в суміші газів.

Густина повітря за відомих величин атмосферного тиску і температури довкілля може бути знайдена з рівняння газового стану

$$\rho = \frac{P_a}{RT_a}.$$

Надлишок повітря в камері згоряння в порівнянні з його теоретично необхідною кількістю призводить до охолодження робочого тіла. Коефіцієнт надлишку повітря пов'язаний з максимальною температурою циклу співвідношенням

$$\alpha = \frac{L_0 + L}{L_a}.$$

Не вдаючись у питання визначення теплової здатності палива Q_h^p та його теплоємності C_t , зазначимо, що на основі вимірів температур паливного газу T_T , і навколишнього повітря T_a можна знайти коефіцієнт надлишку повітря. Тоді масова витрата продуктів згоряння і повітря може бути виражена через масову витрату паливного газу

$$M'' = \alpha(L_o + 1)M_p,$$

$$M' = \alpha(L_o - 1)M_p.$$

Об'ємна витрата повітря, приведена до умов входу двигуна компресора, становить

$$Q_1 = \frac{L_o(\alpha - 1)M_p}{P_1} 287T_1,$$

де P_1 - тиск повітря на вході в силовий циліндр ГМК, Па;

T_1 - температура повітря на вході в силовий циліндр ГМК, К.

Слід зауважити, що параметри P_1, T_1, T_i в загальному відрізняються від атмосферних параметрів P_a, T_a на величину гідравлічних та теплових втрат. Однак, вплив доквілля на величину подачі повітря в силові циліндри беззаперечний.

З огляду на те, що за час циклу склад газу в циліндрі є сталим, то для розрахунків достатньо скористатися рівнянням стану тільки для даного конкретного складу газу. Для цього випадку рівняння стану значно спрощується. Тому для загальних випадків рівняння стану газу повинно бути досить універсальним.

Спрощення самої формули можливе за рахунок звуження області зміни параметрів, яка б характеризувалася наперед заданою точністю.

Для отримання рівняння стану газу представимо залежність коефіцієнта стисливості реального газу від зведених (безрозмірних, віднесених до псевдокритичних параметрів) значень тиску і температури у вигляді полінома. Його довжина залежить від точності одержуваних результатів, яка, в свою чергу, визначається ступенем їхньої узгодженості з експериментальними або розрахунковими даними, отриманими за іншими аналітичними залежностями.

Для запису зазначеного полінома скористаємося формулою

$$Z = \alpha_1 + \tau + \pi[\alpha_2\pi + \alpha_3 + \tau(d_4 + d_6\pi)],$$

де π, τ - зведені тиск і температура;

α_i - коефіцієнти, визначені за методом найменших квадратів.

Питому внутрішню енергію і ентальпію газу можна прийняти за експериментальними даними, що наведені у спеціальних таблицях для функції двох аргументів, або розраховувати. Перший шлях вимагає введення і збереження даних в пам'яті обчислювальної машини, а також їхньої лінійної інтерполяції, що за умови великого кроку таблиці може призвести до істотної похибки. Другий шлях полягає у записі спрощеної аналітичної залежності. Однак, з огляду на обмежене число компонентів у природному газі, використовуючи властивість адитивності його питомої внутрішньої енергії мо-

жна заздалегідь визначити коефіцієнти для кожного компонента окремо. Тоді при розрахунках конкретного складу газу загальний вигляд формули не зміниться. Зміняться тільки величини коефіцієнтів у ній. У цьому випадку аргументами питомої внутрішньої енергії повинні бути температура і параметр, пов'язаний з питомим об'ємом газу лінійною залежністю. Таким параметром може бути, наприклад, відносна густина газу. З використанням експериментальних даних було отримано наступний вираз для розрахунку питомої внутрішньої енергії семикомпонентного газу:

$$u = a_1 + a_2d_A + a_3T + a_4d_A T + a_5T^2 + a_6d_A^2 + a_7d_A^2 T.$$

Для суміші природних газів коефіцієнти у наведеній формулі будуть визначатися:

$$a_i = \sum_{j=1}^n [(X_j \rho_{0j} \Sigma / P_{0j})^{S_i} \beta_{ij} X_j]$$

де β_{ij} - частковий коефіцієнт a_i , для j -го компонента;

ρ_{0j} - густина компонента за нормальних умов;

$\rho_{0\Sigma}$ - густина суміші за нормальних умов;

S_i - показник ступеня при d_A зі співмножником a_i

X_j - масова концентрація компонента в суміші;

n - число компонентів у суміші.

За наведеними залежностями нескладно розрахувати ентальпію робочого тіла. При цьому отримані результати з високим рівнем точності відповідають експериментальним даним. Результати розрахунків для різних метеорологічних умов у вигляді графіків подано на рис. 1.

Наведені формули показують, що об'ємний склад продуктів згоряння природного газу залежить не тільки від хімічного складу газу, але і від абсолютної вологості природного газу, вологості повітря і коефіцієнта надлишку повітря.

Сучасний аналітичний опис термодинамічних процесів з двофазним робочим тілом з достатнім ступенем точності отримано лише для таких часток процесів, як адіабатно-ізобарний, адіабатно-ізохорний і т. д. Необхідно зауважити, що процес стискання або розширення робочого тіла в силовому циліндрі поршневого компресора не може бути зведений до жодного із зазначених процесів. Однак їхнє використання при переобчисленні параметрів процесу на задану вологість газу є можливим.

Виконати переобчислення параметрів процесу на задану вологість означає поставити у відповідність кожній точці вихідного процесу з координатами P, T, ϕ деяку точку іншого процесу зі стандартною вологістю ϕ_c і координатами P', T', ϕ_c . Однак така відповідність точок не є взаємно однозначною, оскільки число ступенів вільності точки, поставленої у відповідність, є більшим одиниці. Щоб відповідність була взаємною, необхідно ввести додаткові обмеження. Одним обмеженням є рівняння стану.

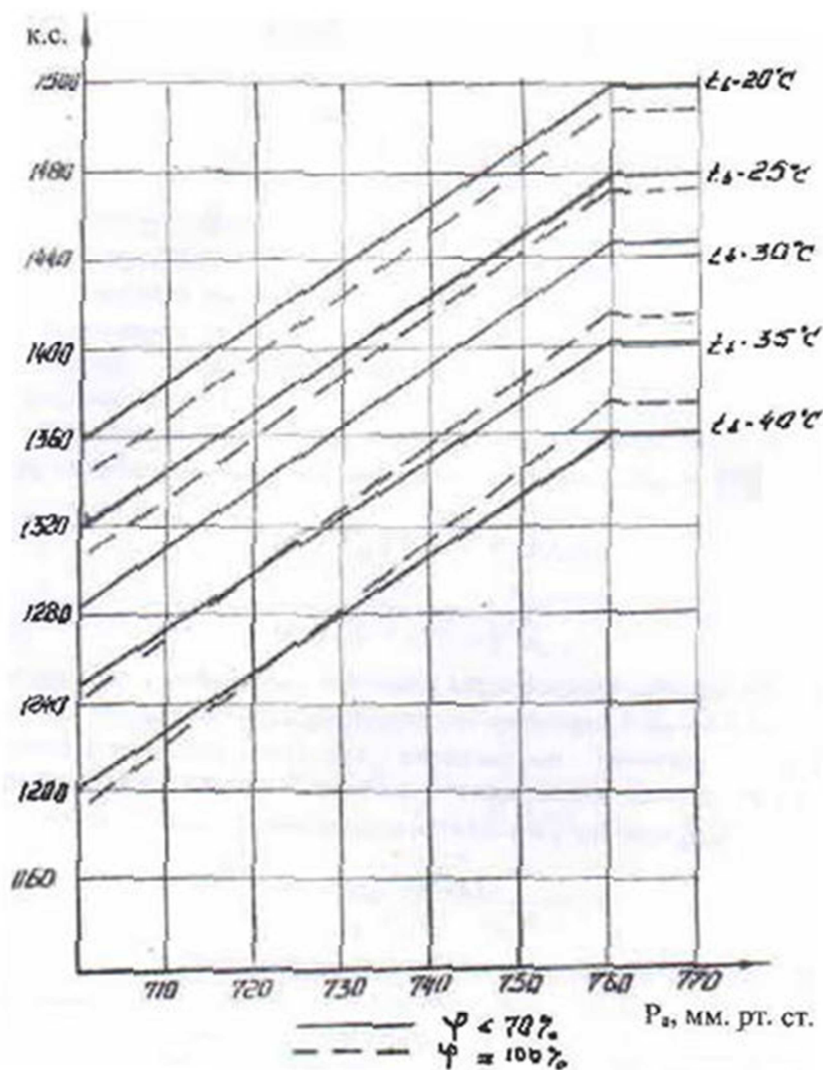


Рисунок 1 – Графіки номінальної потужності ГМК 10 ГКНА за різних атмосферних умов

Другим обмеженням можна вибрати умову однакового способу зміни вологості для кожної точки, а також рівність початкових і кінцевих тисків процесу. У цьому випадку зміна вологості відбувається за ізобарою. Якщо зміна вологості буде супроводжуватися теплообміном, то це спричинить за собою зміну величин енергообміну, що є неприпустимим.

Тому процес зміни вологості повинен бути водночас і адиабатним. Отже, зміна вологості газу при переобчисленні до стандартної вологості відповідатиме ізобарно-адиабатному процесові. Оскільки зміна вологості відбувається в точці, то вихідна сукупність точок може представляти будь-який процес, у т.ч. і політропний із змінним показником політропи.

Переобчислення до стандартної вологості в такий спосіб зводиться до визначення значень температур у точках вихідного процесу:

$$T_c = T = \Delta T = \frac{i_n}{C_{prc}} \cdot (d - d_c);$$

$$d = \frac{R_c}{R_n} \cdot \frac{\varphi P_s}{P - \varphi P_s},$$

де d - паровміст;

i_n - питома ентальпія пари, Дж/кг;

C_{prc} - теплоємність газу, Дж/(кг·К);

R_n, R_c - газові сталі водяної пари і газу, Дж/(кг·К);

P_s - тиск насиченого пари, Па.

Після розрахунку значень T_c визначається нове значення об'єму в точці при ізобарно-ізомасовому процесі відповідно до рівняння стану.

Переобчислення до стандартної вологості проводиться у випадку, коли енергія, внесена фазовими переходами, перевищує похибку у визначенні величини енергомасообміну:

$$\Delta E(\varphi) = C_u \Delta T \geq \delta E \cdot F \int_{t_1}^{t_k} i G_n dt;$$

$$\delta E \approx \sqrt{\delta^2 F + \delta^2 i + \delta^2 G_n}$$

де δE - відносна похибка у визначенні величини енергообміну, нижню межу якої можна взяти рівною відносній похибці при визначенні масової швидкості витікання $\delta G_n = 0,7\%$.

З іншого боку, початкова умова пов'язана з визначенням температури в крайній "мертвій" точці, похибка в якій, при використанні штатних засобів вимірювання досягає 0,3 К. Тоді необхідність виконання переобчислення визначають, використовуючи співвідношення:

$$\frac{\Delta T}{0.3} \geq 1 \Rightarrow \frac{i_n R_c \varphi P_s}{C_{proc} R_n (P - \varphi P_s) 0.3} \geq 1.$$

Якщо це співвідношення є меншим за 1, то проводити переобчислення немає потреби.

Дослідження в цій області виконувалися на компресорних станціях Долина, Богородчани, укомплектованих ГМК МК 8 і КС Пукеничі і Битків з агрегатами 10 ГКНА.

Поршневі газові двигуни з турбонаддувом, встановлені на цих КС, працюють в основному на навантаженнях, близьких до номінальних. При нормальних умовах номінальна потужність газомотокомпресора 10 ГКН дорівнює 1500 к.с., а МК-8 дорівнює 2800 к.с.

При зміні атмосферних умов номінальну потужність ГМК 10 ГКН необхідно визначати за графіками (рис. 1). За рахунок збільшення потужності при низьких температурах зимового періоду 2014-2015 рр. на одній тільки Битковській ДКС ПО Прикарпатрангаз вдалося додатково перекачати 520 тис.м.куб. газу і заощадити при цьому 22 тис.м.куб. паливного газу.

Висновки

На підставі експериментальних досліджень на зазначених КС встановлено, що вплив атмосферних умов на показники потужності та економічні показники різних модифікацій поршневих ГПА неоднаковий. Тому необхідно проводити подальші дослідження з метою побудови завантажувальних кривих для кожного типу поршневого газового двигуна.

Література

1. Заєць В.О. Оптимізація основних параметрів циклічної експлуатації і підземних газосховищ / В.О. Заєць, Д.Ф. Тимків, М.В. Крихівський // Science Rise. – 2015. – 4/2 (9). – pp. 45-48.
2. Кривуля С.В. П'ятдесятирічний рубіж підземного зберігання газу в Україні / С.В. Кривуля, С.О. Саприкін, О.А. Купчинський // Питання розвідки газової промисловості України: науково-виробничий збірник. Вип. № XLII. – 2014. – Том 2. – С. 113-118.
3. Шимко Р.Я. Забезпечення надійного функціонування ПСГДК «Укртрансгаз» / Р.Я. Шимко, Р.Л. Вечерик, Ю.Б.Хасецький [та ін.] // Нафта і газ України. – 2002. – Вип. № 4. – С. 40-43.
4. Грудз В.Я. Оптимізація використання підземних сховищ газу для забезпечення надійності газопостачання / В.Я.Гудз, Д.Ф. Тимків, Р.Я. Шимко // Розвідка і розробка нафтових родовищ. Серія: Транспорт і зберігання нафти і газу. – 2001. – Вип. 38. – С. 83-86.
5. Васильев Ю.Н. Повышение эффективности эксплуатации компрессорных станций [Текст] / Ю.Н.Васильев, Б.М. Смерека. – М.: Недра, 1981. – 240с.
6. Генкин К.И. Газовые двигатели [Текст] / К.И. Генкин. – М.: Машиностроение, 1977. – 196 с.
7. Френкель М.И. Поршневые компрессоры [Текст] / М.И. Франкель. – Л.: Машиностроение, 1969. – 742 с.
8. Волков М.М. Справочник работника газовой промышленности [Текст] / М.М. Волков, А.Л. Миеев, К.А. Конев; 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1989. – 286 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
21.03.18

Рекомендована до друку
професором **Середюк М.Д.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
д-ром техн. наук **Говдяком Р.М.**
(ТЗОВ «ІК Машекспорт», м. Київ)

Дослідження та методи аналізу

УДК 550.835

АНАЛІЗ ВПЛИВУ СТРУКТУРИ ПОРОВОГО ПРОСТОРУ НА КОЕФІЦІЄНТ ПРОНИКНОСТІ ПОРІД-КОЛЕКТОРІВ З ГЛИНИСТО-КАРБОНАТНИМ ЦЕМЕНТОМ

Т.В. Потятинник

ГПУ "Львівгазвидобування"; 79026, м. Львів, вул. Рубчака 27, тел. (0322) 440087,
e-mail: t.potiaynnyk@lgv.com.ua

Розробка родовищ нафти і газу вимагає створення детальних геолого-фільтраційних моделей. Такого роду моделі будуються за результатами геолого-геофізичної інформації. Одним із головних параметрів, що визначає фільтраційні властивості порід-колекторів, є структура порового простору. Детальне вивчення структури порового простору можливе тільки за результатами лабораторних досліджень кернавого матеріалу.

На прикладі неогенових відкладів Хідновицького газового родовища встановлено, що на величину проникності, крім карбонатності, суттєво впливає структура порового простору.

Для охарактеризування порового простору та фільтраційно-ємних параметрів запропоновано використовувати коефіцієнт (M) як співвідношення діаметрів зерен мінералів. Коефіцієнт співвідношення діаметрів M характеризує умови накопичення осади в процесі формування породи, та вказує на зернистість порід пісковиків.

Результати проведення аналізу лабораторних досліджень малоглинистих пісковиків візейського віку з ДДЗ та порід пісковиків з глинисто-карбонатним цементом неогенових відкладів Карпатського регіону підтвердили залежність коефіцієнта проникності від коефіцієнта пористості та характерного розміру порового простору для порід колекторів різного віку.

Запропоновано уніфікований комплексний підхід до оцінки параметру геометрії порового простору, який поєднує структуру порового простору, діаметр пор, характеристику водонасиченості та інші параметри.

Ключові слова: порода-колектор, пористість, структура порового простору, фільтрація, коефіцієнт проникності, модель.

Разработка месторождений нефти и газа требует создания детальных геолого-фильтрационных моделей. Построение такой модели осуществляется по результатам геолого-геофизической информации. Одним из главных параметров, который определяет фильтрационные свойства пород-коллекторов, является структура порового пространства. Детальное изучение структуры порового пространства возможно только по результатам лабораторных исследований кернавого материала.

На примере неогеновых отложений Хидновицкого газового месторождения установлено, что на величину проницаемости, кроме карбонатности, существенно влияет структура порового пространства.

Для характеристики порового пространства и фильтрационно-емкостных параметров предлагается использовать коэффициент (M) как соотношение диаметров зерен минералов. Коэффициент соотношения диаметров M характеризует условия накопления осадков в процессе формирования породы и указывает на зернистость пород песчаников.

Результаты проведенного анализа лабораторных исследований малоглинистых песчаников визейского возраста с ДДЗ и пород песчаников с глинисто-карбонатным цементом неогеновых отложений Карпатского региона подтвердили зависимость коэффициента проницаемости от коэффициента пористости и характерного размера порового пространства для пород коллекторов разного возраста.

Предложен унифицированный комплексный подход к оценке параметра геометрии порового пространства, объединяющего структуру порового пространства, диаметр пор, характеристику водонасыщения и другие параметры.

Ключевые слова: порода-коллектор, пористость, структура порового пространства, фильтрация, коэффициент проницаемости, модель.

The development of oil and gas fields requires the introduction of detailed geological-filtration models. Such models are based on the results of geological and geophysical data. One of the main parameters that determines the filtration properties of reservoir rocks is the structure of pore space. Detailed study of the structure of the pore space is possible only due to the results of laboratory studies of core material.

Using the neogene deposits of Hidnovytske gas field as an example it has been established that the structure of pore space as well as carbonation have an impact on the permeability value.

To characterize the porous space, and in turn, the reservoir properties, it is proposed to use the coefficient (M) of the ratio of the mineral grains diameters. The coefficient of the ratio of diameters M characterizes the conditions of sediments in the rock formation, and indicates the graininess of sandstones.

The analysis of laboratory studies of low-clay sandstones of Visean age with RSD and sandstones with clay-carbonate cement of the neogene deposits of the Carpathian region has confirmed the fact that the coefficient of permeability is based on the coefficient of porosity and the size of pore space for reservoir rocks of all age.

The unified complex approach to the estimation of the geometry of pore space, which combines the pore space structure, pore diameter, water-saturation characteristics and other parameters, is proposed.

Key words: reservoir rock, porosity, pore space structure, filtration, coefficient of permeability, model.

Вступ

Проведення аналізу розробки газових родовищ, які характеризуються пізньою стадією видобування, пов'язано з необхідністю створення просторових геолого-фільтраційних моделей за результатами геофізичних досліджень свердловин. Більшість геологічних характеристик колекторів, які виникають у процесі утворення гірських порід та дії пост-седиментаційних перетворень, відображаються у фізичних полях. Інформація з розподілу параметрів фізичних полів дозволяє досліджувати фільтраційно-емнісні характеристики продуктивних пластів.

Актуальність

Вивчення фільтраційних властивостей порід-колекторів з метою контролю за обводненням та оцінки ефективності вилучення запасів вуглеводнів із продуктивних покладів пов'язано з проведенням лабораторних досліджень керну, кількість якого в останні роки зменшується. За таких умов використання геофізичної інформації для визначення коефіцієнта проникності значно підвищить достовірність побудови фільтраційної моделі. Тому питання вивчення впливу структури порового простору на коефіцієнт проникності порід-колекторів із глинисто-карбонатним цементом на сьогоднішній день є актуальним.

Аналіз проблеми

Досліджуване середовище (колектор) відноситься до нерегулярних систем, де обумовлює необхідність використання значної кількості параметрів для опису внутрішньої будови колектора. Імовірно, що певні параметри для характеристики колекторів є більш важливі, а деякі другорядні. Тому при формуванні робочої моделі необхідно, з одного боку, врахувати всі можливі фактори, які максимально наближують до дійсної, складної геологічної ситуації, а з другого, – скоротити їх до мінімуму, забезпечивши цим можливість практичного моделю-

вання і використання математичного апарату розв'язання стійких обернених задач. Виконання вказаних умов є вкрай складним завданням при створенні фільтраційної моделі продуктивних покладів.

Головним параметром, який визначає фізичні властивості колектора, є структура порового простору. А. І. Леворсен [1] припускає, що структура порового простору обумовлена складним співвідношенням різних факторів, які впливають на пористість колектора. Для характеристики властивостей порового простору оптимальними параметрами є об'єм порового простору, питома поверхня і геометрія пор. Геометрія пор характеризується їх діаметром та формою, шляхами з'єднання між порами, кількістю великих пор. Крім того, важливим є характер упаковки зерен скелету та розподіл зерен за розмірами.

Дослідження зв'язку фільтраційних властивостей колектора з параметрами порового простору є дуже складним завданням, особливо коли лабораторні дослідження необхідно переносити на реальний геофізичний і геологічний матеріал [2, 3]. Часто встановлені параметри, які характеризують поровий простір і визначають фільтраційні властивості, визначити у свердловинних умовах неможливо, тобто перенести методику до реального неоднорідного геологічного простору проблематично у цьому випадку приймаються усереднені значення коефіцієнтів. Середнє значення призводить до інтеграції отриманих результатів з фільтраційних властивостей, що не дозволяє визначати окремі ділянки, де можливе випереджувальне обводнення.

Застосування інтегральних характеристик структури порового простору колектора для побудови емпіричних залежностей з геофізичними параметрами призводить до недостовірного визначення коефіцієнта проникності [4]. Для локального геологічного об'єкту, який описується однаковими геометричними параметрами порового простору, можливо досягти високої точності з визначення $K_{пр}$.

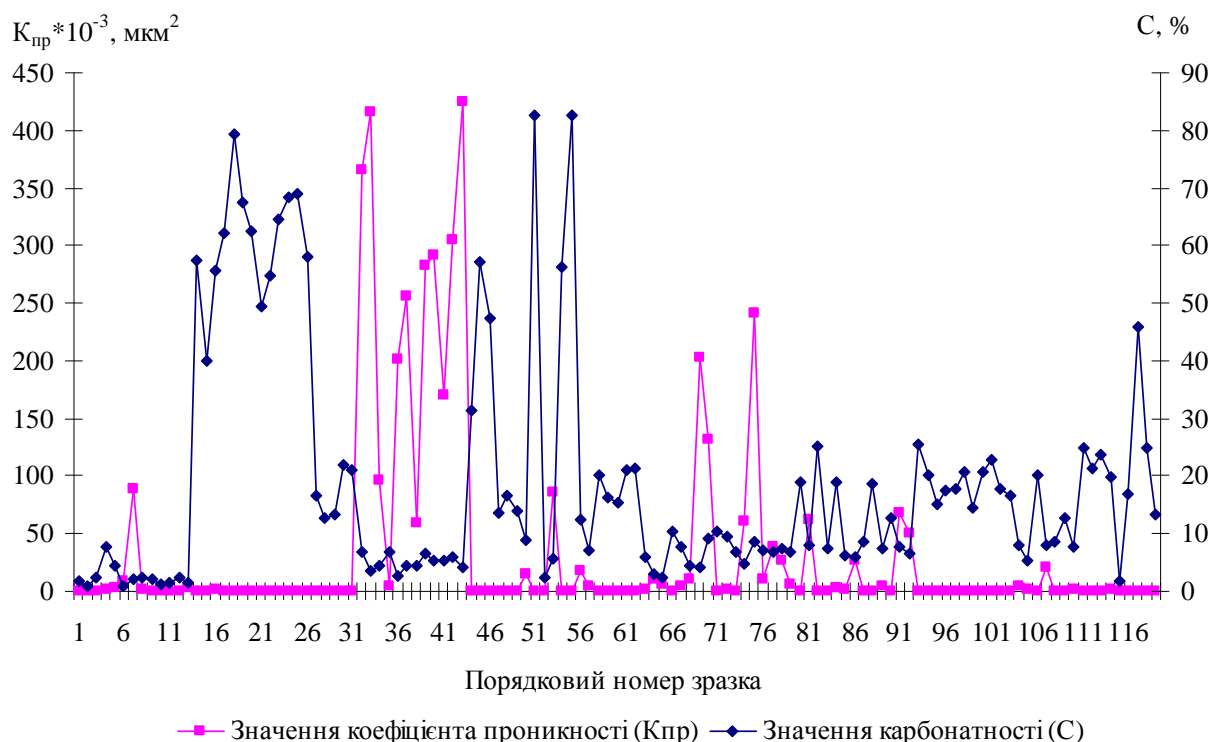


Рисунок 1 – Діаграма розподілу коефіцієнта проникності (К_{пр}) та карбонатності (С) порід-колекторів Хідновицького родовища

Л.С. Лейбензон [5], аналізуючи теоретичні і експериментальні дослідження, які проведені з метою перевірки закону фільтрації, вказує, що проникність залежить, головним чином, від пористості колектора і характерного розміру порового простору. За характерний зазвичай приймають середній розмір пор або зерен скелету. Крім того, використовується величина питомої поверхні.

Для дослідження геолого-геофізичної інформації переважно застосовують методи статистичного аналізу в двовірному та багатовірному просторі [6]. Геологічний об'єкт описується простором параметрів, що характеризують фізичні і структурні властивості. Встановлюючи зв'язки між параметрами та досліджуючи їх функції, прогнозують значення параметру, що характеризує геологічний об'єкт.

Встановлення петрофізичних залежностей статистичними методами потребує виконання певних граничних умов при виборі колекції зразків з геологічних та фізичних параметрів. Так, наприклад, критеріями є однорідність геологічного об'єкта, що приймається як еталон, кількість зразків вибірки, перевірка гіпотези закону розподілу та інші [6].

У зв'язку з обмеженнями відбору керна матеріалу та можливості проведення лабораторних вимірів виконати умови створення колекції, яка описує певний геологічний об'єкт, дуже складно. На першому етапі стохастичного аналізу нами пропонується дослідити розподіл параметрів, що описують колекторські властивості порід продуктивного комплексу (коефіцієнт проникності, відкрита пористість, карбонатність).

Дослідження

На прикладі Хідновицького газового родовища (Більче-Волицька зона) розглянемо взаємний розподіл коефіцієнта проникності та карбонатності. Значення коефіцієнта проникності ($K_{пр} \approx 0,01 \cdot 10^{-3} \text{ мкм}^2 \div 5000,01 \cdot 10^{-3} \text{ мкм}^2$) та карбонатності ($C \approx 7,0\% \div 76\%$) змінюється у широких межах. На рисунку 1 наведено зіставлення розподілу коефіцієнта абсолютної проникності і карбонатності. Результати досліджень вказують на загальний взаємний вплив карбонатності на проникність порід колекторів, але виділяються і окремі зони із локальним зв'язком, де порушується характер зв'язку. Наприклад, т.1 ÷ т.12 за низької карбонатності проникність дуже низька, а на т. 32 ÷ 43 зменшення карбонатності обумовлює зростання коефіцієнта проникності. Крім того, спостерігаються ділянки коливання карбонатності, яка майже не призводить до зміни проникності.

На рисунку 2 наведені результати зіставлення розподілу коефіцієнта відкритої пористості та карбонатності, які вказують на загальний зв'язок пористості порід неогенового віку із карбонатністю. Дана залежність характеризується однаковою залежністю, але окремі ділянки описуються власними коефіцієнтами рівняння залежності. Рисунок 3 підтверджує наявність окремих груп порід, які описуються власними коефіцієнтами зв'язку.

Проведені нами дослідження вказують на те, що карбонатність призводить до зменшення коефіцієнта проникності, тобто на величину проникності для цих відкладів впливає не тільки карбонатність, але і структура порового простору.

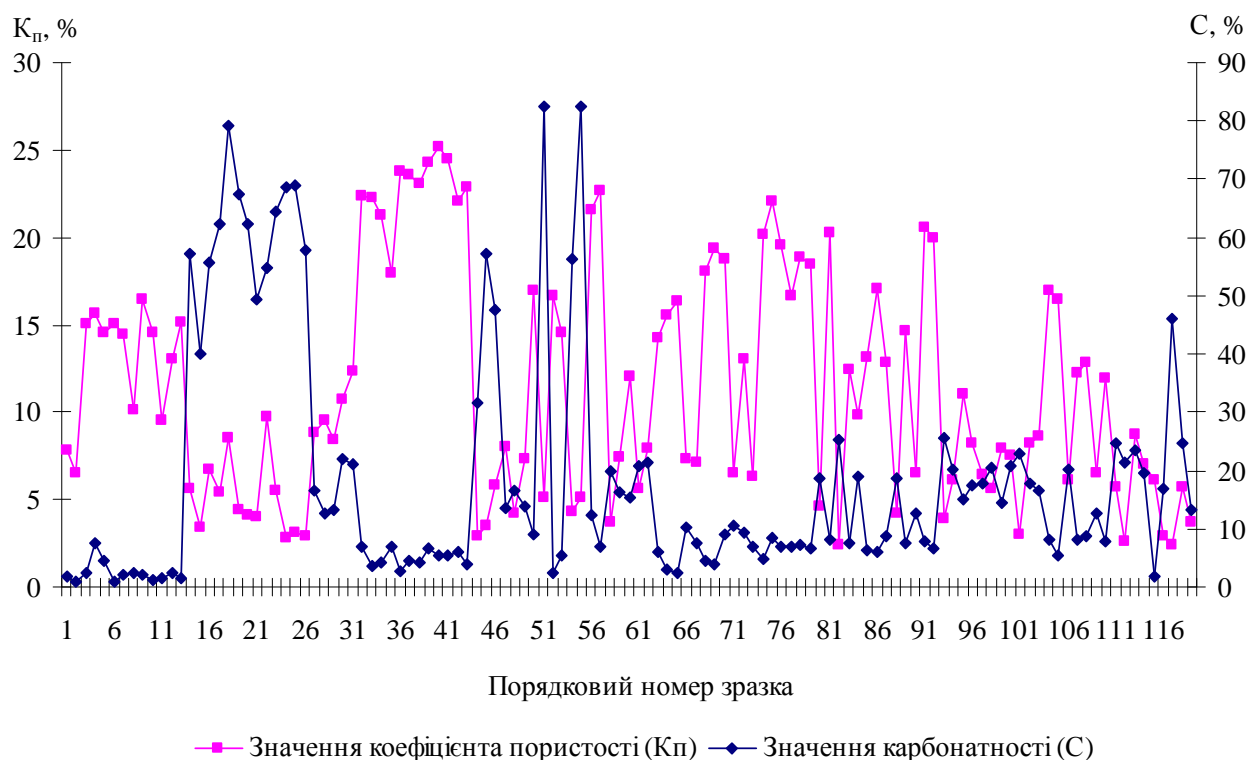


Рисунок 2 – Діаграма розподілу коефіцієнта пористості (K_p) та карбонатності (C) порід-колекторів Хідновицького родовища

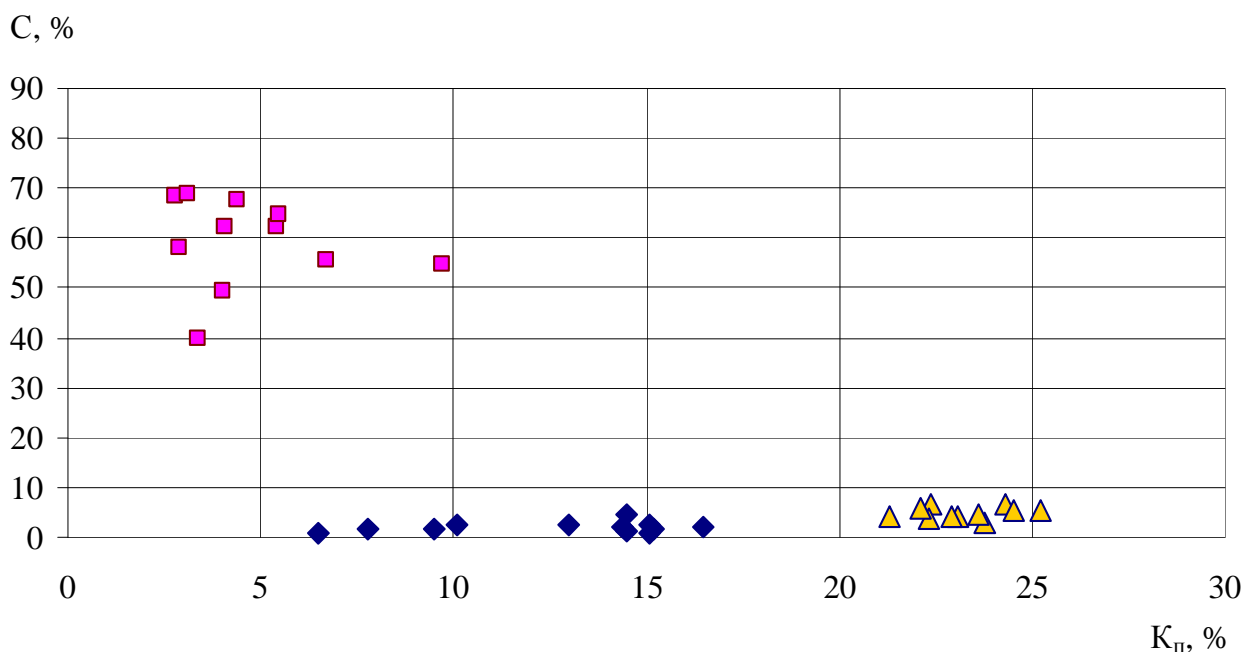


Рисунок 3 – Виділення окремих груп порід у неогенових відкладах Хідновицького родовища

Досліджені характеристики розподілу фільтраційно-ємнісних параметрів та карбонатності вказали на значну диференціацію коефіцієнта проникності породи порівняно з карбонатністю і пористістю. Така здатність колектора фільтрувати газ свідчить про наявність впливу на коефіцієнт проникності структури порового простору. Тому при визначенні проникності за даними геофізичних методів необхідно звертати особливу увагу на особливість продуктивних пластів.

Розглянемо характеристику порового простору за результатами гранулометричного аналізу. Нами використані дані лабораторних досліджень гранулометричного аналізу та фільтраційно-ємнісних параметрів неогенових глинистих пісковиків Карпатського регіону та чистих пісковиків візейських відкладів ДДЗ. Розглянемо зміну проникності за умови однакового об'єму пор і з різним розміром зерен скелету породи. В таблиці 1 наведено результати зіставлення даних гранулометрії та значень відкритої

Таблиця 1 – Результати лабораторних досліджень гранулометричного аналізу та фільтраційно-емісійні параметри неогенових глинистих пісковиків Карпатського регіону та чистих пісковиків візейських відкладів ДДЗ

№ з/п	Ситуація, №	Гранулометричний склад							Коефіцієнт співвідношення діаметрів зерен (М)	Відкрита пористість, %	Коефіцієнт проникності 10^{-3} , мкм ²
		більше 1 мм	1-0,5 мм	0,5-0,25 мм	0,25-0,1 мм	0,1-0,01 мм	менше 0,01 мм				
1	I-B	2,4	20	33,6	20,1	2	18,5	6,603	13,5	67,8	
2	I-B	9,8	45,8	14,2	10	2,1	12,2	10,214	13,2	94,7	
3	II-B	-	10,5	50,2	13,2	5,7	15,3	5,697	12,6	127,1	
4	II-B	-	29,1	38	14,2	3,1	12,8	7,616	12,8	135	
5	III-B	-	4,7	26,7	42,9	7,1	15,5	4,160	14,6	14,8	
6	III-B	-	1,0	10,4	66,6	10,8	8,4	3,876	14,7	46,7	
7	IV-B	-	19,2	42,6	16,5	4,2	11,6	6,552	13,3	63,2	
8	IV-B	-	1,2	41,1	43	5,8	0,15	4,662	13,3	58	
9	V-B	-	5,4	23,4	46,3	2,2	22,7	4,092	18,1	229,1	
10	V-B	-	1,4	23	45,7	1,1	28,7	3,431	18,3	174,3	
11	VI-НД	3	16	22,5	14	13	9	5,231	25,9	328	
12	VI-НД	-	4,0	31	23	18,5	10,6	3,806	25,8	243	
13	VII-НД	-	-	26	32,5	15,5	3,3	3,1382	4,1	0,1	
14	VII-НД	-	-	6	29	20	8,9	1,626	4,1	0,1	
15	VII-НД	5	7	22,5	22	19,5	9	4,6208	15,5	0,3	
16	VIII-B	-	2,6	36,6	29,2	0,6	30,3	4,024	14,4	275,2	
17	VIII-B	-	3,2	43,6	21,3	0,6	28	4,350	14,6	19,3	

пористості і коефіцієнта абсолютної проникності.

Розглянемо різні ситуації співвідношення діаметрів зерен у скелеті породи, які є одним з чинників характеристики порового простору, а також параметрів фільтраційно-ємнісних властивостей порід-колекторів. Таблиця 1 складена за результатами лабораторних досліджень малоглинистих пісковиків візейського віку з родовищ ДДЗ та порід пісковиків з глинисто-карбонатним цементом, неогенових відкладів Карпатського регіону. У першій ситуації (табл. 1) при однаковому коефіцієнті пористості значення коефіцієнта проникності пісковиків різні. Значення коефіцієнта проникності в другому зразку збільшились з $67,8 \cdot 10^{-3} \text{ мкм}^2$ до $94,7 \cdot 10^{-3} \text{ мкм}^2$. Така ситуація пояснюється збільшенням частки зерен більшого діаметру.

Для характеристики розподілу частки зерен одного діаметру з більшим розміром до загальної кількості зерен нами вперше пропонується коефіцієнт співвідношення діаметрів, який розраховується за формулою

$$M = \left(\sum_{i=1}^N \xi_i d_i \right) / N \quad (\xi_i - \text{частка окремого діапазону діаметру зерен; } d_i - \text{середнє значення діаметра діапазону; } N - \text{кількість діапазонів}).$$

Коефіцієнт співвідношення діаметрів M характеризує умови накопичення осади в процесі формування породи та вказує на зернистість порід пісковиків. Для першої ситуації значення коефіцієнту M змінюється з 6,603 до 10,214 за рахунок збільшення частки зерен з діаметром 0,5-0,25 мм і крім того збільшилась частка глинистої фракції. Друга ситуація подібна, тобто при пористості 12,6 % і 12,8 % проникність четвертого зразка трішки збільшується за рахунок зростання коефіцієнта M і зменшення глинистості від 15,3 % до 12,8 %.

Розглянемо третю ситуацію. Спостерігається збільшення проникності з $14,8 \cdot 10^{-3} \text{ мкм}^2$ до $46,7 \cdot 10^{-3} \text{ мкм}^2$ у шостому зразку хоча коефіцієнт M зменшився на незначну величину. Така характеристика обумовлена суттєвим зростанням частки одного діаметру 0,25-0,1 мм (66,6). Більша частка одного діаметру забезпечувала інше сортування зерен при накопиченні осади та змінила структуру порового простору. В цьому випадку більшу роль відіграють умови формування колектора, а не діаметр зерен. Подібна ситуація підтверджує складність оцінки будови порового простору.

Четверта ситуація вказує на невелику розбіжність коефіцієнта проникності при відносно більшому значенні коефіцієнта M . Більша частка зерен з діаметром 1-0,5 мм обумовила збільшення проникності в зразку № 7.

Ситуація п'ята вказує на залежність коефіцієнта проникності від розміру діаметра зерен скелету. Фракційний склад зразків № 9, 10 майже однаковий. Коефіцієнт M також має близькі значення. Суттєве зростання частки фракції з діаметром 1-0,5 мм призводить до збільшення об'єму порового простору і, як наслідок, збільшення проникності.

Розглянемо пісковики з глинисто-карбонатним цементом неогенових відкладів родовищ Передкарпатського прогину. Ситуація шість (табл. 1) вказує на збільшення коефіцієнта M та вплив середнього діаметру зерен скелету породи на коефіцієнт проникності. Збільшення діаметру призводить до збільшення проникності, що вказує на загальний закон залежності пористості і проникності колекторів різних стратиграфічних горизонтів. Така ситуація спостерігається на багатьох зразках.

Розглядаючи ситуацію сім можна побачити наступне, що при однакових значеннях пористості для зразка № 13 $M = 3,13$, а для зразка № 14 $M = 1,62$. За таких умов для даних зразків властива мала і однакова проникність ($K_{np} = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ мкм}^2$). При доволі високому коефіцієнті $M = 3,13$, зразок № 13 має дуже малу пористість. Зразки № 13, 14 характеризуються глинисто-карбонатним цементом з величиною карбонатності $C = 28,8 \%$, що і призвело до зменшення пористості. Зразок № 15 характеризується високим значенням коефіцієнта $M = 4,63$, та високою пористістю $K_n = 15,5 \%$, а коефіцієнт проникності дуже малий – $K_{np} = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ мкм}^2$. У цьому випадку порода пісковик характеризується глинисто-карбонатним цементом ($C = 25,4 \%$), що призвело до зменшення діаметра пор домішками карбонатів.

Спільний аналіз фільтраційно-ємнісних параметрів та результатів гранулометричного аналізу дозволяє визначати можливі похибки при лабораторних дослідженнях. Ситуація вісім вказує на таку можливість. За однаковими значеннями коефіцієнта M , та майже однаковим фракційним складом і пористістю, коефіцієнт проникності зразків суттєво відрізняється. Зразок № 16 характеризується проникністю $275,2 \cdot 10^{-3} \text{ мкм}^2$, а зразок № 17 має коефіцієнт проникності $19,3 \cdot 10^{-3} \text{ мкм}^2$. Суттєва розбіжність не може бути пояснена будовою порового простору.

Проведений аналіз дозволив підтвердити залежність коефіцієнта проникності від коефіцієнта пористості та характерного розміру порового простору для порід колекторів різного віку, але крім діаметру зерен існують і інші чинники, які змінюють закономірність зв'язку пористості та проникності.

Геометрія порового простору гірських порід достатньо складна, що зумовлює необхідність визначення кількісних характеристик та створення багатопараметричної моделі. Для прикладу поверхня пор може бути описана такими параметрами: формою поверхні, градієнтом нахилу поверхні, відстанню між точками дотику зерен скелету, формою уламків, формою каналу, звивистістю, об'ємом порового простору, питомою поверхнею та інші. Але збільшення параметрів опису геометрії порового простору призводить до зростання невизначеності опису породи. Така постановка задачі з встановлення параметричної оцінки геометрії порового простору значно ускладнює практичне визначення фільтраційних характеристик колекторів.

Розглянемо можливості уніфікованого комплексного підходу до оцінки параметру геометрії порового простору, який може об'єднати структуру порового простору, діаметр пор, характеристику водонасиченості та інші параметри.

Фільтраційні властивості порід-колекторів є головною інформацією для ефективного вилучення запасів вуглеводнів з нафто-, газопродуктивних покладів. Використання геофізичної інформації для визначення коефіцієнта проникності значно розширює можливості побудови фільтраційної моделі. Фільтраційні властивості колекторів безпосередньо не відображаються у фізичних полях, що обумовлює необхідність використання комплексування геофізичних параметрів.

Створенню геологічної і геофізичної фільтраційної моделі приділено багато наукових праць. Вперше гранулярну модель, яка складається з геометрично правильно упакованих однакових сферичних зерен, була запропонована С. Сліхтером [7]. Формою елементарної комірки пор є ромбодр, який утворений зіткненням між собою центрами восьми сферичних зерен. Кут утвореного ромбоедра коливається в межах від 60 % до 90 %, та вказує на ступінь сортування, від чого залежить коефіцієнт пористості. Для запропонованої гранулярної моделі С. Сліхтером встановлена залежність коефіцієнта проникності від коефіцієнта пористості, параметра провітленості та діаметра зерен. Рівняння залежності має вид:

$$K_{np} = d^2 n / [96(1 - K_n)], \quad (1)$$

де d – діаметр зерен моделі, $\cdot 10^{-3}$ м;
 n – параметр провітлення;
 K_{np} – коефіцієнт проникнення, $\cdot 10^{-3}$ мкм²;
 K_n – коефіцієнт пористості, ч.од.

З рівняння випливає, що крім об'єму порового простору на величину проникності суттєво впливає діаметр зерен. Проведений нами аналіз результатів гранулометричного складу порід пісковиків підтверджує можливість використання запропонованої моделі. Використовуючи результати гранулометричних досліджень, проводиться групування порід пісковиків за коефіцієнтом співвідношення діаметрів зерен M . З рівняння (1), враховуючи коефіцієнт M , отримуємо наступну залежність:

$$K_{np} = [(\sum_{n=1}^N \xi_i d_i) / N]^2 n / [96(1 - K_n)]. \quad (2)$$

Величину параметра провітленості пропонується визначати емпіричним шляхом. Так, для чистих пісковиків він дорівнюватиме $n = 0.603 K_n^{1.38}$, а для глинистих – $n = 0.603 K_n^{1.142}$ [7].

Використовуючи результати досліджень керну чистих пісковиків родовищ ДДЗ, проведено зіставлення коефіцієнта проникності лабораторних досліджень та розрахованих за формулою (2). Результати зіставлення наведені на рисунку 4, з якого видно, що щільність зв'язку характеризується коефіцієнтом кореляції

$R = 0,72$. Коефіцієнт кореляції описує достатню щільність зв'язку, тому дану модель можна використовувати для визначення коефіцієнта проникності. Значення коефіцієнта M розраховувалось за даними гранулометричного аналізу.

За результатами розрахунків діапазон зміни коефіцієнта співвідношення діаметрів зерен M достатньо широкий: для порід пісковиків ДДЗ – від 1,8 до 8,5, а для порід неогенового віку родовищ Передкарпатського прогину змінюється від 0,15 до 6,0. Породи неогенового віку характеризуються малою пористістю (3 % ÷ 8 %), вивонені карбонатно-глинистим цементом з карбонатністю від 28 % до 12,6 %.

Нами проведені розрахунки залежності проникності від коефіцієнта пористості і коефіцієнта співвідношення діаметрів зерен M (рис. 5), який характеризує умови накопичення осадів у процесі формування породи та характеризує зернистість порід-пісковиків. На рисунку 5 шифр кривих відповідає значенню коефіцієнта M .

Побудована модель може використовуватися для визначення коефіцієнта проникності за даними коефіцієнта пористості та результатів гранулометричного аналізу. Обсяг проведення аналізу гранулометричного складу є обмежений, тому пропонується в межах родовища провести районування за зонами з однаковими значеннями коефіцієнта M . Крім геологічних параметрів для побудови моделі розподілу параметру M доцільно використати геофізичну інформацію методу гамма-каротажу.

На відміну від моделі С. Сліхтера, у 1933р. К. Терцагі [8] пропонує математичну модель для однакових сферичних зерен, але з хаотичною упаковкою. Опис моделі здійснюється також з умовними припущеннями: перетин каналу фільтрації має форму трикутника; довжина каналу співпадає з числом часток на одиницю площі. Гідралічний радіус розраховується за умови трикуткової форми каналу з однаковими сторонами і дорівнює $r_0 = \sqrt{S/12\sqrt{3}}$. Фільтраційна модель породи-колектора описується рівнянням виду:

$$K_{np} = AK_n^2 d^2 / (1 - K_n)^{2/3}, \quad (3)$$

де $A = 0,0188$ коефіцієнт рівняння, що відповідає за форму трикутника;

d – діаметр зерен в моделі, $\cdot 10^{-3}$ м;

Значення коефіцієнта A вибирається за результатами модельних експериментів. Розрахунки значень коефіцієнта проникності за моделлю К. Терцагі вказують на зіставлення з гранулярною моделлю С. Сліхтера, що дозволяє використовувати моделі для опису теригенних порід. Діаметр зерен можна апроксимувати коефіцієнтом M . Головною особливістю моделі С. Сліхтера та К. Терцагі є параметри – пористість та діаметр зерен скелету породи. Апроксимація діаметру зерен коефіцієнтом M з більшою достовірністю описує розподіл гранулометричного складу породи-колектора.

$K_{пр} \cdot 10^{-3}$, мкм²
(за керном)

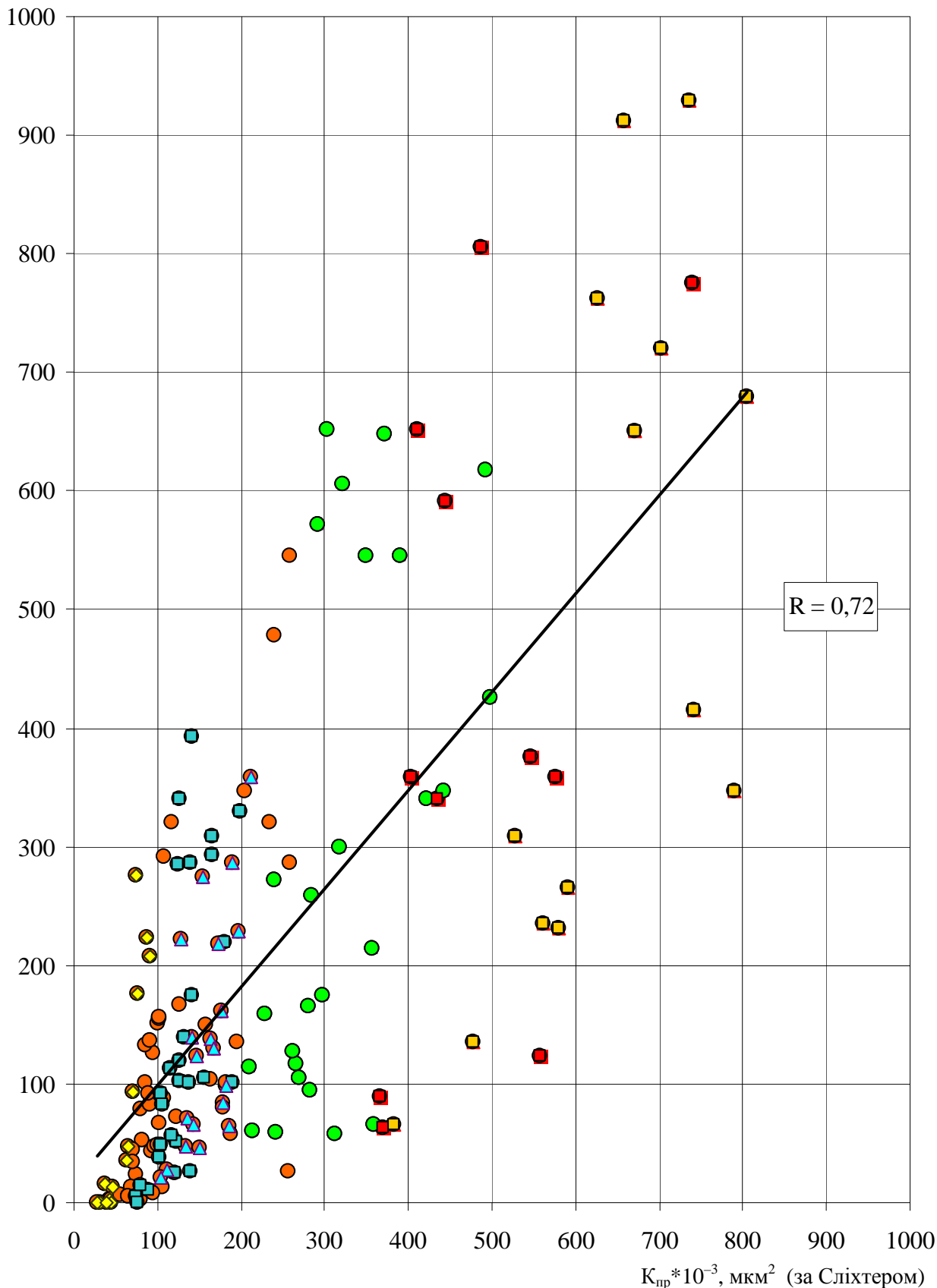


Рисунок 4 – Зіставлення коефіцієнта проникності, визначеного за керном та за моделлю С. Сліхтера

$K_{пр} \cdot 10^{-3}$, мкм²
(за Сліхтером)

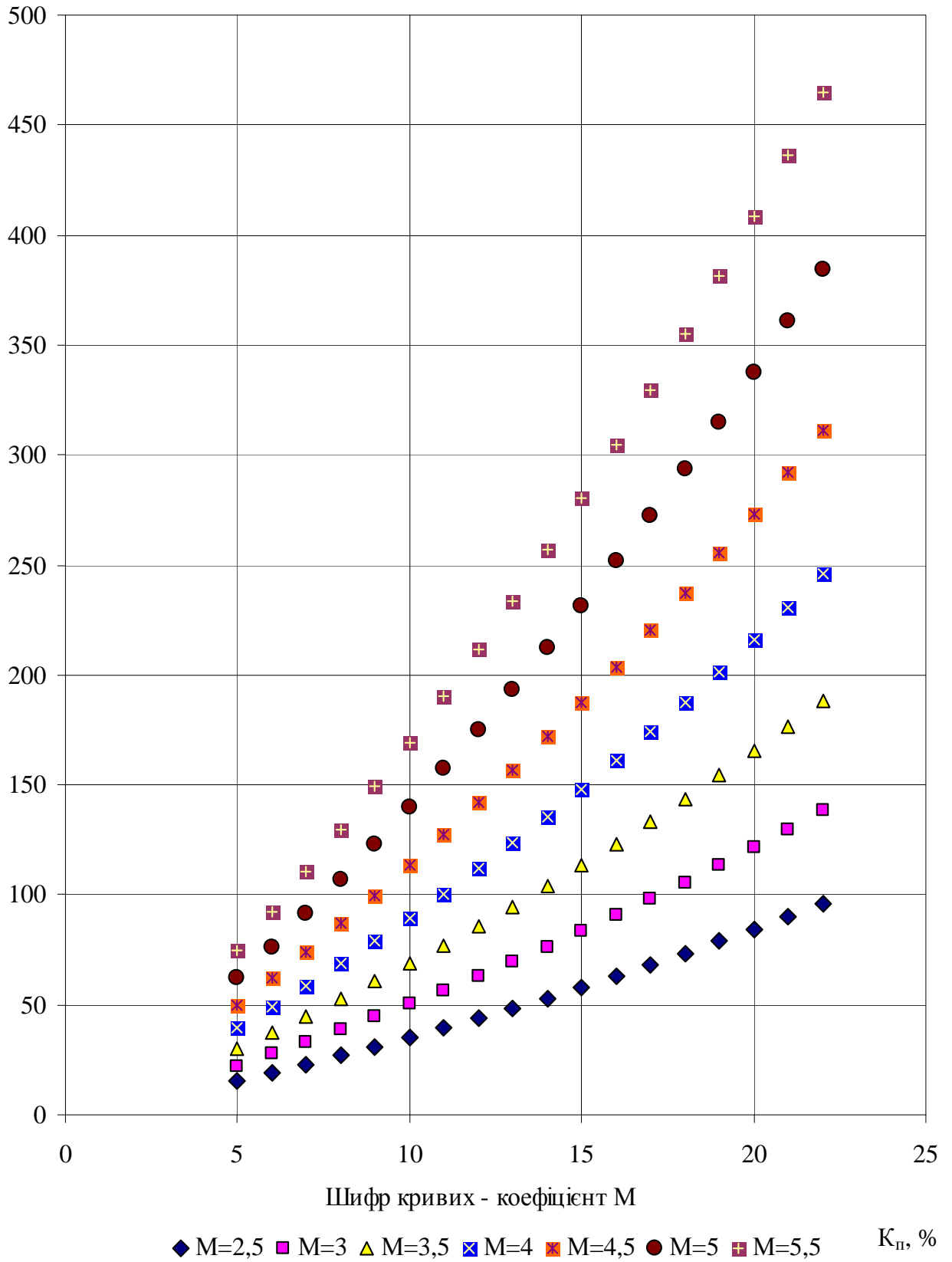


Рисунок 5 – Розрахована залежність коефіцієнта проникності від коефіцієнта пористості залежно від співвідношення діаметрів зерен скелету породи

Можливості застосування геофізичних методів для визначення коефіцієнта проникності базується на відображенні об'єму порового простору в геофізичних полях. Використовуються методи електрометрії, дослідження швидкості проходження пружної хвилі та визначення водневмісту при поглинанні нейтронів.

Структура порового простору певним чином впливає на фізичні властивості колектора і може бути визначена у свердловинних умовах. Параметром, який визначається ємнісними і фільтраційними властивостями, є коефіцієнт залишкової водонасиченості. Проведені дослідження вказують, що для однорідних пористих середовищ залежність залишкової водонасиченості від коефіцієнта проникності для дрібнозернистих, середньозернистих і крупнозернистих пісковиків характеризується різними показниками кривих залежності $P_n = \varphi(K_v)$, що вказує на вплив структури порового простору [2]. Проведений аналіз підтверджує можливість створення моделі проникності за даними геофізичних методів.

Висновки

Аналіз розподілу фільтраційно-ємнісних параметрів та карбонатності для чистих пісковиків та пісковиків із глинисто-карбонатним цементом показав, що діаметр зерен скелету є одним з основних чинників залежності проникності від пористості. Умови формування теригенної породи визначають характеристику розподілу її гранулометричного складу, що дає можливість ідентифікувати відклади неогену і встановити параметри залежності коефіцієнта пористості і проникності.

- 1 Леворсен А. И. Геология нефти / А. И. Леворсен. – М.: Мир, 1970. – 640 с.
- 2 Ромм Е.С. Структурные модели порового пространства горных пород / Е.С. Ромм. – Л.: Недра, 1985. – 240 с.
- 3 Элланский М.М. Единая теоретическая модель проницаемости продуктивных отложений с межгранулярным типом пустот / М.М. Элланский // Геофизика. – 2001. – № 6. – С.38-47.
- 4 Энгельгард В. Поровое пространство осадочных пород / В. Энгельгард : пер.с немец. Геймана М.А. – М. : Недра, 1964. – 231 с.
- 5 Лейбензон Л. С. Движение природных жидкостей и газов в пористой среде / Л. С. Лейбензон. – М.– Л.: Гостехтеориздат, 1947. – 244 с.
- 6 Жуков Н. Н. Вероятностно-статистические методы анализа геолого-геофизической информации / Н. Н. Жуков. – Киев.: Вища школа, 1975. – 11 с.
- 7 Slichter C. S. Theoretical investigations of the motion of ground waters. 19-th Am. Rep. U. S. Geol. Survey, 1899, v. 2, p. 295-384.
- 8 Терцаги К. Строительная механика грунта на основе его физических свойств. – М. – Л. Госстройиздат, 1933. – 392 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
22.02.18*

*Рекомендована до друку
професором Федоришиним Д.Д.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук Фтемовим Я.М.
(НДІП ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)*

ВЗАЄМОДІЯ КОЛОНИ ОБСАДНИХ ТРУБ ЗІ СТІНКАМИ ПОХИЛОЇ, ВИКРИВЛЕНОЇ І ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ ДІЛЯНОК СВЕРДЛОВИНИ

I.I. Paliiuchuk

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15, тел. (03422) 44277,
e-mail: public@nimg.edu.ua

Для дослідження взаємодії обсадної колони зі стінками похилої, викривленої за дугою кола і горизонтальної ділянок свердловини застосовано теорію довгого пружного стрижня. Розподіл реакції стінок свердловини та осьової сили (розтягу чи стиску) вздовж колони знайдено розв'язанням відповідної системи диференціальних рівнянь. Отримані результати дозволяють визначити довжину стисненої нижньої частини колони за різних конфігурацій свердловини та умов тертя.

Ключові слова: обсадна колона; похила, викривлена, горизонтальна свердловина; взаємодія колони і свердловини; реакція стінок; тертя; осьова сила; нейтральний перетин.

Для исследования взаимодействия обсадной колонны со стенками наклонной, искривленной по дуге окружности и горизонтальной скважины применена теория длинного упругого стержня. Распределение реакций стенок скважины и осевой силы (растяжения или сжатия) вдоль колонны найдено решением соответствующей системы дифференциальных уравнений. Полученные результаты позволяют определять длину сжатой нижней части колонны при разных конфигурациях скважины и условиях трения.

Ключевые слова: обсадная колонна; наклонная, искривленная, горизонтальная скважина; взаимодействие колонны и скважины; реакция стенок; трение; осевая сила; нейтральное сечение.

The theory of a long elastic rod has been applied to study the interaction of a casing string with walls of an inclined, curved along a circle arc and a horizontal borehole. The distribution of wellbore wall reactions and the axial force (tension or compression) along the casing column has been revealed by solving the corresponding system of differential equations. The obtained results allow us to determine the length of the compressed lower part of the column at different well configurations and friction conditions.

Key words: casing string; inclined, curved, horizontal borehole; interaction of the column and the well; reaction of walls; friction; axial force; neutral cross section.

Вступ

Для надійного і довготривалого видобування енергоносіїв нафтові та газові свердловини кріплять колонами сталевих обсадних труб. Обсадна колона захищає стінки від руйнування, ізолює різні гірські шари з різними пластовими тисками від перетікання надрових флюїдів, забезпечує умови для видобування нафти чи газу з великих глибин. Тому основними показниками працездатності колони труб є її міцність та герметичність.

Свердловина може кріпитися проміжними обсадними колонами, які не досягають привибійної зони. Найбільш відповідальною є експлуатаційна колона, яка з'єднує устя свердловини з продуктивними пластами покладів вуглеводнів. Вона може досягати глибини 4-7 км при довжині колони труб 6-9 км, зокрема у похило скерованих та горизонтальних свердловинах. І при цьому для виконання свого завдання колона труб повинна бути суцільною, міцною і герметичною.

Як правило, проект свердловини, включно з її похилими та горизонтальними ділянками, розробляють в одній площині zOx , де Oz – вертикальна вісь, напрямлена вниз, Ox – горизонтальна вісь у директивному напрямку буріння (за азимутом на продуктивний пласт). Зрозуміло, що під час буріння свердловини виникають відхилення від директивної вертикальної площини, які постійно виправляються

технічними і технологічними засобами. У результаті свердловина може складатись з однієї чи кількох достатньо протяжних частин, що містять похилі, викривлені і горизонтальні ділянки, які можна вписати в одну площину з прийнятною точністю.

Аналіз відомих досліджень взаємодії колони труб зі стінками свердловини

Для дослідження взаємодії бурильних труб зі стінками свердловини група азербайджанських науковців під керівництвом М. П. Гулізаде [1] записала повну систему диференціальних рівнянь механіки тонких стрижнів, яким задовольняє колона труб у просторово викривленій свердловині. Система цих рівнянь не була розв'язана, але на її основі був зроблений висновок лиш про те, що внаслідок взаємодії зі стінками свердловини на колону труб діє розподілений крутний момент за рахунок просторового викривлення свердловини. Цим аналітично був підтверджений той факт, що під час опускання бурильних труб відбувається прокручування елеватора, на якому підвішена колона.

У попередніх роботах цих же авторів для дослідження сил тертя при опусканні у похилу свердловину бурильна колона була розглянута як нерозтягувана важка нитка. Слід зауважити, що такий підхід є невіправданим, оскільки відповідна теорія вагової нитки передбачає відсутність її опору при згинанні, що вступає у про-

тиріччя з реальною механікою колони бурильних чи обсадних труб.

Дослідженню сил опору під час руху колони труб у свердловині також присвячена робота М. М. Александрова [2]. Тут був застосований підхід геометричного описання бурильної колони при її силовій взаємодії зі стінками просто-риво викривленої свердловини, яка задавалась ділянками заздалегідь визначеної форми; при цьому розміщення розтягнутих і стиснених ділянок колони вважалось відомим. У результаті розрахункова модель бурильної колони не містить внутрішніх силових параметрів опору труб і не може вірогідно відображати напружено-деформований стан колони.

У роботі [2] прийнято термін "притискальна сила" для опису взаємодії колони труб зі стінками свердловини. Слід зауважити, що цей термін створює невірне уявлення про джерело походження цієї взаємодії. Первинною силою, що діє на колону, є її розподілена вага, джерелом якої є потенціальна енергія маси труб у гравітаційному полі Землі. А для опису взаємодії колони труб зі стінками свердловини слід застосовувати термін "сила реакції" чи "реакція стінок", який вказує на протидію чи зрівноважування сил ваги і саме який прийнято у механіці. У результаті взаємодії ваги труб і реакції стінок свердловини колона змінює форму, що породжує внутрішні сили опору у тілі труб, джерелом яких є потенціальна енергія деформації матеріалу труб.

Таким чином, залишається ще недостатньо дослідженим питання взаємодії колони труб при їх опусканні зі стінками непрямолінійної, викривленої свердловини.

Постановка задачі і мета роботи

З огляду на велику довжину (порівняно з діаметром) та викривлення свердловини обсадна колона аналітично представлена як довгий пружний стрижень [1, 3, 4]. Згідно із загальною теорією напружено-деформований стан гнучкого стрижня описується системою диференціальних рівнянь [3, 4], яка складається з 3-ох рівнянь рівноваги внутрішніх і зовнішніх сил, таких же 3-ох рівнянь для моментів, 3-ох кінематичних рівнянь та 3-ох рівнянь пружних згинальних моментів. Ці рівняння містять такі невідомі: 3 проекції внутрішніх сил на головні осі перерізу стрижня, такі ж 3 проекції внутрішніх моментів, 3 координатні кути Ейлера і 3 кривизни стрижня. Оскільки відомі розміри стрижня і його жорсткість на згин, то за допомогою останніх 3-ох рівнянь невідомі моменти у системі можна виключити, замінивши їх 3-ма кривизнами. Також аналіз показав [4], що рівняння рівноваги є однорідними відносно параметра жорсткості стрижня, тому сили і моменти, включно з розподіленими і зовнішніми, можна поділити на жорсткість EJ . Це рівнозначно розгляду довгого стрижня з одиничною жорсткістю на згин.

Виходячи з викладеного вище, у цій статті поставлена **мета** – аналітично дослідити взає-

модію обсадної колони зі стінками похилих, викривлених і горизонтальних ділянок свердловини, розташованих в одній площині, на основі механіки довгих пружних стрижнів.

Основна система диференціальних рівнянь

Застосовуючи загальну систему диференціальних рівнянь гнучкого стрижня [3, 4] до випадку викривлення в одній площині, приймаємо, що його згин відбувається лише у вертикальній площині zOx , так що дотична до осі стрижня вісь t та головна вісь u інерції перерізу залишаються у площині згину. Тому у системі рівнянь відсутні проекції внутрішніх поперечної сили Q_v і згинального моменту M_u (які відгинають стрижень з вертикальної площини) та скручувальний момент M_t , а також рівні нулю дві кривизни і два координатні кути (прецесії та чистого обертання). У результаті у системі залишаються лише два рівняння рівноваги сил у проекціях на дотичну і нормаль до осі стрижня, рівняння рівноваги згинальних моментів, кінематичне рівняння і рівняння пружного моменту:

$$\begin{aligned} \frac{dQ_t}{ds} - q \cdot Q_u + F_t &= 0, \\ \frac{dQ_u}{ds} + q \cdot Q_t + F_u &= 0, \\ \frac{dM_v}{ds} + Q_u &= 0, \\ \frac{d\vartheta}{ds} &= q, \\ M_v &= q \cdot EJ, \end{aligned} \quad (1)$$

де Q_t – осьова сила (проекція внутрішньої сили на дотичну t);

Q_u – поперечна сила (проекція внутрішньої сили на вісь інерції u);

M_v – внутрішній згинальний момент;

F_t і F_u – проекції зовнішніх розподілених навантажень відповідно на дотичну t і на головну вісь інерції u ;

ϑ – зенітний кут¹ дотичної до осі стрижня;

$q = R^{-1}$ – кривизна¹ ділянки стрижня;

R – радіус кривизни;

s – координата перетину стрижня вздовж його викривленої осі;

E – модуль пружності матеріалу;

J – головний момент інерції.

За допомогою останнього рівняння виключимо із системи момент M_v , і введемо нові позначення силових чинників:

$$t = \frac{Q_t}{EJ}, \quad u = \frac{Q_u}{EJ}, \quad q = \frac{M_v}{EJ}. \quad (2)$$

Розподілене навантаження j , що діє на колону, – це вага одиниці довжини колони, включаючи вагу труб, муфт, центраторів та іншого

¹ Тут збережені позначення кута нутації ϑ і кривизни q , запропоновані Л. Ейлером та використані Г. Кірхгофом.

колонного оснащення, спрямована вздовж осі Oz (вертикально вниз), за вирахуванням виштовхувальної сили бурового розчину, який залишається у свердловині:

$$j = \frac{g(\rho - \gamma)S}{EJ}, \quad (3)$$

де g – прискорення вільного падіння;
 ρ – густина матеріалу труб;
 γ – густина бурового розчину;
 S – площа зведеного поперечного перерізу колони.

Початково прямолінійна колона труб отримує форму непрямолінійної осі свердловини. Це відбувається за рахунок сил реакції її стінок, які діють на стрижень і вигинають його. У першому наближенні вважаємо, що колона контактує зі стінками по усій довжині (нехтуємо малими зазорами між стінкою і трубою порівняно з великими відхиленнями осі від прямолінійної форми). Отже, крім ваги на стрижень діє реакція стінок $f(s)$, розподілена по його довжині за певним законом, внаслідок чого довгий пружний стрижень набуває заданої форми. Приймаємо, що розподілене навантаження f спрямоване по нормалі до криволінійної осі стрижня і є додатним, якщо його проекція на горизонталь має додатний напрямок.

Внаслідок контактування і тертя колони зі стінками при її русі у свердловині по дотичній до осі діє сила тертя, пропорційна величині розподіленої реакції f з коефіцієнтом тертя k_t . Таким чином, проекції розподілених навантажень ваги і реакції відповідно на дотичну t і на головну вісь інерції u можна виразити так:

$$\frac{F_t}{EJ} = j \cos \vartheta - k_t f, \quad \frac{F_u}{EJ} = -j \sin \vartheta + f. \quad (4)$$

Отже, колону труб як довгий пружний стрижень, зігнений внаслідок взаємодії зі стінками свердловини, викривленої в одній площині, можна описати такою неоднорідною системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned} u' + q \cdot t &= j \sin \vartheta - f, \\ t' - q \cdot u &= -j \cos \vartheta + k_t f, \\ q' + u &= 0, \quad \vartheta' = q, \end{aligned} \quad (5)$$

де штрих позначає похідну функції за координатою s .

Далі проведено дослідження і розв'язання отриманої основної системи рівнянь для різних випадків конфігурації свердловини та умов тертя.

Прямолінійна ділянка свердловини без тертя (ідеалізований випадок)

На прямолінійній ділянці свердловини колона немає кривизни: $\vartheta' = 0$, тому відсутні згинальний момент і поперечна сила: $q = 0$, $u = 0$; коефіцієнт тертя $k_t = 0$. Підставивши ці значення, спростимо систему рівнянь (5):

$$f = j \sin \vartheta, \quad t' = -j \cos \vartheta. \quad (6)$$

Знаючи диференціал $dz = ds \cos \vartheta$, прямим інтегруванням знайдемо

$$t = -j \int \cos \vartheta ds + c = -jz + c,$$

де z – координата перетину стрижня по вертикалі (глибина);

c – стала інтегрування.

Гранична умова: до нижнього кінця колони прикладена осьова сила $t = T_z$ при $z = Z$, де Z – вертикальна координата кінцевого перетину. Звідси $c = jZ + T_z$.

Індексом Z позначена величина параметра при $z = Z$. Зокрема, на вільному кінці стрижня (на башмаку колони): $T_z = 0$. Осьова сила

$$t = j(Z - z) + T_z. \quad (7)$$

Для прямолінійної похилої ділянки свердловини: $Z - z = L_z \cos \vartheta$, де L_z – довжина колони від даного перетину до кінця ділянки з координатою Z . Тому

$$t = jL_z \cos \vartheta + T_z. \quad (8)$$

Тут осьова сила менша за вагу частини колони, розміщеної нижче від перетину, тому що вона оберта до стінки свердловини. Поперечна сила відсутня, тому що зовнішні сили зрівноважені (за рівнянням (6) – проекція ваги колони і реакція стінок свердловини).

Для вертикальної свердловини $\vartheta = 0$, тому реакція свердловини відсутня: $f = 0$, а осьова сила дорівнює вазі нижньої частини колони:

$$t = jL_z + T_z. \quad (9)$$

Для горизонтальної свердловини $\vartheta = 90^\circ$, тому $t = 0$, $T_z = 0$, а реакція стінок: $f = j$; колона повністю оберта на свердловину. Якщо викривлена ділянка колони переходить у горизонтальну, то осьова сила зникає у перетині, де зникає кривизна.

Ділянка свердловини, вигнута за дугою кола, без тертя (ідеалізований випадок)

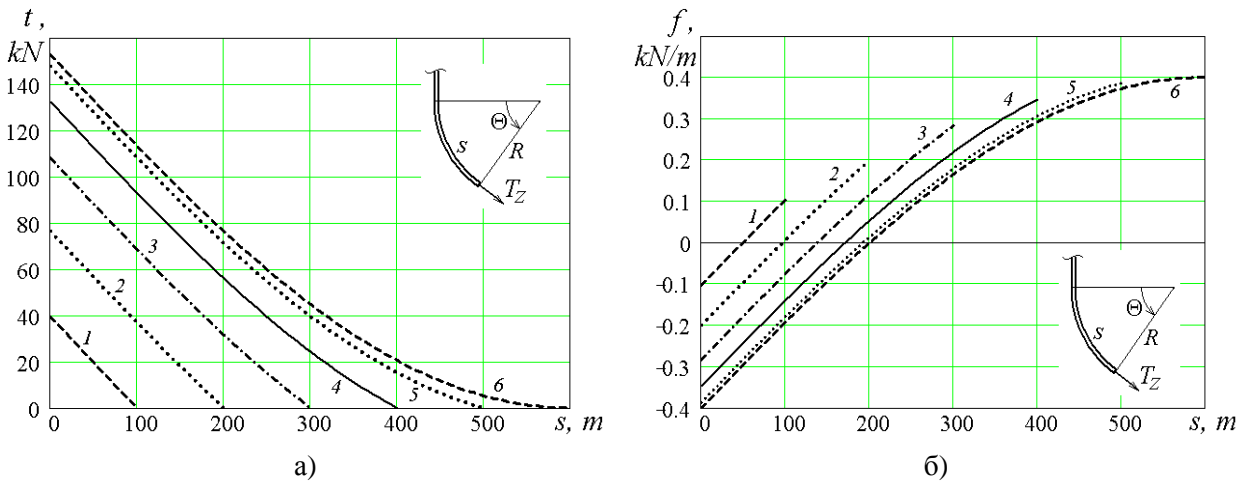
Радіус дуги $R = const$, тому кривизна колони і згинальний момент: $\vartheta' = q = R^{-1}$.

При переході від прямолінійної ділянки стрижня до вигнутої за дугою кола немає геометричного зламу осі, тому що у перехідному перетині дотичні співпадають. Але тут відбувається стрибок величини згинального моменту, який є на дуговій ділянці і пропорційний кривизні, проте відсутній на прямолінійній ділянці. Це є наслідком ідеалізації задачі, у першу чергу, через описання кривої ідеальним колом. У реальній свердловині, діаметр якої дещо більший за колону, краї суміжних ділянок колони труб отримують кривизни, які змінюються від R^{-1} на дуговій ділянці до 0 на прямій.

Поперечна сила відсутня: $u = -q' = 0$. При $k_t = 0$ спрощена система (5) має вигляд:

$$f = j \sin \vartheta - t \cdot \vartheta', \quad t' = -j \cos \vartheta. \quad (10)$$

Застосувавши диференціал $ds = R d\vartheta$, прямим інтегруванням, отримаємо:



а) $j EJ = 0,4 \text{ кН/м}; R = 382 \text{ м}; k_t = 0; T_z = 0;$
 1 – $\Theta = 15^\circ$; 2 – $\Theta = 30^\circ$; 3 – $\Theta = 45^\circ$; 4 – $\Theta = 60^\circ$; 5 – $\Theta = 75^\circ$; 6 – $\Theta = 90^\circ$
Рисунок 1 – Розподіл осьової сили (а) і реакції стінок (б) по довжині колони залежно від зенітного кута Θ у кінці дугової ділянки свердловини

$$t = -jR \int \cos \vartheta d\vartheta + c = -jR \sin \vartheta + c.$$

Гранична умова: до нижнього кінця колони прикладена осьова сила $t = T_z$ при $\vartheta = \Theta$, де Θ – значення зенітного кута на кінці ділянки при $z = Z$, звідки $c = jR \sin \Theta + T_z$.

Отже, при нехтуванні тертям на дуговій ділянці свердловини осьова сила натягу колони та розподілена реакція стінок, яка створює її задану форму, визначаються так:

$$t = jR(\sin \Theta - \sin \vartheta) + T_z,$$

$$f = j(2 \sin \vartheta - \sin \Theta) - T_z R^{-1}. \quad (11)$$

Характер розподілу цих чинників показано на рис. 1 залежно від довжини дугової ділянки колони при переході від вертикальної до похилої свердловини. Тут зенітний кут зростає у межах $0 < \vartheta < \Theta$. Для обсадних труб діаметра 146 мм розраховано $j EJ = 0,34 \text{ кН/м}$, для діаметра 168 мм – $j EJ = 0,44 \text{ кН/м}$.

Розподіл параметрів t і f вздовж осі колони можна вважати лінійним, коли значення зенітного кута малі, тому що $\sin \vartheta = \vartheta$ (у радіанах) при $0 < \vartheta < 14^\circ$ з похибкою, не більшою за 1% (при $\Theta < 32^\circ$ відхилення від лінійності менше за 5%; при $\Theta < 45^\circ$ – менше за 10%). Прикладання кінцевої сили T_z за відсутності тертя змінить величину параметра на всій довжині колони на однакову величину (графіки на рис. 1 змістяться по вертикалі відносно нуля).

Додатна реакція стінок свердловини направлена до центра кривизни ($f > 0$), а від'ємна – назовні дуги кола ($f < 0$). Значення реакції стінок на краях ділянок відмінні від дійсних, тому що у розглянутій задачі до країв стрижня умовно прикладені згинальні моменти для отримання заданої однакової кривизни.

Розглянемо ділянку у вигляді дуги кола при переході від похилої свердловини до горизонтальної, для якої $\Theta = 90^\circ$. Тут зенітний кут теж зростає у межах $\vartheta_0 < \vartheta < 90^\circ$, де ϑ_0 – його

значення на початку ділянки (це зенітний кут похилої свердловини). У горизонтальній свердловині $T_z = 0$, тому осьова сила і реакції стінок виражаються так:

$$t = jR(1 - \sin \vartheta), \quad f = j(2 \sin \vartheta - 1). \quad (12)$$

На рис. 2 показано характер розподілу цих чинників залежно від довжини дугової ділянки при переході від похилої до горизонтальної свердловини. Нелінійність їх розподілу особливо виявляється за великих значень зенітного кута. Значення реакції стінки прямолінійної і дугової ділянок свердловини не співпадають у перетині, що їх з'єднує, внаслідок представлення останньої дугою ідеального кола.

У практиці буріння і кріплення свердловин часто зустрічаються випадки переходу за дугою кола від похилої до вертикальної ділянки привибійної зони. На такій дуговій ділянці колони зенітний кут спадає від ϑ_0 до $\Theta = 0$, тому $\vartheta' < 0$, а диференціал $ds = -R d\vartheta$, у результаті чого розв'язок спрощеної системи рівнянь такий:

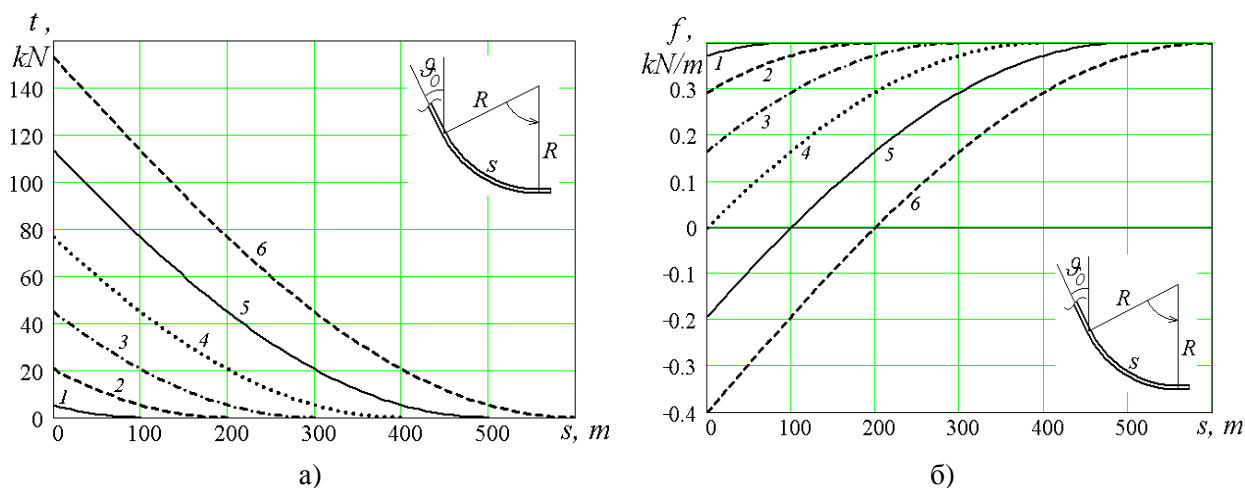
$$t = jR \sin \vartheta + T_z, \quad f = 2j \sin \vartheta + T_z R^{-1}. \quad (13)$$

На рис. 3 показано характер розподілу цих чинників залежно від довжини дугової ділянки при переході від похилої до вертикальної свердловини.

Прямолінійна ділянка свердловини з врахуванням тертя

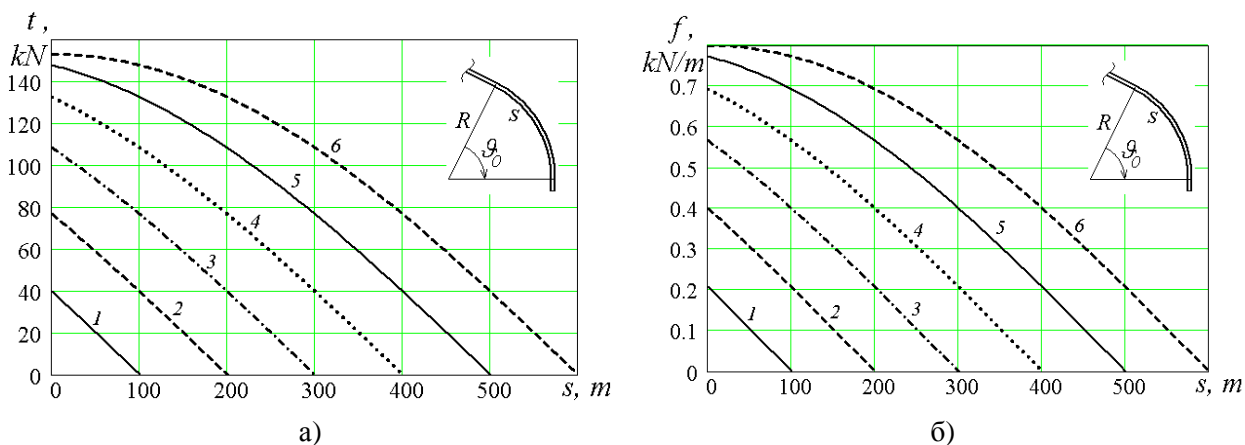
Дію сил тертя на колону з боку стінок свердловини враховуємо за умовою, що коефіцієнт тертя у межах ділянки колони однаковий: $k_t = const, 0 < k_t < 1$.

У прямолінійній колоні кривизна відсутня: $\vartheta' = 0$, тому відсутні згинальний момент і поперечна сила: $q = 0, u = 0$.



$j EJ = 0,4 \text{ кН/м}; R = 382 \text{ м}; k_t = 0; T_Z = 0;$
 1 – $\vartheta_0 = 75^\circ$; 2 – $\vartheta_0 = 60^\circ$; 3 – $\vartheta_0 = 45^\circ$; 4 – $\vartheta_0 = 30^\circ$; 5 – $\vartheta_0 = 15^\circ$; 6 – $\vartheta_0 = 0^\circ$

Рисунок 2 – Розподіл осьової сили (а) і реакції стінок (б) по довжині колони залежно від зенітного кута ϑ_0 на початку дугової ділянки свердловини при її переході у горизонтальну



$j EJ = 0,4 \text{ кН/м}; R = 382 \text{ м}; k_t = 0; T_Z = 0;$
 1 – $\vartheta_0 = 15^\circ$; 2 – $\vartheta_0 = 30^\circ$; 3 – $\vartheta_0 = 45^\circ$; 4 – $\vartheta_0 = 60^\circ$; 5 – $\vartheta_0 = 75^\circ$; 6 – $\vartheta_0 = 90^\circ$

Рисунок 3 – Розподіл осьової сили (а) і реакції стінок (б) по довжині колони залежно від зенітного кута ϑ_0 на початку дугової ділянки свердловини при її переході з похилої у вертикальну

Для горизонтальної свердловини $\vartheta = 90^\circ$. З першого рівняння системи (5) реакція стінки $f = j$ і створює зовнішню силу тертя таку, що

$$|T_H| = k_t f L_H, \quad (14)$$

де L_H – довжина горизонтальної частини колони. Сила тертя діє на горизонтальну колону при її просуванні до вибою і спрямована протилежно до напрямку руху.

Друге спрощене рівняння системи (5) та його інтеграл такі:

$$t' = k_t j, \quad t = k_t j s + c,$$

де s – координата перетину колони від початку горизонтальної ділянки.

Гранична умова – осьова сила відсутня на башмаку колони: $t = T_Z = 0$ при $s = L_H$, звідки:

$$t = -k_t j (L_H - s). \quad (15)$$

Отже, внаслідок руху колони і тертя на горизонтальній ділянці у тілі труб виникає осьова стискальна сила ($t < 0$), яка у початковому перетині: $T_H = -k_t j L_H$. Як бачимо, ця внутрішня сила дорівнює зовнішній силі тертя, що діє на колону.

Таким чином силу T_H визначено як силу гальмування руху горизонтальної колони. Оскільки при цьому глибина незмінна, то для просування колони до неї потрібно прикладати осьову стискальну силу на усті свердловини, не меншу за $|T_H|$, величина якої буде зростати зі збільшенням довжини просування L_H .

Для похилої прямолинійної свердловини $\vartheta = const$; тоді розподілена реакція її стінок: $f = j \sin \vartheta$. Друге рівняння системи (5) спрощується до такого:

$$t' = -j \cos \vartheta + k_t j \sin \vartheta. \quad (16)$$

Прямим інтегруванням знайдемо:

$$t = -j \cos \vartheta \cdot s + k_t j \sin \vartheta \cdot s + c = -jz + k_t jx + c,$$

де x – горизонтальна координата даного перетину стрижня відносно початкового (відстань по горизонталі від початку похилої ділянки свердловини до перерізу колони).

У даному випадку $x = z \cdot \operatorname{tg} \vartheta$, тоді:

$$t = -j(1 - k_t \operatorname{tg} \vartheta)z + c.$$

Гранична умова: до нижнього перетину ділянки колони прикладена осьова сила $t = T_z$ при $z = Z$, звідки маємо:

$$T_z = -j(1 - k_t \operatorname{tg} \vartheta)Z + c,$$

$$c = T_z + j(1 - k_t \operatorname{tg} \vartheta)Z.$$

Отже, осьова сила на похилій ділянці:

$$t = j(Z - z)(1 - k_t \operatorname{tg} \vartheta) + T_z. \quad (17)$$

Як бачимо, внутрішня осьова сила розтягу стає меншою внаслідок сили тертя, яка залежить від коефіцієнта тертя та зенітного кута нахилу свердловини.

Для вертикальної ділянки ($\vartheta = 0$) останні формули співпадають з такими, що отримані без врахування тертя; тому вони теж не враховують тертя об стінки вертикальної свердловини центрувальних та інших пристроїв, якими обладнують обсадну колону.

Розглянемо похилу прямолінійну свердловину, близьку до горизонтальної: $60^\circ < \vartheta < 90^\circ$, та просування по ній нижньої частини колони з башмаком, на якому $T_z = 0$. При цьому можливий випадок: $k_t \operatorname{tg} \vartheta = 1$. Тоді розтягувальна сила у тілі труби зникає, тому що проекція ваги на вісь колони зрівноважується силою тертя, яка діє у протилежному напрямку. Це може мати місце, наприклад, при співвідношеннях параметрів, які наведені у таблиці:

k_t	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
ϑ	84°,3	78°,7	73°,3	68°,2	63°,4

Якщо зенітний кут колони менший за вказаний у таблиці, то сила гальмування не виникає, а для просування труб не потрібно прикладати до додаткову стискальну силу. Якщо ж зенітний кут пологої свердловини перевищує вказаний у таблиці кут для відповідного середнього коефіцієнта тертя на ділянці, то для просування колони труб довжиною L_H потрібно прикласти стискальну силу, не меншу за

$$T_H = -jL_H \cos \vartheta (k_t \operatorname{tg} \vartheta - 1) = -jL_H (k_t \sin \vartheta - \cos \vartheta). \quad (18)$$

Для точного розрахунку сил гальмування колони труб на пологих і горизонтальних ділянках свердловини потрібно знати точні значення фізичних коефіцієнтів тертя.

Ділянка свердловини, вигнута за дугою кола, з врахуванням тертя

Розглянемо випадок, коли ділянку свердловини можна описати дугою кола постійного радіуса R з достатньою точністю. Такі ділянки можна виявити при чисельному диференціюванні інклінометричної таблиці $\vartheta(s)$.

У цьому випадку кривизна колони і згинальний момент $\vartheta' = q = R^{-1} = \operatorname{const}$, поперечна сила $q' = -u = 0$, а основна система (5) спрощується до вигляду:

$$t \cdot R^{-1} = j \sin \vartheta - f, \quad t' = -j \cos \vartheta + k_t f. \quad (19)$$

З першого рівняння отримаємо вираз розподіленої реакції стінок свердловини:

$$f = j \sin \vartheta - t \cdot R^{-1}. \quad (20)$$

Отже, задача визначення реакції f вимагає знаходження осьової сили t . Для цього виключимо функцію f з системи (19):

$$t' + k_t R^{-1} \cdot t = j(k_t \sin \vartheta - \cos \vartheta). \quad (21)$$

Отримане диференціальне рівняння є лінійним неоднорідним першого порядку. Враховуючи, довжину дуги $s = R\vartheta$, розв'язок однорідного рівняння $t' + k_t R^{-1} \cdot t = 0$ знайдемо розділенням змінних:

$$\frac{t'}{t} = -\frac{k_t}{R} \Rightarrow t = C e^{-k_t \vartheta}. \quad (22)$$

Невизначений коефіцієнт C для неоднорідного рівняння знайдемо методом Лагранжа:

$$t' = C' e^{-k_t \vartheta} - C e^{-k_t \vartheta} k_t \vartheta' = C' e^{-k_t \vartheta} - k_t R^{-1} \cdot t;$$

$$t' + k_t R^{-1} \cdot t = C' e^{-k_t \vartheta} = j(k_t \sin \vartheta - \cos \vartheta);$$

$$C' = j e^{k_t \vartheta} (k_t \sin \vartheta - \cos \vartheta);$$

$$C = j k_t \int e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta ds - j \int e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta ds + c.$$

Знаючи диференціал $ds = R d\vartheta$, отримаємо:

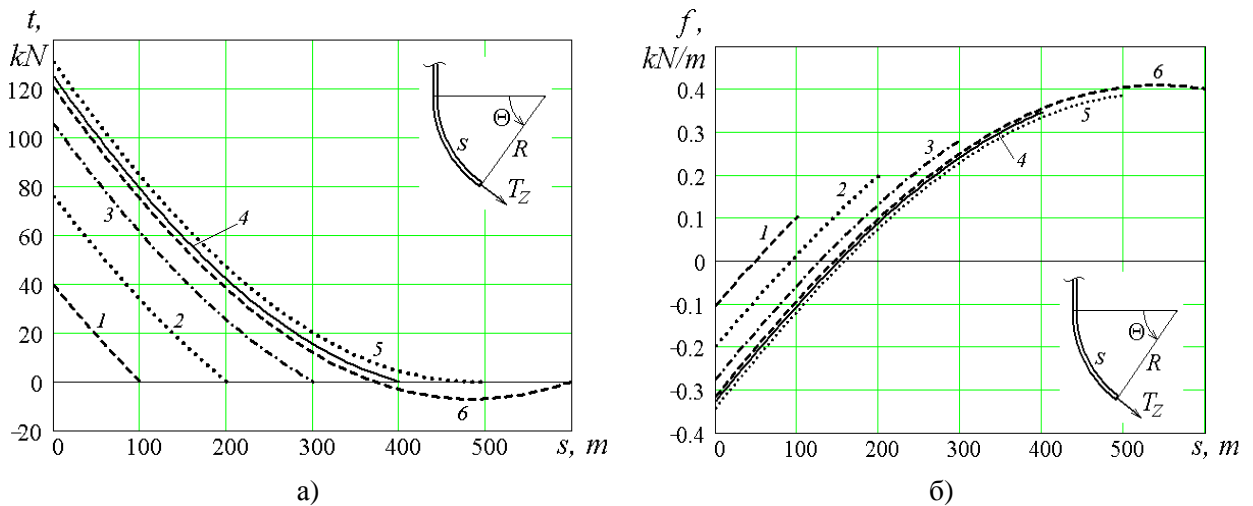
$$C = jR \left(k_t \int e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta d\vartheta - \int e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta d\vartheta \right) + c. \quad (23)$$

Ці інтеграли знайдемо, двічі застосувавши інтегрування частинами. Перший інтеграл (23):

$$\begin{aligned} \int e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta d\vartheta &= - \int e^{k_t \vartheta} d(\cos \vartheta) = \\ &= -e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta + \int \cos \vartheta d(e^{k_t \vartheta}) = \\ &= -e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta + k_t \int e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta d\vartheta = \\ &= -e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta + k_t \int e^{k_t \vartheta} d(\sin \vartheta) = \\ &= -e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta + k_t (e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta - \int \sin \vartheta d(e^{k_t \vartheta})) = \\ &= -e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta + k_t e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta - k_t^2 \int e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta d\vartheta. \end{aligned}$$

Звідси

$$(1 + k_t^2) \int e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta d\vartheta = k_t e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta - e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta,$$



а) $k_t = 0,3; j EJ = 0,4 \text{ кН/м}; R = 382 \text{ м}; T_Z = 0;$
 1 – $\Theta = 15^\circ$; 2 – $\Theta = 30^\circ$; 3 – $\Theta = 45^\circ$; 4 – $\Theta = 60^\circ$; 5 – $\Theta = 75^\circ$; 6 – $\Theta = 90^\circ$

Рисунок 4 – Розподіл осьової сили (а) і реакції стінок (б) по довжині колони при дії тертя залежно від зенітного кута Θ у кінці дугової ділянки свердловини

$$\int e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta d\vartheta = \frac{e^{k_t \vartheta}}{1+k_t^2} (k_t \sin \vartheta - \cos \vartheta). \quad (24)$$

Другий інтеграл (23):

$$\begin{aligned} \int e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta d\vartheta &= \int e^{k_t \vartheta} d(\sin \vartheta) = \\ &= e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta - \int \sin \vartheta d(e^{k_t \vartheta}) = \\ &= e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta - k_t \int e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta d\vartheta = \\ &= e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta + k_t \int e^{k_t \vartheta} d(\cos \vartheta) = \\ &= e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta + k_t (e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta - \int \cos \vartheta d(e^{k_t \vartheta})) = \\ &= e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta + k_t e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta - k_t^2 \int e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta d\vartheta. \end{aligned}$$

Звідси

$$(1+k_t^2) \int e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta d\vartheta = e^{k_t \vartheta} \sin \vartheta + k_t e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta,$$

$$\int e^{k_t \vartheta} \cos \vartheta d\vartheta = \frac{e^{k_t \vartheta}}{1+k_t^2} (\sin \vartheta + k_t \cos \vartheta). \quad (25)$$

Таким чином визначено коефіцієнт C:

$$\begin{aligned} C &= \frac{jR e^{k_t \vartheta}}{1+k_t^2} (k_t (k_t \sin \vartheta - \cos \vartheta) - \\ &\quad - (\sin \vartheta + k_t \cos \vartheta)) + c = \quad (26) \\ &= -\frac{jR e^{k_t \vartheta}}{1+k_t^2} ((1-k_t^2) \sin \vartheta + 2k_t \cos \vartheta) + c. \end{aligned}$$

Загальний розв'язок неоднорідного рівняння (21):

$$t = c \cdot e^{-k_t \vartheta} - \frac{jR}{1+k_t^2} ((1-k_t^2) \sin \vartheta + 2k_t \cos \vartheta). \quad (27)$$

Гранична умова: до нижнього кінця ділянки колони прикладена осьова сила $t = T_Z$ при $z = Z$ і $\vartheta = \Theta$, звідки маємо:

$$T_Z = c e^{-k_t \Theta} - \frac{jR}{1+k_t^2} ((1-k_t^2) \sin \Theta + 2k_t \cos \Theta),$$

$$c = \frac{jR e^{k_t \Theta}}{1+k_t^2} ((1-k_t^2) \sin \Theta + 2k_t \cos \Theta) + T_Z e^{k_t \Theta}.$$

Отже, на вигнутій за дугою кола ділянці осьова сила з врахуванням тертя така:

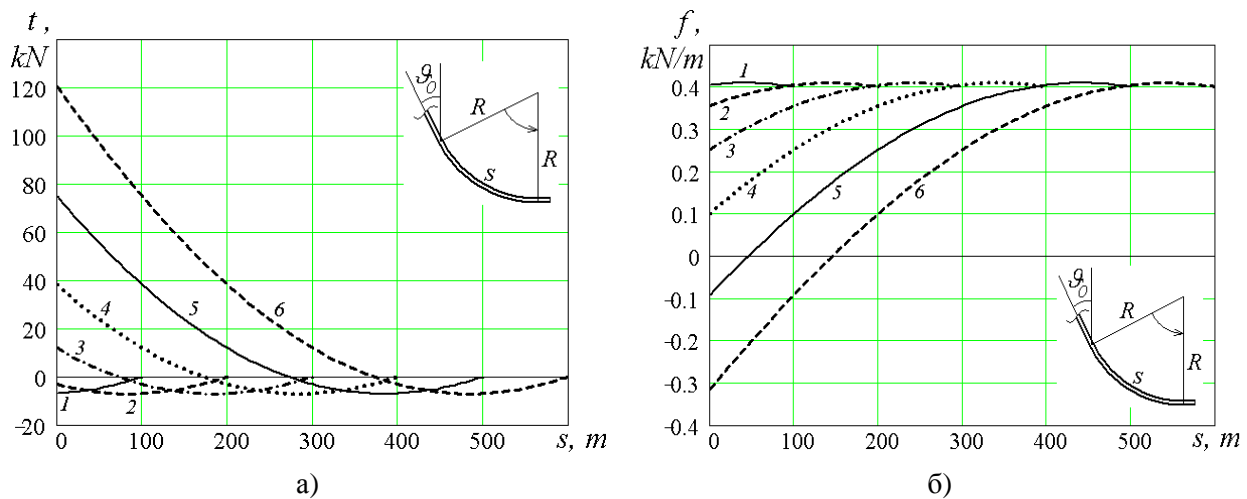
$$\begin{aligned} t &= \frac{jR}{1+k_t^2} ((1-k_t^2) (e^{k_t(\Theta-\vartheta)} \sin \Theta - \sin \vartheta) + \\ &\quad + 2k_t (e^{k_t(\Theta-\vartheta)} \cos \Theta - \cos \vartheta)) + T_Z e^{k_t(\Theta-\vartheta)}; \\ t &= \frac{jR}{1+k_t^2} (e^{k_t(\Theta-\vartheta)} ((1-k_t^2) \sin \Theta + 2k_t \cos \Theta) - \\ &\quad - ((1-k_t^2) \sin \vartheta + 2k_t \cos \vartheta)) + T_Z e^{k_t(\Theta-\vartheta)}. \quad (28) \end{aligned}$$

Тоді за рівнянням (20) реакція стінок свердловини з врахуванням тертя така:

$$\begin{aligned} f &= \frac{j}{1+k_t^2} (2(\sin \vartheta + k_t \cos \vartheta) - \\ &\quad - e^{k_t(\Theta-\vartheta)} ((1-k_t^2) \sin \Theta + 2k_t \cos \Theta)) - \\ &\quad - \frac{T_Z}{R} e^{k_t(\Theta-\vartheta)}. \quad (29) \end{aligned}$$

Характер розподілу осьової сили і реакції стінок показано на рис. 4 залежно від довжини колони на дуговій ділянці переходу від вертикальної до похилої свердловини, на якій зенітний кут зростає у межах $0 < \vartheta < \Theta$. Внаслідок тертя збільшується нелінійність розподілу осьової сили, а її величина зменшується; особливо це виявляється при більших значеннях зенітного кута.

На дуговій ділянці ближче до горизонтальної свердловини тертя спричинює у колоні труб внутрішню стискальну силу (на довжині 230 м – рис. 4а, лінія б; координата нейтрального пе-



а) $k_t = 0,3; j EJ = 0,4 \text{ кН/м}; R = 382 \text{ м}; T_Z = 0;$
 1 – $\vartheta_0 = 75^\circ$; 2 – $\vartheta_0 = 60^\circ$; 3 – $\vartheta_0 = 45^\circ$; 4 – $\vartheta_0 = 30^\circ$; 5 – $\vartheta_0 = 15^\circ$; 6 – $\vartheta_0 = 0^\circ$

Рисунок 5 – Розподіл освової сили (а) і реакції стінок (б) по довжині колони під дією тертя залежно від зенітного кута ϑ_0 на початку дугової ділянки свердловини при її переході у горизонтальну

ретину 370 м). Нелінійність і величина реакції стінок теж зростають; на ближчій до горизонтальної ділянці (довжиною 120 м – рис. 4б, лінія б) вона навіть дещо перевищує вагу колони.

При переході по дузі кола від похилої свердловини до горизонтальної, для якої $\Theta = 90^\circ$, зенітний кут зростає у межах $\vartheta_0 < \vartheta < 90^\circ$, де ϑ_0 – його значення на початку дугової ділянки, а освова сила і реакції стінок виражаються так:

$$t = \frac{jR}{1+k_t^2} \left((1-k_t^2) (e^{k_t(0,5\pi-\vartheta)} - \sin \vartheta) - 2k_t \cos \vartheta \right) + T_Z e^{k_t(0,5\pi-\vartheta)}, \quad (30)$$

$$f = \frac{j}{1+k_t^2} \left(2\sin \vartheta + 2k_t \cos \vartheta - (1-k_t^2) e^{k_t(0,5\pi-\vartheta)} \right) - \frac{T_Z}{R} e^{k_t(0,5\pi-\vartheta)}. \quad (31)$$

На рис. 5 показано характер розподілу цих чинників у залежності від довжини дугової ділянки при переході від похилої до горизонтальної свердловини. Внаслідок тертя освова сила значно зменшується, а на пологій ділянці, ближче до горизонтальної, відбувається стискання труби (на довжині 230 м, $56^\circ \leq \vartheta \leq 90^\circ$ – рис. 5а). Величина реакції стінок теж зростає у додатному напрямку; на ближчій до горизонтальної ділянці (довжиною 120 м – рис. 5б) вона навіть дещо перевищує вагу колони. На ділянці переходу по дузі кола від похилої свердловини до вертикальної ділянки привибійної зони зенітний кут колони спадає від ϑ_0 до $\Theta = 0$, тому $\vartheta' < 0$, а $ds = -Rd\vartheta$, у результаті чого розв'язок основної системи рівнянь (19) такий:

$$t = \frac{jR}{1+k_t^2} \left((1-k_t^2) \sin \vartheta + 2k_t (\cos \vartheta - e^{-k_t\vartheta}) \right) + T_Z e^{-k_t\vartheta}, \quad (32)$$

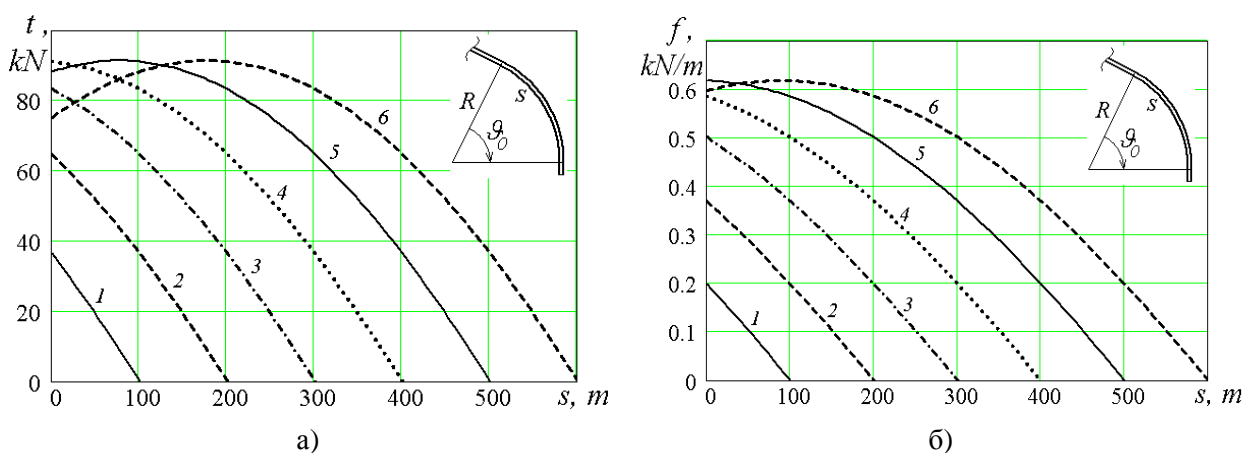
$$f = \frac{2j}{1+k_t^2} \left(\sin \vartheta + k_t \cos \vartheta - k_t e^{-k_t\vartheta} \right) + \frac{T_Z}{R} e^{k_t\vartheta}. \quad (33)$$

На рис. 6 показано характер розподілу цих чинників у залежності від довжини дугової ділянки при переході від похилої до вертикальної свердловини. Внаслідок тертя освова сила розтягу стає значно меншою. На початку переходу від пологої ділянки (з великим зенітним кутом) до вертикальної ($\Theta = 0$) освова сила розтягу є меншою через велику силу тертя; далі зі зменшенням зенітного кута сила тертя зменшується, а сила розтягу зростає (рис. 6а, лінії 5 і 6). На цій же ділянці реакція стінок стає меншою внаслідок тертя.

Визначення нейтрального перетину обсадної колони у похилій і горизонтальній свердловині

Одержані результати дають змогу визначити положення нейтрального перетину обсадної колони, у якому освова сила розтягу переходить у стискальну силу, створену тертям колони об стінки свердловини.

Спочатку розглянемо випадок, коли обсадна колона опущена з похилої ділянки у вигнуту за дугою кола, а башмак колони дійшов до початку горизонтальної свердловини: $T_Z = 0$. Як показує рис. 5а, нижня частина такої колони знаходиться у стисненому стані, а у нейтраль-



а) $k_t = 0,3; j EJ = 0,4 \text{ кН/м}; R = 382 \text{ м}; T_Z = 0;$
 1 – $\vartheta_0 = 15^\circ$; 2 – $\vartheta_0 = 30^\circ$; 3 – $\vartheta_0 = 45^\circ$; 4 – $\vartheta_0 = 60^\circ$; 5 – $\vartheta_0 = 75^\circ$; 6 – $\vartheta_0 = 90^\circ$

Рисунок 6 – Розподіл осьової сили (а) і реакції стінок (б) по довжині колони під дією тертя залежно від зенітного кута ϑ_0 на початку дугової ділянки свердловини при її переході з похилої у вертикальну

ному перетині $t = 0$, тоді за формулою (28) маємо рівняння

$$(1 - k_t^2)(e^{k_t(0,5\pi - \vartheta)} - \sin \vartheta) - 2k_t \cos \vartheta = 0. \quad (34)$$

Це параметричне трансцендентне рівняння залежить лише від коефіцієнта тертя k_t та, на що слід звернути особливу увагу, не залежить ні від питомої ваги колони, ні від радіуса її кривизни. Його розв’язання, виконане у системі Mathcad графічно і за функцією *root*, дало такі результати:

k_t	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
ϑ	78°,5	67°,1	55°,6	43°,9	31°,9

Цей розв’язок вказує зенітний кут, починаючи з якого буде стисненою обсадна колона, що через дугову ділянку починає входити у горизонтальну свердловину, в залежності від коефіцієнта тертя на ділянці. Отже, чим більший коефіцієнт тертя, тим вище по колоні і з меншого зенітного кута починається осьовий стиск колони у викривленій свердловині.

Тепер розглянемо випадок, коли у горизонтальній свердловині вже знаходиться частина колони довжиною L_H , просунута з дугової ділянки. Вона створює у перерізі, що з’єднує дугову і лінійну ділянки колони, стискальну силу $T_Z = -k_t j L_H$ згідно з (15). Тоді за формулою (28) отримаємо таке трансцендентне рівняння

$$(1 - k_t^2)(e^{k_t(0,5\pi - \vartheta)} - \sin \vartheta) - 2k_t \cos \vartheta - k_t(1 + k_t^2) \frac{L_H}{R} e^{k_t(0,5\pi - \vartheta)} = 0,$$

$$e^{k_t(0,5\pi - \vartheta)} - \sin \vartheta - \frac{2k_t}{1 - k_t^2} \cos \vartheta - k_t \frac{1 + k_t^2}{1 - k_t^2} \frac{L_H}{R} e^{k_t(0,5\pi - \vartheta)} = 0,$$

$$\left(1 - k_t \frac{1 + k_t^2 L_H}{1 - k_t^2 R}\right) e^{k_t(0,5\pi - \vartheta)} - \sin \vartheta - \frac{2k_t}{1 - k_t^2} \cos \vartheta = 0. \quad (35)$$

У цьому випадку параметричне рівняння залежить від коефіцієнта тертя k_t , від радіуса кривизни R дугової ділянки і довжини L_H колони, просунутої у горизонтальну свердловину, але не залежить від питомої ваги колони. Його розв’язання, наприклад, при $R = 382 \text{ м}$, $k_t = 0,3$ дало таку залежність зенітного кута ϑ нейтрального перетину від довжини L_H :

$L_H, \text{ м}$	0	100	200	300	400	500	625
ϑ	55°,6	42°,5	32°,8	24°,3	16°,5	9°,1	0°

Цей розв’язок вказує зенітний кут ϑ , починаючи з якого у дуговій ділянці буде стисненою обсадна колона, просунута у горизонтальну свердловину, в залежності від її довжини L_H . Як бачимо, просування колони у горизонтальну свердловину приводить до переміщення уверх по колоні нейтрального перетину (зменшення його зенітного кута) та збільшення стисненої нижньої частини колони у викривленій свердловині.

Це пояснюється зростанням сили гальмування колони при збільшенні її довжини у горизонтальній свердловині. Зрозуміло, що сили гальмування просуванню колони можуть зрости настільки, що нейтральний перетин може піднятися до рівня стола бурильної установки. При цьому уся колона обсадних труб буде стисненою, і для її подальшого просування необхідно на усті свердловини прикладати додаткову осьову силу, більшу за вагу приєднуваної обсадної труби.

Розв’язанням рівняння (35) також отримано залежність зенітного кута ϑ нейтрального

перетину від радіуса кривизни R дугової ділянки, з якої колона просунута у горизонтальну свердловину на довжину, наприклад, $L_H = 400$ м при $k_t = 0,3$:

$R, \text{ м}$	244	382	500	650	900	1200
ϑ	0°	$16^\circ,5$	$23^\circ,9$	$29^\circ,7$	$35^\circ,5$	$39^\circ,6$

Цей розв'язок вказує зенітний кут ϑ , починаючи з якого на дуговій ділянці буде стисненою обсадна колона, просунута у горизонтальну свердловину, залежно від радіуса кривизни R . Як бачимо, зменшення радіуса кривизни дугової ділянки приводить до переміщення угору по колоні нейтрального перетину (зменшення його зенітного кута) та збільшення стисненої нижньої частини колони у викривленій свердловині. Це можна пояснити тим, що зростає реакція стінок і сила тертя на самій дуговій ділянці. При намаганні опустити колону у горизонтальну свердловину через дугову ділянку малого радіуса (великої кривизни) нейтральний перетин може переміститись у вертикальну ділянку колони, так що уся її нижня частина, включаючи похилу, дугову і горизонтальну, буде стиснена.

Отже, чим довшою запроєктовано горизонтальну ділянку свердловини, тим більший радіус (меншу кривизну) повинна мати перехідна до неї дугова ділянка. Співвідношення між радіусом R дугової і довжиною L_H горизонтальної ділянок можна знайти за рівнянням (35).

Розглянемо проект свердловини, за яким її вертикальний стовбур через дугову ділянку переходить у горизонтальну. Спочатку поставимо умову, щоб нейтральний перетин знаходився на початку дугової ділянки, а вертикальна колона була розтягнута: $\vartheta = 0^\circ$. За рівнянням (35) отримаємо

$$\left(1 - k_t \frac{1 + k_t^2 L_H}{1 - k_t^2 R}\right) e^{0,5\pi k_t} - \frac{2k_t}{1 - k_t^2} = 0,$$

$$R \left((1 - k_t^2) - \frac{2k_t}{e^{0,5\pi k_t}} \right) = k_t (1 + k_t^2) L_H. \quad (36)$$

Співвідношення між R та L_H є лінійним при постійному k_t і $\vartheta = 0^\circ$; при $k_t = 0,3$ за попередньою таблицею $L_H/R = 400/244$.

Тепер для тієї ж проектної свердловини розглянемо залежність зенітного кута ϑ , який визначає положення нейтрального перетину, від співвідношення $\lambda = L_H/L_R$, де $L_R = 0,5\pi R$ – довжина колони труб у радіусній ділянці свердловини, яка утворює чверть кола. За рівнянням (35) отримаємо таку неявно задану функцію $F(\vartheta, \lambda) = 0$:

$$(1 - k_t^2) (e^{k_t(0,5\pi - \vartheta)} - \sin \vartheta) - 2k_t \cos \vartheta - k_t (1 + k_t^2) e^{k_t(0,5\pi - \vartheta)} \cdot 0,5\pi \lambda = 0. \quad (37)$$

Її графіки представлено на рис. 7 для різних значень коефіцієнта тертя. Співвідношення $\lambda = L_H/L_R$ показує, у скільки разів довжина горизонтальної труби може бути більшою (чи

меншою) за довжину труби на дуговій ділянці; а за графіком на рис. 7 можна визначити, де при цьому на дузі знаходиться нейтральний перетин – його зенітний кут. Так, наприклад, якщо при $k_t = 0,2$ довжини труб на горизонтальній і на радіусній ділянках будуть однаковими ($\lambda = 1$), то нейтральним буде перетин труби із зенітним кутом $26^\circ,8$ (лінія 2). Якщо ж довжина горизонтальної труби перевищить довжину дуги у 2 рази, то нейтральний перетин переміститься на початок дугової (у кінець вертикальної ділянки), а вся радіусна ділянка буде стисненою. Подальше просування колони у горизонтальну свердловину приведе до того, що сила гальмування горизонтальної ділянки колони буде зростати, а нейтральний перетин буде підійматись по вертикальній частині колони до устя свердловини.

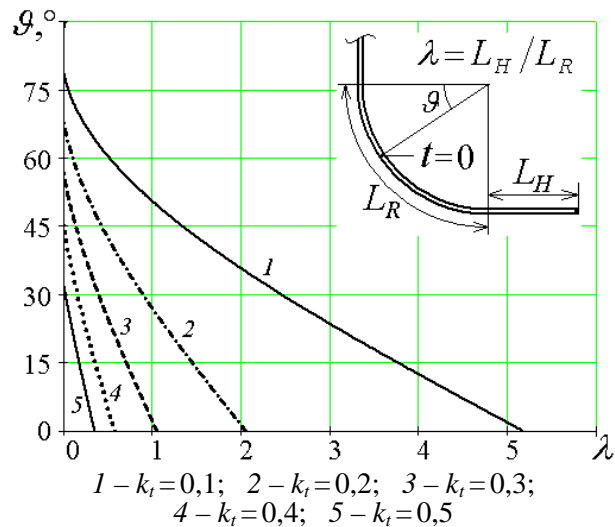


Рисунок 7 – Залежність зенітного кута ϑ нейтрального перетину (його положення на дузі) обсадної колони від співвідношення довжин її горизонтальної і дугової ділянок

Остаточні розрахунки стиснених і розтягнених частин непрямої обсадної колони можна провести для конкретної конфігурації проектної чи пробуреної свердловини, використовуючи знайдені тут розв'язки для прямолінійних ділянок (вертикальної, похилої, горизонтальної) та вигнутих за дугою кола.

Висновки

Колона обсадних труб у непрямоїній свердловині працює як довгий пружний стрижень, зігнений внаслідок реакції її стінок. Для поширеного випадку розташування ділянок колони в одній площині система диференціальних рівнянь, яка описує її напружено-деформований стан, зведена до чотирьох рівнянь. Розв'язок цієї системи у припущенні відсутності сил тертя дозволив у першому наближенні встановити нелінійний характер розподілу осьових сил розтягу і реакцій стінок свердловини вздовж колони на викривлених ділянках.

Література

Врахування сил тертя, які діють при опусканні колони труб у неvertикальну свердловину, дало змогу знайти вирази стискальних осьових сил на горизонтальних, похилих і близьких до горизонтальних ділянках. Задача руху колони на ділянках свердловини, викривлених за дугою кола постійного радіуса, зведена до неоднорідного лінійного диференціального рівняння першого порядку відносно осьової сили. Його розв'язок дозволив з'ясувати особливості повздовжнього розподілу осьових сил і реакцій стінок свердловини на ділянках зростання і спадання зенітного кута.

Отримані результати дають змогу визначити положення нейтрального перетину та довжину стисненої нижньої частини обсадної колони при різних конфігураціях свердловини: на її прямолінійних (похилих, горизонтальних) і викривлених за дугою кола ділянках та при різних їх поєднаннях.

1 Гулизаде М. П. Определение угла скручивания труб в пространственно искривленной скважине / М. П. Гулизаде, Л. Я. Сушон, Г. М. Зельманович // Известия ВУЗов: Нефть и газ. – 1968. – № 4. – С. 19-23.

2 Александров М. М. Силы сопротивления при движении труб в скважине / М.М. Александров – М.: Недра, 1978. – 209 с.

3 Гуляев В.И. Упругое деформирование, устойчивость и колебания гибких криволинейных стержней / В.И. Гуляев, В.В. Гайдайчук, В.Л. Кошкин. - К.: Наукова думка, 1992. - 342 с.

4 Палійчук І.І. Метод визначення внутрішніх силових чинників у обсадній колоні глибокої, просторово орієнтованої свердловини / І.І. Палійчук // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2017. – № 2 (63) – С. 44-50.

Стаття надійшла до редакційної колегії

12.03.18

Рекомендована до друку

професором Лисканичем М.В.

(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)

канд. техн. наук Ставичним Є.М.

(НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)

ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ЗМІЦНЕННЯ ГВИНТОВИХ ПОВЕРХОНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЕФОРМУЮЧИМИ ПУАНСОНАМИ

О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун, В.М. Клендій, О.Л. Третьяков

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя;
м. Тернопіль, вул. Руська, 56, e-mail: Oleglashuk@ukr.net

Представлено конструкцію та проведено теоретичні дослідження, які підтверджують переваги використання для зміцнення гвинтових робочих органів деталей поверхневого пластичного деформування за допомогою обкатного інструменту.

Розглянуто питання технологічного методу забезпечення надійності гвинтових поверхонь робочих органів. Досліджено силові параметри та граничні геометричні фактори процесу зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів. Виведено аналітичні залежності, які дають можливість встановлювати силові параметри процесу поверхневого зміцнення.

На основі нерівностей побудовано графічні залежності максимально допустимого значення перекриття гвинтової поверхні робочого органу та деформуючого пуансона від геометричних параметрів процесу. Встановлено, що збільшення перекриття гвинтової поверхні робочого органу та деформуючого пуансона призводить до зростання силових параметрів.

Ключові слова: робочий орган, гвинтова поверхня, зміцнення, деформуючий пуансон.

Представлены конструкции и проведены теоретические исследования, подтверждающие преимущества использования для укрепления винтовых рабочих органов деталей поверхностного пластического деформирования с помощью обкаточного инструмента.

Рассмотрены вопросы технологического метода обеспечения надежности винтовых поверхностей рабочих органов. Исследованы силовые параметры и предельные геометрические факторы процесса укрепления винтовых поверхностей рабочих органов. Выведены аналитические зависимости, позволяющие устанавливать силовые параметры процесса поверхностного упрочнения.

На основании неравенств построены графические зависимости максимально допустимого значения перекрытия винтовой поверхности рабочего органа и деформирующего пуансона от геометрических параметров процесса. Установлено, что увеличение перекрытия винтовой поверхности рабочего органа и деформирующего пуансона приводит к росту силовых параметров.

Ключевые слова: рабочий орган, винтовая поверхность, укрепления, деформирующий пуансон.

The design is described and theoretical research is conducted, confirming the advantages of using rolling tool for strengthening the helical operating devices of the surface plastic deformation.

The technological method for ensuring the reliability of the helical surfaces of the operating devices is considered. The force parameters and maximum permissible geometrical factors of the process of strengthening the helical surfaces of the operating devices are studied. Analytical dependencies are derived that allow to establish the force parameters of the surface strengthening process.

On the basis of unevenness, graphical dependencies of the maximum permissible value of the overlap of the helical surface of the operating device and the deforming punch on the geometric parameters of the process are constructed. It is established that with an increase in the overlap of the helical surface of the operating device and the deforming punch, the force parameters increase.

Key words: operating device, helical surface, strengthening, deforming punch.

Вступ. Гвинтові поверхні є робочими для великої частини деталей, що виготовляються в умовах машинобудівних виробництв. Робочі поверхні зазнають великих навантажень, тому в технологічних процесах виготовлення таких деталей необхідно використовувати процеси поверхневого зміцнення.

Будь-яку деталь, яка обмежує надійність і довговічність всієї конструкції й працює в умовах високих напружень з врахуванням характеру навантаження, робочих температур, навколишнього середовища, можна розглядати як важконавантажenu. Деталі з гвинтовими профілями відносяться саме до таких. У сучасних транспортних машинах гвинтові деталі є основними робочими органами. Кожна така деталь може мати декілька ділянок можливих пошкоджень. Тому ймовірність її відмови пропорцій-

на числу таких зон важконавантажених деталей.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Перспективність використання поверхневого пластичного деформування (ППД) для підвищення контактної витривалості в порівнянні з іншими методами зміцнення поверхні полягає в тому, що ППД дозволяє отримати: зміцнений поверхневий шар до 10 мм; збільшення мікротвердості відносно початкової складає в середньому близько 120%; забезпечується плавний перехід між зміцненим поверхневим шаром і серцевиною. Обробними способами ППД може бути забезпечена мала шорсткість зміцненої поверхні [3]. Весь спектр відомих методів зміцнення пластичним деформуванням ретельно досліджуються як закордонними, так і україн-

ськими науковцями [7, 8]. Цікавим для зміцнення поверхневих шарів деталей машин є метод статико-імпульсної обробки, розроблений і запатентований авторами А.В. Кірічком, Д.Л. Соловйовим та А.Г. Лизуткіним [4–6]. Встановлено взаємозв'язок між конструктивними, конструктивно-технологічними і технологічними параметрами та їх вплив на показники якості поверхневого шару [7–9]. Проте у розглянутих працях не досліджено силові параметри процесу зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів деформуєчими пуансонами.

Метою роботи є дослідження силових параметрів процесу зміцнення у формуванні якості робочих поверхонь деталей типу тіл обертання для підвищення ресурсу їх експлуатації.

Результати досліджень. Для зміцнення широко застосовується пластичне зміцнення шляхом (ППД), унаслідок якого підвищуються твердість, міцність, опір на відрив та утомна міцність поверхневого шару. Поверхнєве зміцнення завдяки стабільним залишковим напруженням стискування, наклепу та сприятливому мікропрофілю поверхні підвищує витривалість деталей порівняно з механічно обробленими у 2 – 2,5 рази і більше, частково або повністю знижує шкідливий для витривалості деталей вплив конструктивних концентраторів напружень, покриттів і корозійних середовищ.

При холодному зміцнюванні металевих поверхонь неоднорідний напружено-деформований стан заготовок супроводжується виникненням залишкових напружень, які негативно впливають на якість поверхонь заготовок, їх механічні властивості. Відомо, що залишкові напруження суттєво впливають на процес старіння прогартованих заготовок з вуглецевих сталей та на межу плинності такого металу [1]. У процесі зміцнення товстостінної заготовки периферійні частини її зміцнюються, а в центральній частині присутній ідеально пластичний шар, що відповідає площині плинності на діаграмі $\sigma_1 = \sigma_i(\epsilon_i)$ [2].

Згідно з викладеними твердженнями запропоновано обкатний інструмент для зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів (рис. 1), який виконано у вигляді диска 1, встановленого на осі 2 з можливістю кругового повертання. На периферії поверхні диска рівномірно по колу виконані циліндричні отвори 3 з певним кроком. В радіальних отворах 3 із можливістю осевого переміщення встановлено деформуєчі пуансони 4, кінці яких виконані плоскими 5, загартовані і перебувають у взаємодії з зовнішнім торцевим контуром гвинтового робочого органу 6. Крім цього, центральний отвір 7 диска 1 заповнений під тиском мастилом 8.

Співвісно до зовнішньої поверхні диска 1 жорстко встановлено пружне кільце 9 з відкритою зоною 10. Кінець зони виконано з радіальним виступом 11 для створення додаткового тиску на деформуєчі пуансони 4, а кінець відкритої зони виконано з загостренням 12 для

плавного заходження формувальних пуансонів 4. Крім цього, з протилежного боку від зони зміцнення зовнішньої поверхні гвинтовий робочий орган 6 взаємодіє з опорним роликком 13 довжиною 3-5 витків шнека. Ця взаємодія не порушується при обертанні і вигладжуванні. Гвинтовий робочий орган 6 з обох кінців встановлено в центри 14 з підставкою знизу 15 для забезпечення надійності технологічного зміцнення.

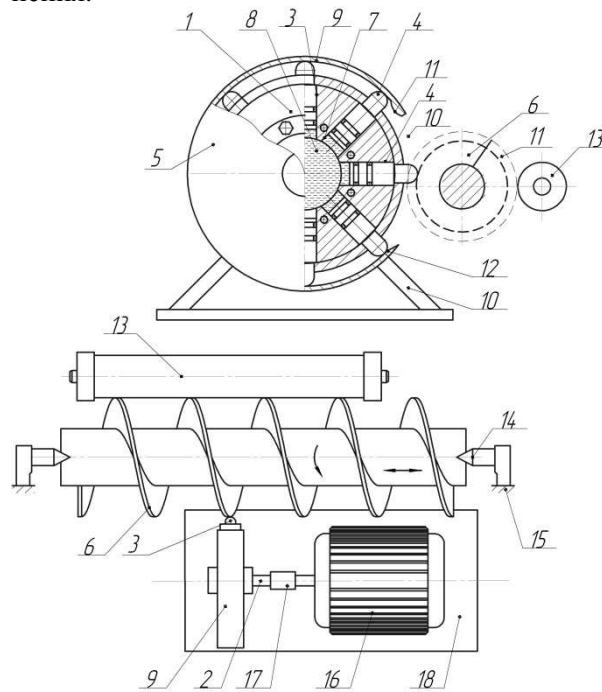
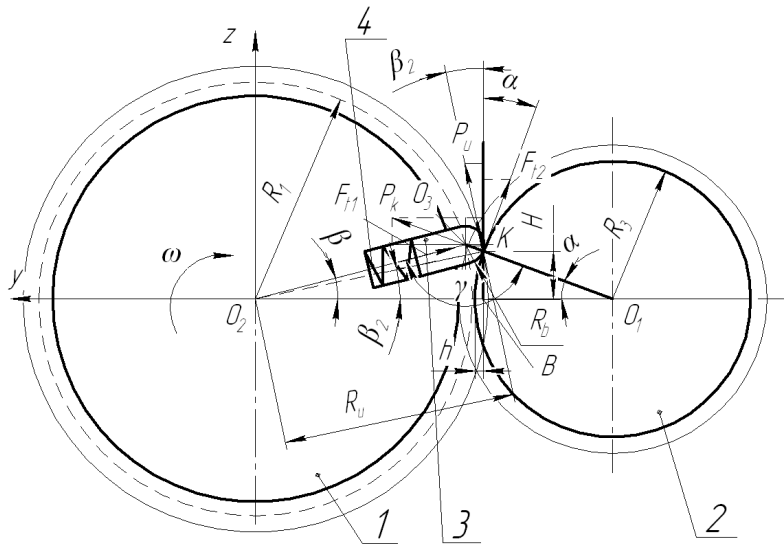


Рисунок 1 – Конструктивна схема інструменту для зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів [12]

Обкатний інструмент обертається з високою швидкістю. Робоча частина деформуєчих елементів під час оброблення наносить численні удари, пластично деформуєчи оброблювану поверхню, після чого і миттєво відскакує від неї. Крім удару деформуєчі елементи за час контактування здійснюють вигладжування оброблюваної поверхні.

Для визначення зовнішніх силових параметрів та граничних геометричних факторів процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів розглянемо розрахункову схему на рис. 2. При обертанні диска 1 разом із деформуєчим пуансоном 3 за годинниковою стрілкою відбувається зіткнення останнього із гвинтовим робочим органом 2, внаслідок чого відбувається пружно-пластична деформація поверхневого шару гвинтового робочого органу і, як наслідок, його зміцнення. Забезпечення контакту деформуєчого пуансона 3 з гвинтовим робочим органом здійснюється за допомогою пружини стиску 4.

Величина перекриття гвинтового робочого органу та деформуєчого пуансона значною мірою впливає на характер протікання процесу і яким можливо регулювати в процесі зміцнення згідно з розрахунковою схемою на рис. 2 визначаємо за формулою:



1 – диск, 2 – гвинтовий робочий орган, 3 – деформуючий пуансон, 4 – пружина
Рисунок 2 – Розрахункова схема процесу зміцнення поверхонь гвинтових поверхонь робочих органів деформуючим пуансоном

$$h = R_3(1 - \cos \alpha), \quad (1)$$

де R_3 – радіус гвинтового робочого органу, по якому проходить зміцнення поверхні, м;

α – кут контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом з боку гвинтового робочого органу, град.

Із рівняння (1) знаходимо кут контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом:

$$\alpha = \arccos \left(1 - \frac{h}{R_3} \right). \quad (2)$$

За теоремою синусів із трикутника $O_1O_2O_3$ одержуємо співвідношення:

$$\frac{R_1}{\sin \alpha} = \frac{R_3 + R_b}{\sin \beta}, \quad (3)$$

де R_1 – радіус розміщення центра сферичної поверхні деформуючого пуансона відносно центра обертання диска 1 в момент зіткнення із гвинтовим робочим органом, м;

R_b – радіус сферичної поверхні деформуючого пуансона, м;

β – кут повороту диска при взаємодії деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом, град.

Із рівняння (3) знаходимо:

$$\sin \beta = \frac{(R_3 + R_b) \sin \alpha}{R_1}. \quad (4)$$

Силу удару P_u в точці контактування K , що спрямована по дотичній до кола ударної взаємодії радіусом R_u із центром в точці O_2 розкладаємо на вектори в напрямку осей y та z :

$$P_{uz} = P_u \cos \beta_2; \quad P_{uy} = P_u \sin \beta_2, \quad (5)$$

де β_2 – кут контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом із боку диска, град.

Знаходимо кут контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом з боку диска із трикутників O_1BK та O_2BK :

$$\frac{H}{R_3} = \sin \alpha; \quad (6)$$

$$\frac{H}{R_u} = \sin \beta_2. \quad (7)$$

Прирівнюючи рівняння (6) та (7), одержимо:

$$\sin \beta_2 = \frac{R_3 \sin \alpha}{R_u}. \quad (8)$$

Радіус кола ударної взаємодії знаходимо за теоремою косинусів із трикутника O_1O_3K :

$$R_u = \sqrt{R_1^2 + R_b^2 - 2R_1R_b \cos \gamma}. \quad (9)$$

Кут між радіусами взаємодії гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона γ визначаємо за формулою:

$$\gamma = 180 - (\alpha + \beta). \quad (10)$$

Враховуючи рівняння (2) та (4), одержимо:

$$\gamma = 180 - \left(\arccos \left(1 - \frac{h}{R_3} \right) + \arcsin \left(\frac{(R_3 + R_b) \sin \alpha}{R_1} \right) \right). \quad (11)$$

Тоді радіус кола ударної взаємодії із рівняння (9), враховуючи рівняння (11), знаходимо за виразом:

$$R_u = \left\{ R_1^2 + R_b^2 - 2R_1R_b \cos \left(180 - \left(\arccos \left(1 - \frac{h}{R_3} \right) + \arcsin \left(\frac{(R_3 + R_b) \sqrt{1 - \left(1 - \frac{h}{R_3} \right)^2}}{R_1} \right) \right) \right) \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (12)$$

При цьому кут контактування деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом із боку диска дорівнює:

$$\beta_2 = \arcsin \left\{ \left(R_3 \sqrt{1 - \left(1 - \frac{h}{R_3} \right)^2} \right) \times \left[R_1^2 + R_b^2 - 2R_1R_b \cos \left(180 - \left(\arccos \left(1 - \frac{h}{R_3} \right) \right) \right) \right] + \arcsin \left[\frac{\left(R_3 + R_b \right) \sqrt{1 - \left(1 - \frac{h}{R_3} \right)^2}}{R_1} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (13)$$

Силу контактування P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом, що проходить в напрямку між центрами гвинтового робочого органу O_2 та сферичної поверхні деформуючого пуансона O_3 , також розкладаємо на вектори в напрямку осей y та z :

$$P_{kz} = P_k \sin \alpha; \quad P_{ky} = P_k \cos \alpha. \quad (14)$$

Сила контактування P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом залежить від жорсткості пружини та її поперечної деформації, коефіцієнта тертя між деформуючим пуансоном та диском, частоти обертання диска та маси деформуючого пуансона. За розрахунковою схемою (рис. 2) встановлюємо співвідношення:

$$\frac{k_{51}(\delta + h) + F_{t1} + m_5 R_4 \omega^2}{P_k} = \cos(\alpha + \beta), \quad (15)$$

де k_{51} – жорсткість пружини, Н/м;
 δ – попередня деформація пружини, м;
 F_{t1} – сила тертя між деформуючим пуансоном та диском, Н;
 m_5 – маса деформуючого пуансона, кг;
 R_4 – радіус розміщення центра ваги деформуючого пуансона відносно центра обертання диска, м;
 ω – частота обертання диска, рад/с.

Силу тертя між деформуючим пуансоном та диском визначаємо за формулою:

$$F_{t1} = P_k \sin(\alpha + \beta) \mu_1, \quad (16)$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя між поверхнями деформуючого пуансона та диска.

Із рівняння (15), враховуючи рівняння (16), знаходимо:

$$P_k = \frac{k_{51}(\delta + h) + P_k \sin(\alpha + \beta) \mu_1 + m_5 R_4 \omega^2}{\cos(\alpha + \beta)}, \quad (17)$$

звідки

$$P_k = \frac{k_{51}(\delta + h) + m_5 R_4 \omega^2}{\cos(\alpha + \beta)} + P_k \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \mu_1; \quad (18)$$

$$P_k = \frac{k_{51}(\delta + h) + m_5 R_4 \omega^2}{(1 - \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \mu_1) \cos(\alpha + \beta)}. \quad (19)$$

Із рівняння (19), а також на основі експериментальних досліджень встановлено, що при певних значеннях перекриття гвинтового робо-

чого органу та деформуючого пуансона h процес зміцнення припиняється та спрацьовує запобіжна муфта, запобігаючи перевантаженню елементів зміцнюючого механізму. Знайдемо допустимі умови для протікання процесу зміцнення із рівняння (19).

Очевидно, що сила контактування P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом повинна бути більшою за нуль, тому, прирівнюючи рівняння (19) до нуля та аналізуючи змінні, встановлюємо, що:

$$\begin{aligned} 1 - \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \mu_1 &> 0, \\ \alpha + \beta &< 90. \end{aligned} \quad (20)$$

Тоді

$$\mu_1 < \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)}. \quad (21)$$

Звідки допустимий кут контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом з боку гвинтового робочого органу:

$$\alpha < -\beta + \operatorname{arctg} \left(\frac{1}{\mu_1} \right). \quad (22)$$

Підставляючи рівняння (2) та (4) у нерівність (22), одержуємо:

$$\begin{aligned} \arccos(1 - k_1) < -\arcsin \left(\frac{(R_3 + R_b) \sqrt{1 - (1 - k_1)^2}}{R_1} \right) + \\ + \operatorname{arctg} \left(\frac{1}{\mu_1} \right), \end{aligned} \quad (23)$$

де $k_1 = \frac{h}{R_3}$ – співвідношення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона і радіуса гвинтового робочого органу, по якому проходить зміцнення поверхні.

Після розв'язання нерівності (23), встановлюємо

$$\begin{aligned} k_1 < -\cos \left[-\operatorname{arctg} \left(\frac{R_3 + R_b}{\mu_1 \left(\frac{\sqrt{\mu_1^2 + 1}}{R_1} + R_3 + R_b \right)} \right) \right] + \\ + \operatorname{arctg} \left(\frac{1}{\mu_1} \right) + 1. \end{aligned} \quad (24)$$

При цьому за нерівністю (25) визначаємо:

$$\begin{aligned} h < R_3 \left[\cos \left[-\operatorname{arctg} \left(\frac{R_3 + R_b}{\mu_1 \left(\frac{\sqrt{\mu_1^2 + 1}}{R_1} + R_3 + R_b \right)} \right) \right] + \right. \\ \left. + \operatorname{arctg} \left(\frac{1}{\mu_1} \right) + 1 \right]. \end{aligned} \quad (25)$$

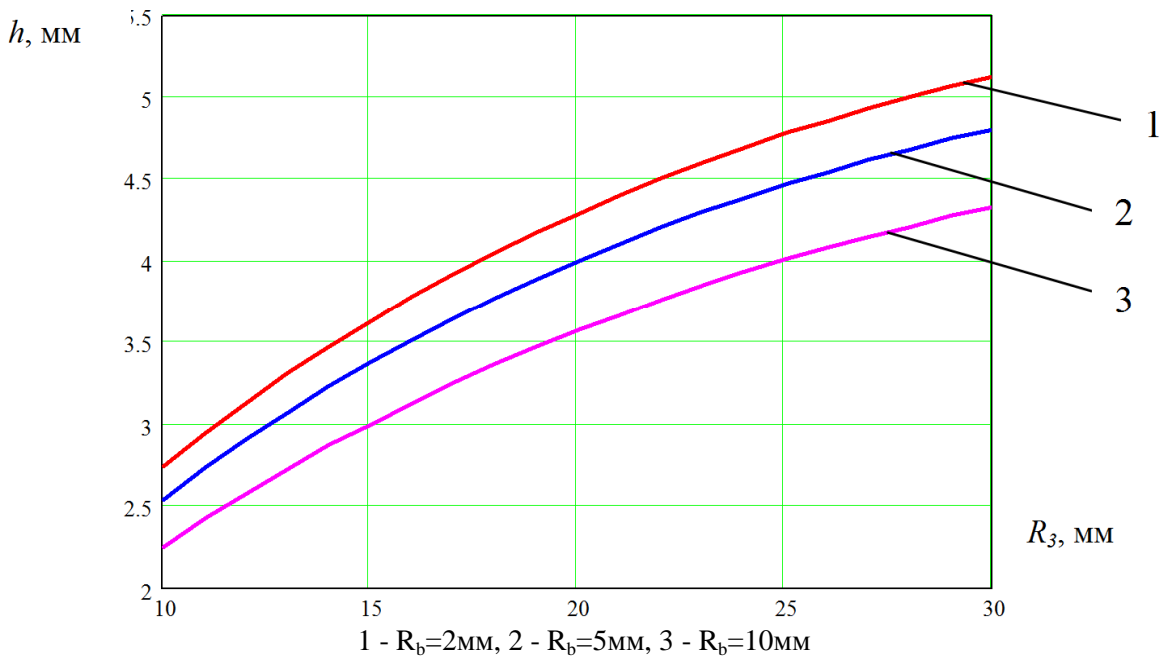


Рисунок 3 – Графіки залежності максимально допустимого значення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона від радіусу гвинтового робочого органу, по якому проходить зміцнення поверхні $\mu_1=0,8$, $R_1=60\text{мм}$

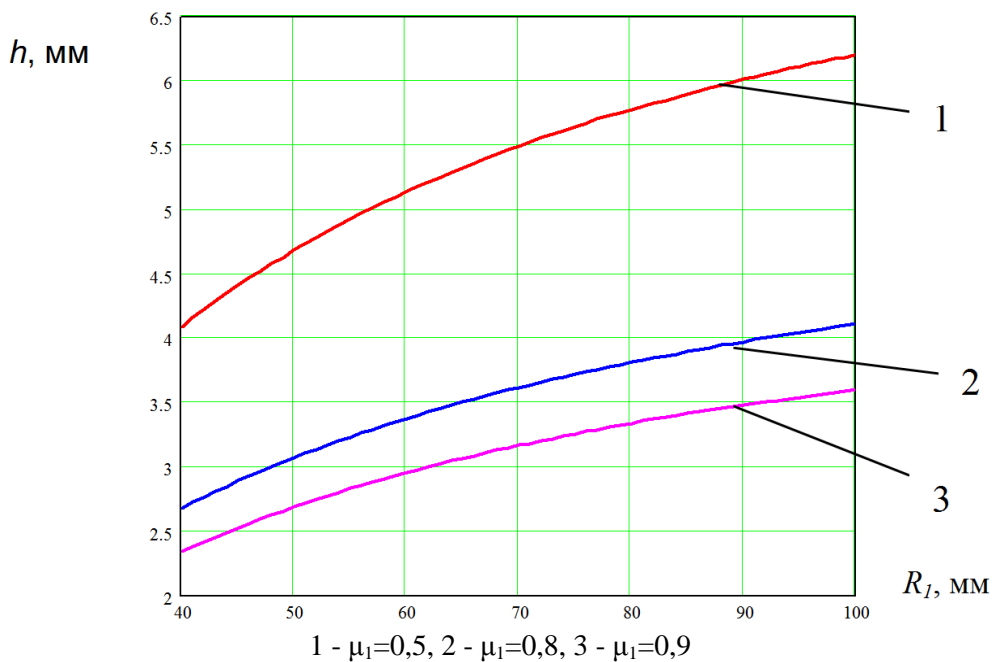


Рисунок 4 – Графіки залежності максимально допустимого значення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона від радіуса розміщення центра сферичної поверхні деформуючого пуансона відносно центра обертання диска $R_3=15\text{мм}$, $R_b=5\text{мм}$

Умова (25) визначає максимально допустиме значення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона. На основі нерівності (25) побудовано графічні залежності максимально допустимого значення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона від геометричних параметрів процесу (рис. 3, 4, 5).

Виведені залежності, які дають можливість встановлювати силові параметри процесу поверхневого зміцнення. Запропоновано конструк-

цію обкатного інструменту для дослідження зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів.

Наведено графічні залежності для збільшення максимально допустимого значення перекриття гвинтової поверхні робочого органу та деформуючого пуансона від радіуса гвинтового робочого органу, по якому проходить зміцнення поверхні $\mu_1=0,8$, $R_1=60\text{мм}$, від радіуса розміщення центра сферичної поверхні деформуючого пуансона відносно центра обертання диска при параметрах $R_3=15\text{мм}$, $R_b=5\text{мм}$, від

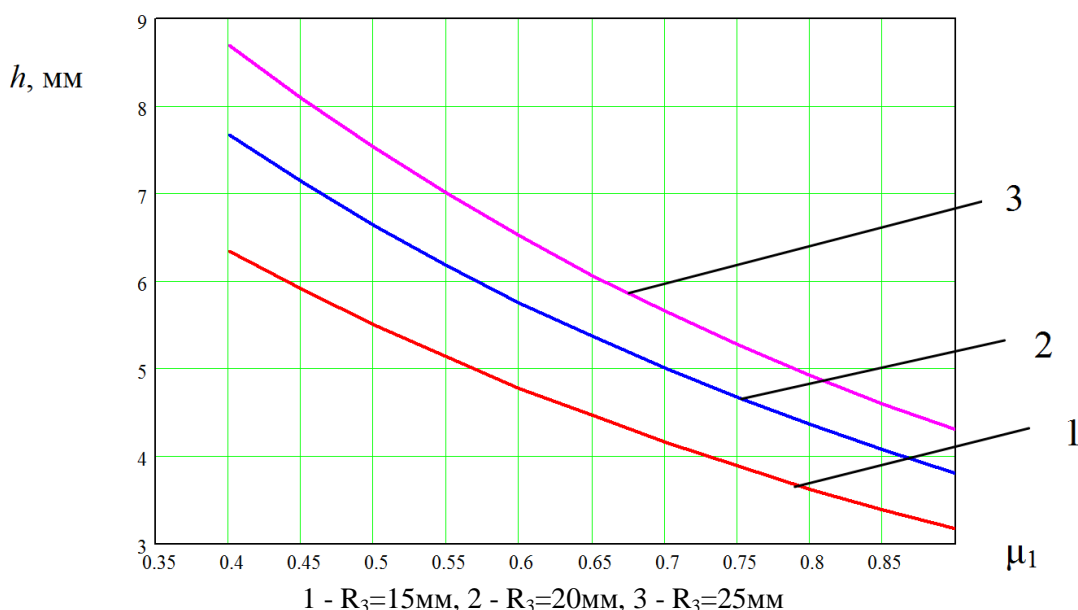


Рисунок 5 – Графіки залежності максимального допустимого значення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона від коефіцієнта тертя між поверхнями деформуючого пуансона та диска, $R_b=5\text{мм}$, $R_1=70\text{мм}$

коефіцієнта тертя між поверхнями деформуючого пуансона та диска при параметрах $R_b=5\text{мм}$, $R_1=70\text{мм}$.

Література

1 Богомолова Н.А. Металлографія і обсяга технологія металів / Н.А. Богомолова, Л.К. Гордиєнко. – М.: Вища школа, 1983. – 270 с.

2 Морозов Е.М. Контактні задачі механіки руйнування / Е.М. Морозов, М.В. Зернин. – М.: Машинобудування, 1999. – 554 с.

3 Киричек А.В. Технологія і обладнання статико-імпульсної обробки поверхневим пластичним деформуванням / Киричек А.В., Солов'єв Д.Л., Лазуткін А.Г. – М.: Машинобудування, 2004. – 288 с.

4 Статико-імпульсне упрочнення деталей передачі / Киричек А. В. [та ін.] // Теорія і практика зубчатих передач: трудові міжнародної конференції – Іжевськ, 1998. – С. 363-368.

5 Упрочнення статико-імпульсної обробкою ШПД з використанням гідродарних пристроїв / А. Г. Лазуткін [та ін.] // Механізми і машини ударного періодичного і вібраційного дії: Матеріали міжнародного наукового симпозиуму. Орел. – Орел ГТУ, – 2000. – С. 318 – 320.

6 Упрочнення статико-імпульсної обробкою сердечників крестовин стрілочних переводів / Лазуткін А. Г. [та ін.] // Автотрактобудування. Промисловість і вища школа: тези докл. XXVII науко.-техн. конф. – М.: ААІ, 1999. – С. 17 – 19.

7 Упрочнення статико-імпульсної обробкою / Лазуткін А. Г. [та ін.] // Нові матеріали і технології в машинобудуванні і приборобудуванні: Матеріали науко.-техн. конф. – Пенза, 1996. – С. 26 – 31.

8 Картанов Л.В. Покращення довговічності деталей машин використанням матеріалів з регулярної гетерогенної структури: дис. канд. техн. наук / Картанов Леонід Володимирович. – ВлГУ, 1997. – 170 с.

9 Киричек А.В. Обеспечение качества несосных винтовых механизмов деформационным упрочнением их сопрягаемых деталей: дис. докт. техн. наук / Киричек Анатолий Владимирович. – М., 1999. – 394 с.

10 Применение деформационного упрочнения статико-импульсной обработкой для повышения контактной выносливости деталей / Киричек А.В. [и др.] // Перспективные направления развития технологии машиностроения и металлообработки: Матер. Межд. науч.-техн. конф. – Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2008. – С 16-20. – 252 с.

11 Дрозд М.С. Определение механических свойств металлов без разрушения / М.С. Дрозд. – М.: Металлургия, 1965. – 171 с.

12 Патент на корисну модель № 108422. Україна, МПК(2006.01) В24В 39/04. Обкатний інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів / Ляшук О. Л.; Сокол М. Б.; Третяков О. Л.; Навроцька Т. Д.; Клендій В.М.; Марчук Р.М. (Україна). – u201601511. Заявл. 18.02.2016.; Опубл. 11.07.2016р., Бюл. № 13. – 4 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 15.02.18

Рекомендована до друку професором **Копєєм Б.В.** (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ) професором **Маруцаком П.О.** (Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя, м. Тернопіль)

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ АСИМЕТРИЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА КІНЕТИКУ ВТОМНИХ ТРІЩИН

О.Я. Фафлей

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42166,
e-mail: no@nig.edu.ua

Під час експлуатації на бурильні труби діють різні види навантажень, найнебезпечнішими з яких є асиметричні. Визначення втомної міцності бурильної колони при нестационарному режимі навантажування є однією з головних умов забезпечення її надійності. У зв'язку з цим необхідно зазначити важливість використання експериментальних методів дослідження, які дають змогу з більшою точністю вивчати втомні пошкодження в елементах бурильних труб.

За допомогою установки УДПТ-1 проведено експериментальні дослідження впливу розтягуючої асиметрії навантаження на кінетику втомних тріщин. Зразки для дослідження виготовлені з бурильних труб, матеріалом яких є сталі G105 та 40XH. За результатами досліджень виявлено, що при регулярному навантаженні спостерігається безумовний вплив розтягуючої асиметрії на швидкість поширення тріщини.

Оцінено вплив різних програм навантажування на зміну швидкості поширення втомних тріщин у досліджуваних зразках. Досліджено закономірності поширення втомної тріщини при блоковому навантажуванні для сталей G105 та 40XH. Встановлено, що для досліджуваних зразків у випадку двоступеневого навантажування із однаковою амплітудою та змінною розтягуючою асиметрією при переході від низького до високого рівня навантажування тріщина розвивається із більшою швидкістю, порівняно із регулярним навантаженням, а при переході від високого до низького навантаження поширення тріщини сповільнюється на деяке число циклів.

Ключові слова: бурильна колона, втомна тріщина, розтягуюча асиметрія навантаження.

При эксплуатации на бурильные трубы действуют различные виды нагрузок, наиболее опасными из которых являются асимметричные. Определение усталостной прочности бурильной колонны при нестационарном режиме нагрузки является одним из главных условий обеспечения ее надежности. В связи с этим необходимо отметить важность использования экспериментальных методов исследования, которые позволяют с большей точностью изучать усталостные повреждения в элементах бурильных труб.

С помощью установки УДПТ-1 проведены экспериментальные исследования влияния растягивающей асимметрии нагрузки на кинетику усталостных трещин. Образцы для исследования изготовлены из бурильных труб, из сталей G105 и 40XH. По результатам исследований выявлено, что при регулярной нагрузке наблюдается безусловное влияние растягивающей асимметрии на скорость распространения трещины.

Проведена оценка влияния различных программ нагрузки на изменение скорости роста усталостных трещин в исследуемых образцах. Исследованы закономерности роста усталостной трещины при блочной нагрузке для сталей G105 и 40XH. Установлено, что для исследуемых образцов в случае двухступенчатой нагрузки с одинаковой амплитудой и переменной растягивающей асимметрией при переходе от низкого к высокому уровню нагрузки трещина развивается с увеличенной скоростью по сравнению с регулярной нагрузкой, а при переходе от высокого уровня к низкому происходит задержка роста трещины на некоторое число циклов.

Ключевые слова: бурильная колонна, усталостная трещина, растягивающая асимметрия нагрузки.

Various types of loads have an effect upon drill pipes during operation. Especially dangerous are loads with different degrees of asymmetry. The determination of the fatigue strength of the drill column in the non-stationary loading mode is one of the main conditions for ensuring its reliability. In this regard, it is important to note the importance of using experimental methods that allow studying the fatigue damage in the elements of drill pipes with high precision.

With the help of the UDPT-1 unit, experimental studies of the tensile asymmetry of loading effect on the kinetics of fatigue cracks have been conducted. The drill pipes made of G105 and 40XH steel serve as samples for research. During the research it has been found that under regular load an unconditional effect of the tensile asymmetry on the rate of crack propagation is observed.

The influence of various loading programs on the change in the growth rate of fatigue cracks in the samples studied has been carried out. The laws of the fatigue crack growth during block loading for G105 and 40XH steels have been studied. It has been established that for the samples studied in case of two-stage loading with the same amplitude and variable tensile asymmetry during transition from low to high load level, the crack develops at an increased speed compared to regular load, and during the transition from high to low level, there is a delay in the growth of the crack during several cycles.

Keywords: drill column, fatigue crack, tensile asymmetry of loading.

Вступ

Одним із шляхів розвитку паливно-енергетичного комплексу України є спорудження глибоких, похило-скерованих та горизонтальних свердловин як на нових родовищах,

так і на тих, що перебувають в експлуатації. Проте під час буріння таких свердловин значно ускладнюються умови роботи бурильної колони. При цьому виникають напруження в її елементах, які нерідко перевищують границю

плинності. Важливе значення для забезпечення безаварійної роботи бурильної колони, яка працює в умовах втомного та корозійно-втомного руйнування, відіграє інформація про закономірності зародження та розвитку тріщин. У зв'язку з цим важливого значення набувають експериментальні методи досліджень для накопичення дослідних даних про поведінку тріщин в експлуатаційних умовах. Це дозволить при описі закономірностей розвитку втомного чи корозійно-втомного руйнування охарактеризувати вплив багаточисленних експлуатаційних, технологічних і конструкційних чинників, що не враховуються аналітичними методами розрахунку. У ряді випадків критерії лінійної і нелінійної механіки руйнування дають можливість із деякою точністю визначити швидкість розвитку тріщини, оцінити здатність матеріалу чинити опір подальшому її розвитку і прогнозувати довговічність пошкодженої конструкції.

Проте, результати аналітичних підходів до дослідження кінетики поширення втомних тріщин не дають вичерпних відповідей на багато важливих для практики запитань, оскільки ці підходи завжди базуються на спрощеннях моделях, які всебічно не описують складний процес втомного руйнування матеріалів.

Накопичення втомних пошкоджень в елементах бурильної колони під час її експлуатації призводить зрештою до їх руйнування. В такому випадку для прогнозування довговічності елементів бурильної колони необхідно знати закономірності розвитку та поширення тріщин залежно від послідовності циклів навантажування з різними амплітудними значеннями та врахування впливу асиметричних навантажень [1].

Аналіз вітчизняних досліджень і публікацій

На сьогодні в роботах [2] розглянуто проблему визначення ресурсу елементів бурильної колони від дії знакозмінних циклів напружень згину, обумовлених як викривленням стовбура свердловини, так і втратою стійкості колони. При цьому знакозмінні цикли напружень спричиняють корозію втому. Проте, з практики експлуатації бурильної колони відомо, що вона часто працює в умовах значного перевантаження внаслідок її прихоплення, порушення технології спуско-підіймальних операцій тощо. Іноді сумарне напруження від дії перевантажень сягає значень границі плинності і, навіть границі міцності матеріалів елементів бурильної колони. Такі навантаження здебільшого є причиною їх втомного руйнування [3]. Тому визначення втомної міцності елементів бурильної колони при нестационарному режимі навантаження із урахуванням блокових навантажень є однією з головних умов забезпечення їх надійності.

Проблемою підсумовування накопичень втомних пошкоджень займалося багато дослідників [4–8], якими висунуто лінійні та нелінійні теорії накопичення пошкоджень. Так, авторами [4] отримані результати, які підтверджують, що у випадку двоступеневого навантажування при

переході з низького до високого рівня навантажування тріщина розвивається зі швидкістю, що відповідає діаграмі втомного руйнування, яка отримана при регулярному навантажуванні, а при переході від високого рівня до низького відбувається затримка поширення тріщини на деяке число циклів або її зупинка. Проте, як свідчать експериментальні дослідження, такі теорії не завжди з достатньою точністю описують процес накопичення пошкодження. В основному це пов'язано із тим, що вони не враховують навантажуваність, вплив корозійного середовища, ступінь зміцнення чи знеміцнення матеріалу, що виникає під час випадкового перенавантажування, тощо.

Дослідженням взаємовпливу різних режимів навантажування на швидкість поширення втомної тріщини присвячено роботи авторів [7–12]. Часто спостерігається як сповільнення, так і пришвидшення поширення втомних тріщин після переходу з високого рівня навантажування до низького. Така відмінність результатів пояснюється різною послідовністю циклів перевантажування та величиною інтервалів між їх прикладаннями.

Мета роботи та обґрунтування необхідності її виконання

Мета роботи полягає у експериментальному дослідженні впливу розтягуючого асиметричного навантаження на процес розвитку втомних тріщин у матеріалі бурильних труб.

Завдання роботи:

1 Провести аналіз існуючих методик дослідження поширення втомних тріщин.

2 Розробити нову методику проведення експериментальних досліджень поширення втомних тріщин.

3 Провести експериментальні дослідження згідно розробленої методики:

– оцінити вплив асиметрії розтягу при дії змінного коефіцієнту асиметрії навантаження;

– оцінити вплив асиметрії розтягу при дії блокового навантаження.

4 Проаналізувати отримані результати.

Викладення основного матеріалу

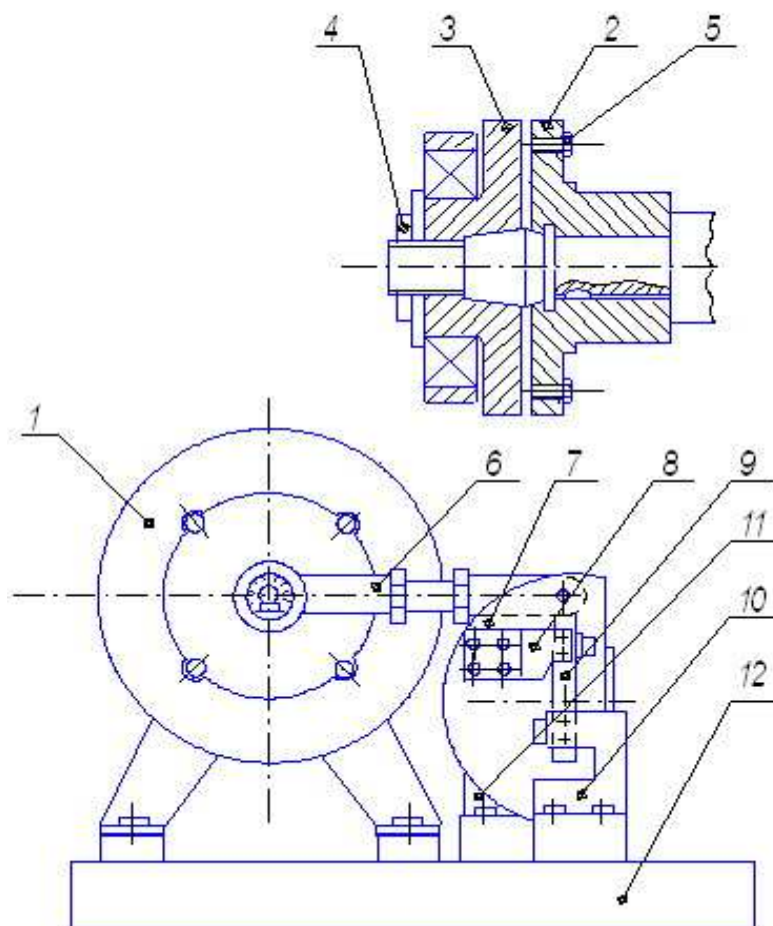
Для виявлення закономірностей поширення втомних тріщин було використано установку УДПТ-1 (рис. 1).

Спостереження за поширенням тріщини відбувалось за допомогою мікроскопа МПБ-2 (×24), розміщеного на стійці. Заміри проводили кожних 2800–3000 циклів.

Зразки для досліджень є вирізані з бурильної труби діаметром 120 мм і товщиною стінки близько 9 мм. Після цього проводилась їх механічна обробка на фрезерному та шліфувальному верстатах до необхідних розмірів (рис. 2). Для створення регламентованих втомних тріщин на зразки алмазним кругом наносили односторонні V-подібні концентратори напружень глибиною 1 мм з кутом при вершині 60° і радіусом у його вершині не більше 0,1 мм. Боківу поверхню зразків уділянці майбутньої площини поширення тріщини полірували.



а)



б)

1 – двигун; 2 – кривошип; 3 – втулка; 4 – гайка; 5 – болт; 6 – шатун; 7, 11 – планшайби;
8, 10 – рухомий та нерухомий тримачі; 9 – зразок; 12 – плита.

Рисунок 1 – Загальний вигляд (а) і схема (б) установки УДПТ-1 [29]

Для визначення механічних властивостей досліджуваних зразків проводили їх випробування на розтяг-стискання.

Дослідження проводилися двома етапами, на першому етапі зразки піддавалися впливу навантажень із амплітудою 0,9 мм та асиметри-

єю розтягу $R=0;0,2;0,3,0,4$ мм для обох матеріалів зразків.

Результати випробування зразків наведені на графічних залежностях (рис. 3) глибини втомної тріщини від кількості циклів напружень.

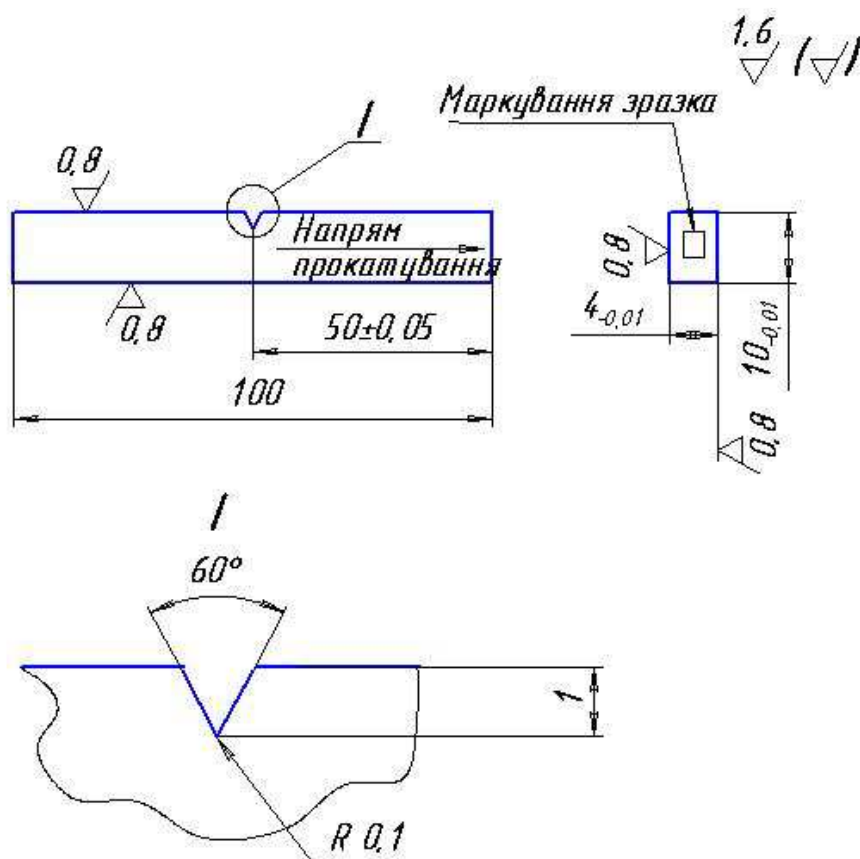


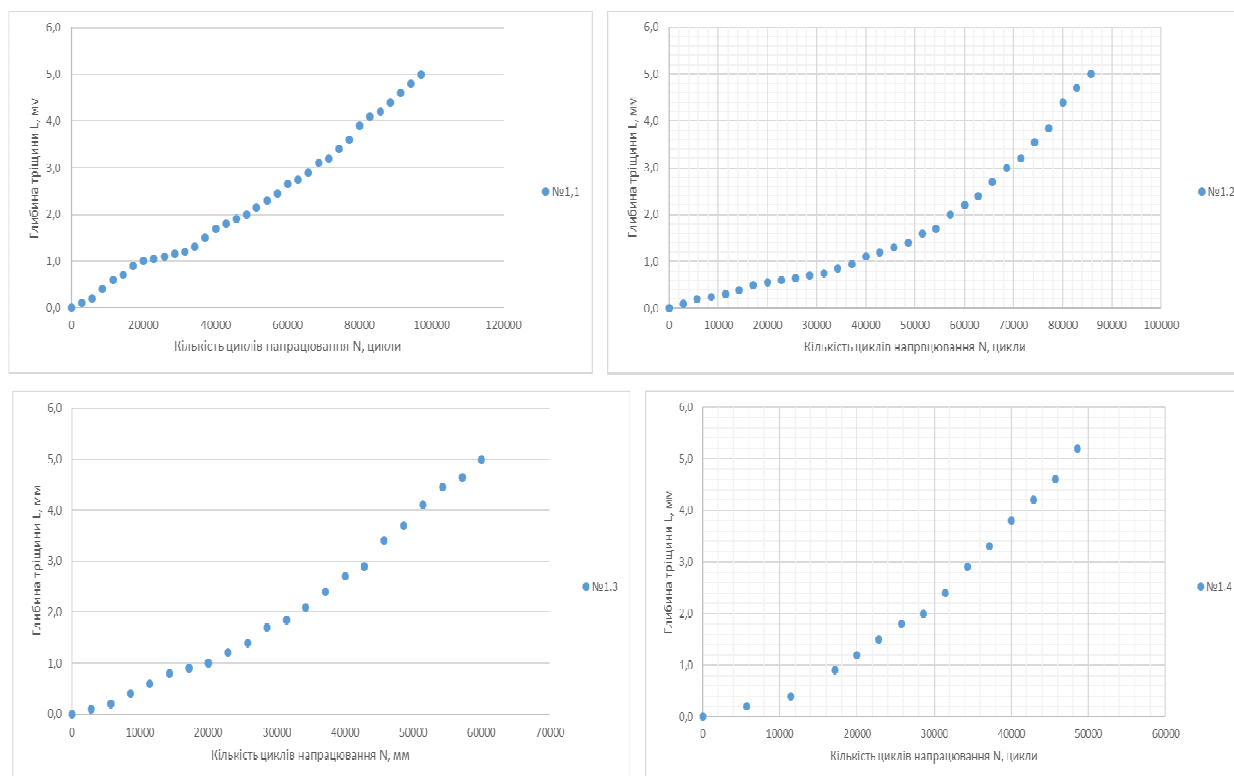
Рисунок 2 – Ескіз експериментального зразка

Таблиця 1 – Механічні характеристики сталі 40ХН

Марка сталі	Взірець №	Межа плинності	Межа міцності	Відносне залишкове видовження, %	Відносне залишкове звуження, %
		МПа			
Сталь 40ХН	1	686	794	11	51
	2	676	774	13	55
	3	666	755	14	52
	4	647	745	14	52
	5	666	745	11	44
	6	657	745	14	51

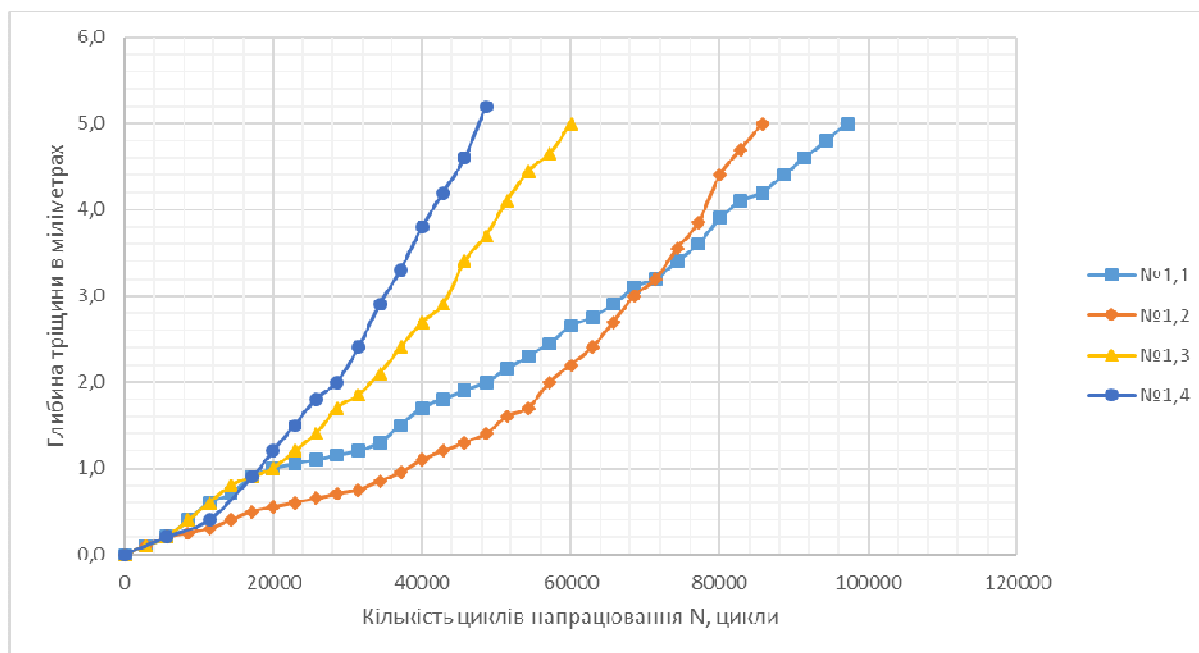
Таблиця 2 – Механічні характеристики сталі G105

Марка сталі	Взірець №	Межа плинності	Межа міцності	Відносне залишкове видовження, %	Відносне залишкове звуження, %
		МПа			
Сталь G105	1	735	862	12	46
	2	686	862	11	48
	3	735	853	12	48
	4	657	833	11	50
	5	725	853	11	45
	6	686	843	11	44



1.1 – $a=0,9$ мм, $R=0$; 1.2 – $a=0,9$ мм, $R=0,2$; 1.3 – $a=0,9$ мм, $R=0,3$; 1.4 – $a=0,9$ мм, $R=0,4$

Рисунок 3 – Залежності глибини втомної тріщини від кількості циклів напруження для сталі G105

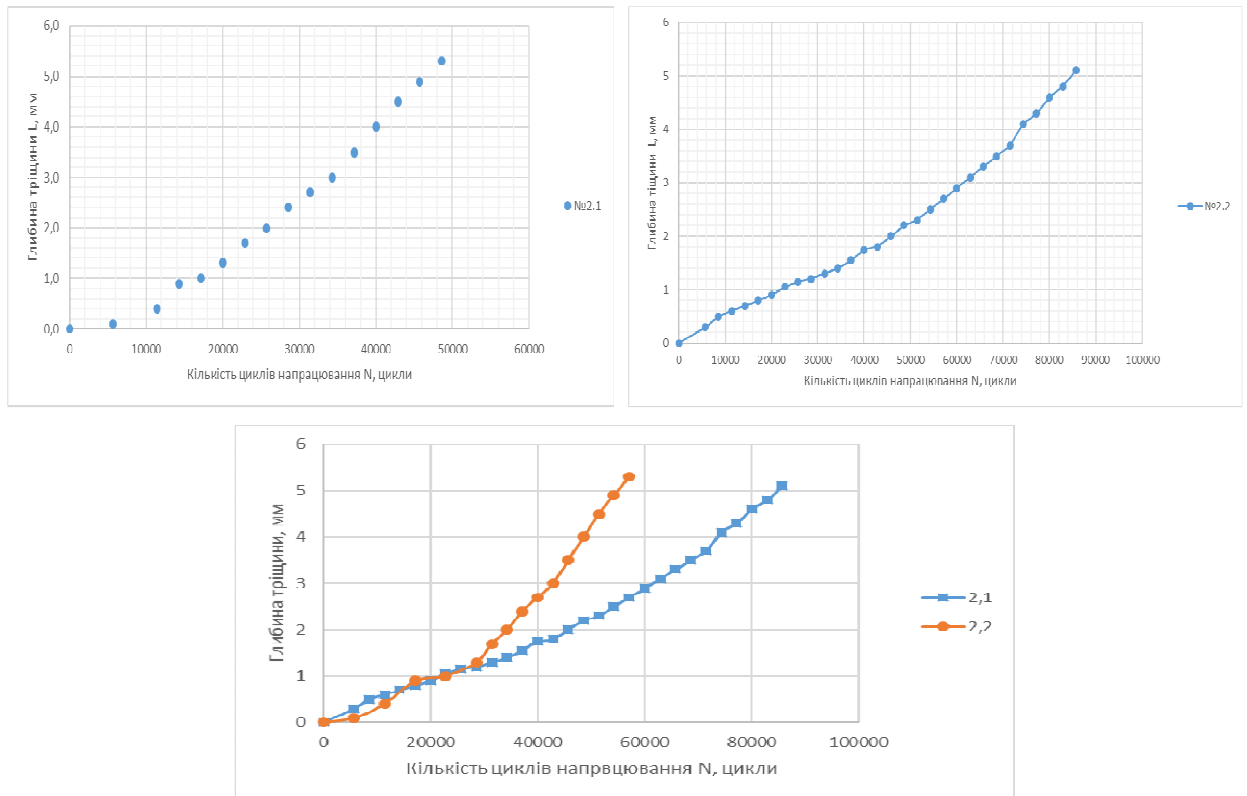


1.1 – $a=0,9$ мм, $R=0$; 1.2 - $a=0,9$ мм, $R=0,2$; 1.3 - $a=0,9$ мм, $R=0,3$; 1.4 - $a=0,9$ мм, $R=0,4$

Рисунок 4 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напруження для сталі G105

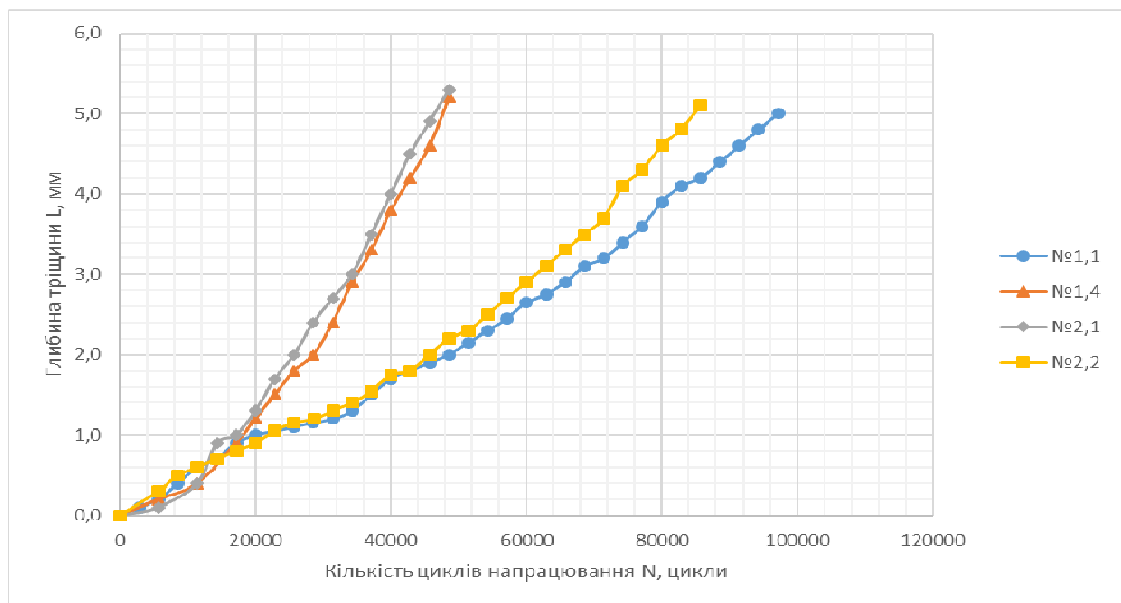
Для більш точного порівняння на рис .4 наведено залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напружень при дії асиметрії розтягу.

Із наведеної залежності можна зробити висновок, що із збільшенням асиметрії розтягу пришвидшується поширення тріщини та відповідно зменшується кількість циклів напруження до руйнування.



2.1 – $a=0,9$ мм, $R=0$; 2.2 – $a=0,9$ мм, $R=0,4$

Рисунок 5 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напруцювання для сталі 40XH



1.1 – $a=0,9$ мм, $R=0$ сталь G105; 1.4 – $a=0,9$ мм, $R=0,4$ сталь G105;
2.1 – $a=0,9$ мм, $R=0,4$ сталь 40XH; 2.2 – $a=0,9$ мм, $R=0$ сталь 40XH

Рисунок 6 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напруцювання для сталі G105 та 40XH

Аналогічні результати отримані для сталі 40XH (рис. 5).

На рис. 6. наведено залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напруцювання для сталі 40XH та G105.

Згідно з рис. 6 поширення тріщини за однакових режимів навантаження для обох сталей є досить подібний.

На другому етапі досліджень визначено вплив блокового навантаження із однаковою

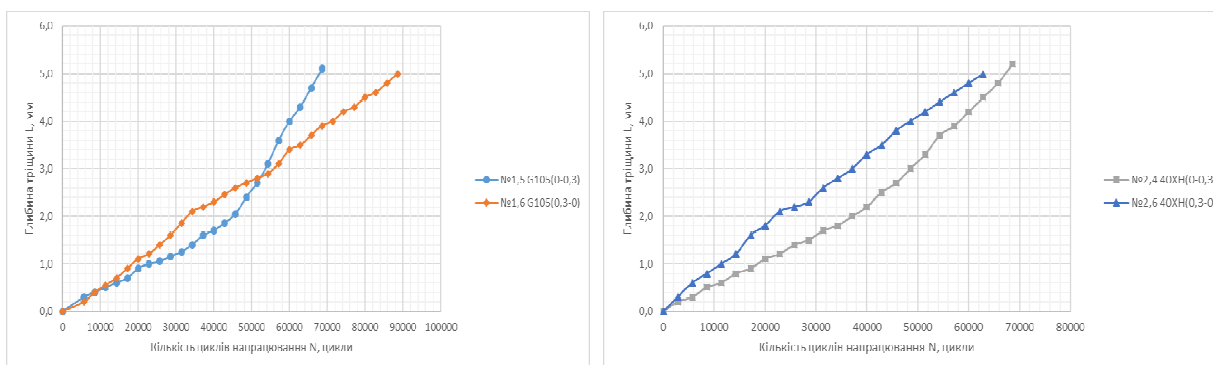


Рисунок 7 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напруцювання для сталі G105 та 40XH із різною програмою блокового навантаження

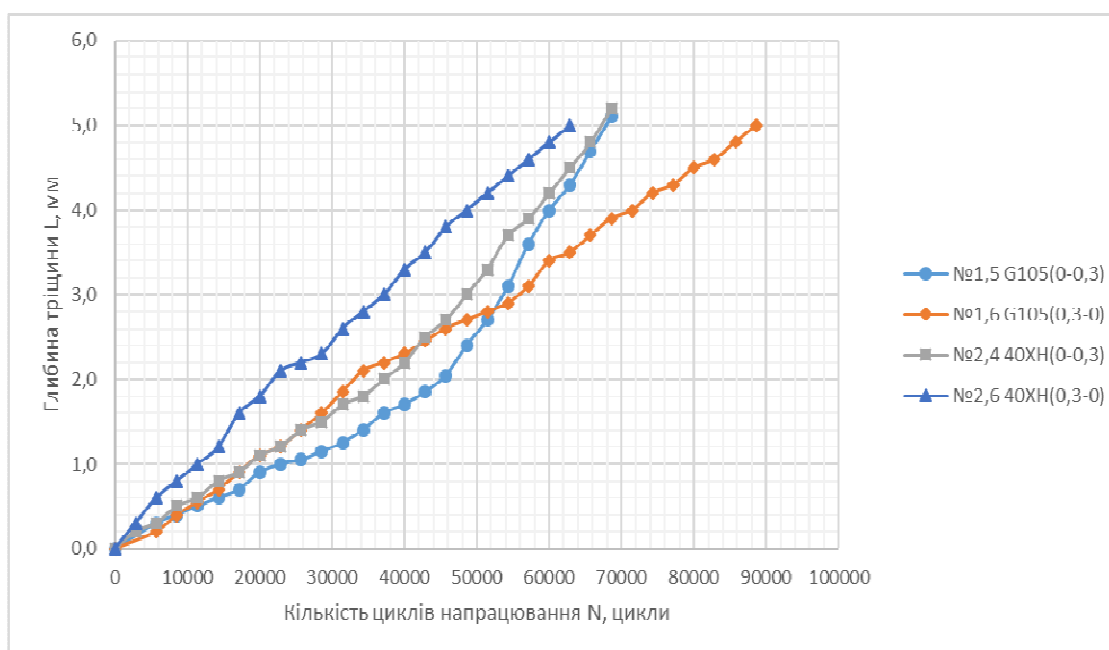


Рисунок 8 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напруцювання для сталі 40XH та G105 із різною програмою блокового навантаження

амплітудою та різною розтягуючою асиметрією навантаження. Тріщину вирощували до 2мм спочатку без асиметрії із амплітудою 0,9, а потім продовжували із асиметрією 0,3 до 5мм і навпаки для обох досліджуваних матеріалів.

Зону графічних залежностей (рис. 9), виділену прямокутником у збільшеному виді, зображено на рис.10.

Отже з графічних залежностей спостерігається явний вплив зміни розтягуючої асиметрії навантаження на поширення втомних тріщин.

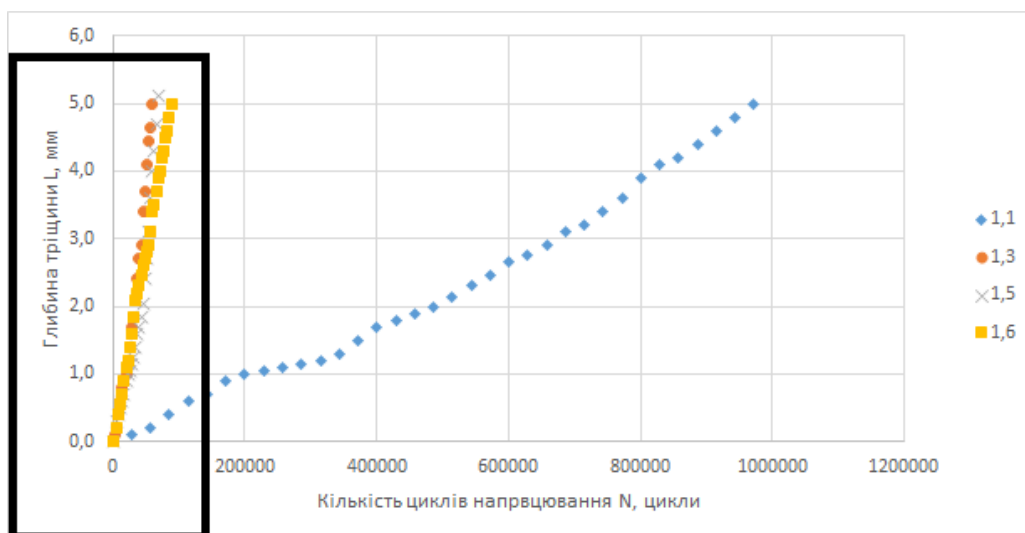
Висновки

За допомогою запропонованої методики проведено експериментальні дослідження швидкості поширення тріщин у матеріалі при дії розтягуючої асиметрії навантажень та в умовах блокового навантаження. Встановлено вплив розтягуючої асиметрії навантаження на швидкість поширення тріщини. Визначено кількість циклів до руйнування для сталі G105 при амплітуді 0,9 мм та коефіцієнті асиметрії

$R=0$ кількість циклів до руйнування становить 97172, при $R=0,2$ – $N=85740$ цикли, при $R=0,3$ – $N=60018$ цикли, при $R=0,4$ відповідно $N=48586$. Для сталі 40XH при амплітуді 0,9 мм та коефіцієнті асиметрії $R=0$ кількість циклів до руйнування становить 85741, при $R=0,4$ – $N=48586$. Із вище наведеного випливає висновок, що із збільшенням асиметрії кількість циклів до руйнування зменшується.

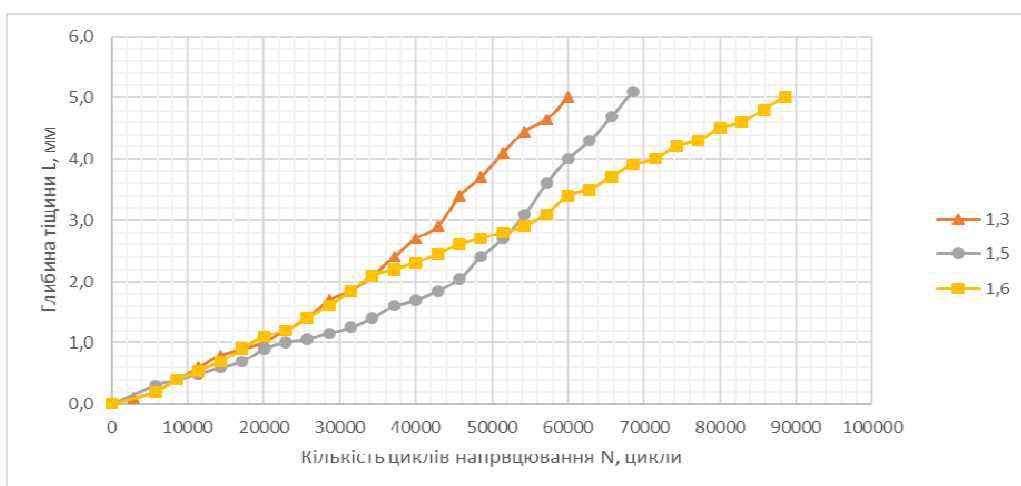
Встановлено, що у випадку двоступеневого навантажування при переході з низького до високого рівня навантажування тріщина розвивається зі збільшеною швидкістю, порівняно із регулярним навантаженням, а при переході від високого рівня до низького відбувається затримка зростання тріщини на деяке число циклів.

Також важливим стає встановлення залежності швидкостей росту тріщини від коефіцієнта інтенсивності напружень, залежності миттєвих швидкостей від глибини тріщини та уточнення впливу коефіцієнта асиметрії на довговічність бурильних труб.



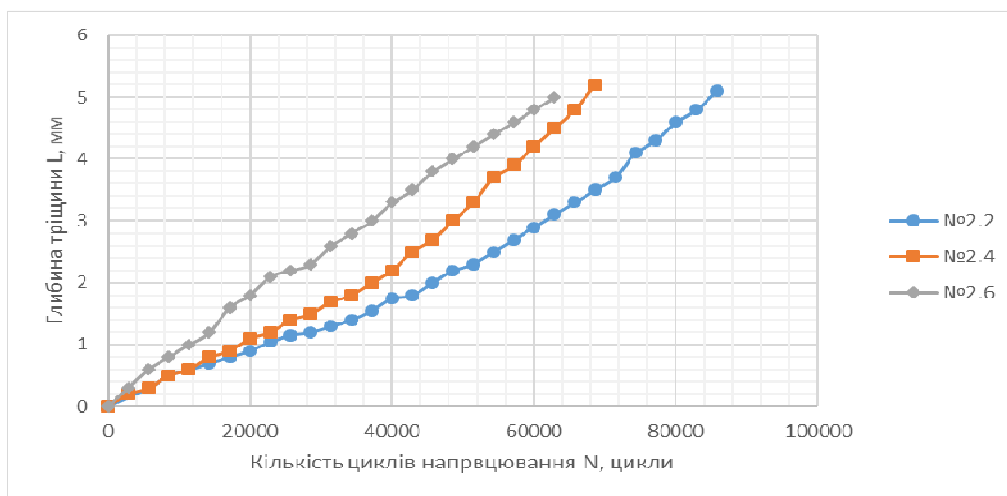
1.1 – $a=0,9$ мм, $R=0$; 1.3 - $a=0,9$ мм, $R=0,3$; 1.5 – $a=0,9$ мм, $R=0-0,3$; 1.6 - $a=0,9$ мм, $R=0,3-0$

Рисунок 9 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напруцювання для сталі G105 при регулярному і блоковому навантаженнях



1.3 - $a=0,9$ мм, $R=0,3$; 1.5 – $a=0,9$ мм, $R=0-0,3$; 1.6 - $a=0,9$ мм, $R=0,3-0$

Рисунок 10 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напруцювання для сталі G105 при регулярному і блоковому навантаженнях



2.2 - $a=0,9$ мм, $R=0$; 2.4 - $a=0,9$ мм, $R=0-0,3$; 2.6 - $a=0,9$ мм, $R=0,3-0$.

Рисунок 11 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напруцювання для сталі 40XH при регулярному і блоковому навантаженнях

Література

1 Ясній П. В. Оцінка мінімальної швидкості росту втомної тріщини після комбінованих перевантажень розтягом-стиском в алюмінієвому сплаві Д16Т / П. В. Ясній, Ю. І. Пиндус, В. Фостик // Вісник ДТУ. – 2009. – Том 14. – № 2. – С. 7-13. – механіка та матеріалознавство.

2 Івасів В.М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : спец. 05.05.12 / В.М. Івасів. – Івано-Франківськ, 1999. – 31с.

3 Симонянц Л.Е. Влияние режима нагружения на усталостную прочность бурильных труб / Л.Е. Симонянц, К.И. Джафаров, И.И. Андрианов // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1985. – №3, С. 51 – 54, 57.

4 Трощенко В. Т. Усталость и неупругость металлов / В. Т. Трощенко. – Киев: Наукова думка, 1971. – 268 с.

5 Почтенный Е. К. Кинетическая теория механической усталости и ее приложения / Е. К. Почтенный. – Минск: Наука и техника, 1973. – 213 с.

6 Крижанівський Є. І. Аналіз методів прогнозування ресурсу бурильних труб та їх з'єднань / Є. І. Крижанівський, Б. В. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових свердловин. – 1996. – Вип. 33. – С. 3-30.

7 Артим В. І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних і штангових колон для буріння та видобування нафти і газу: дис. докт. техн. наук: 05.05.12 / Артим Володимир Іванович. – Івано-Франківськ, 2010. – 281 с.

8 Гриців В. В. Удосконалення методів прогнозування ресурсу елементів бурильної колоны: дис. канд. техн. наук 05.05.12 / Гриців Василь Васильович. – Івано-Франківськ, 2013. – 124 с.

9 Пиндус Ю. І. Прогнозування швидкості росту втомних тріщин після одноразового перевантажування в алюмінієвих сплавах: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 01.02.04 "Механіка деформівного твердого тіла" / Пиндус Юрій Іванович; Тернопільський держ. технічний ун-т ім. Івана Пулюя. – Тернопіль. – 2002. – 19 с.

10 Shin C. S. On the mechanisms and behavior of overload retardation in AISI 304 stainless steel / C. S. Shin, S. H. Hsu // Int. J. Fatigue. – 1993. – Vol. 15. – P. 181-192.

11 Blom A. F. Overload retardation during fatigue crack propagation in steels of different strengths / A. F. Blom // Scand. J. Metall. – 1989. – Vol. 18. – P. 197-202.

12 Івасів В. М. Дослідження кінетики втомного пошкодження матеріалу бурильних труб в умовах блокового навантажування / В. М. Івасів, Я. Т. Федорович, В. І. Артим, В. В.Гладун, П. В. Пушкар // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2003. – № 1. – С. 39-43.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
20.03.18*

*Рекомендована до друку
професором **Івасівим В.М.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук **Онищуком С.Ю.**
(ПП «Група БРАСС», м. Івано-Франківськ)*

ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНА МОДЕЛЬ ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОЇ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ВІБРАЦІЙНИМ МЕТОДОМ

К.Г. Левчук

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727131,
e-mail: kgl.itp.nan@gmail.com

Запропоновано дискретно-континуальну математичну модель процесу вивільнення прихопленої бурильної колони, що охоплює динамічне збурення, пружну деформацію вільної частини компоновки бурильних труб, формування навантаження на прихоплену зону та динаміку прихопленої компоновки бурильних труб. Модель складено для випадку розміщення вібраційного механізму вгорі бурової вежі, тобто без розкручування бурильної колони. Задачу вивільнення бурильної колони вібраційним методом розв'язано з урахуванням зовнішньої сили, згенерованої вібратором, і сил опору застряглої труби.

В основу запропонованого методу покладено рівняння повздовжніх і згинальних коливань пружного стрижня – диференціальні рівняння гіперболічного типу з частинними похідними з двома незалежними змінними, а також молекулярно-механічну теорію тертя. У процесі розв'язання систему диференціальних рівнянь зведено до задачі Штурма-Ліувіля з крайовими умовами I та II роду, а далі застосовано метод Фур'є.

Одержано формули для визначення тиску породи на бурильну трубу для різних видів прихоплень. Для зменшення коефіцієнта тертя рекомендується використання вібропристроїв.

Отримано залежності для оцінки ефективності застосування вібраційних пристроїв для ліквідації аварій при бурінні без порушення міцності труб. Проведено аналіз впливу низькочастотних коливань на коефіцієнт тертя бурильних труб до стінки свердловини при застосуванні віброзбурювальних пристроїв.

Надано рекомендації щодо підбору частоти й амплітуди збурювальної сили, що дасть змогу вивільнити прихоплену колону труб і запобігти її руйнуванню. Дано пораду розміщувати свердловинні осцилятори не лише вгорі бурильної вежі, а також вмонтовувати їх у бурильну колону поблизу зони прихоплення.

Ключові слова: хвильове рівняння, ліквідація прихоплень, вібратор, сили прихоплення, згинальні коливання, свердловинний осцилятор.

Предложена дискретно-континуальная математическая модель процесса освобождения прихваченной бурильной колонны, содержащая динамическое возмущение, упругую деформацию свободной части компоновки бурильных труб, формирование нагрузок на прихваченную зону и динамику прихваченной компоновки бурильных труб. Модель составлена для случая расположения вибрационного механизма на вершине буровой вышки, без раскручивания бурильной колонны. Задача освобождения бурильной колонны вибрационным методом решена с учётом внешней силы, сгенерированной вибратором, и сил сопротивления застрявшей трубы.

В основу предложенного метода положено уравнение продольных и поперечных колебаний упругого стержня – дифференциальные уравнения гиперболического типа в частных производных с двумя независимыми переменными, а также молекулярно-механическую теорию трения. В процессе решения система дифференциальных уравнений сводится к задаче Штурма-Лиувилля с граничными условиями I и II рода, а далее применяется метод Фурье.

Получены формулы для определения давления породы на бурильную трубу для разных видов прихватов. С целью уменьшения коэффициента трения рекомендовано использование виброустройств.

Получены зависимости для оценки эффективности применения вибрационных устройств для ликвидации аварий при бурении, без нарушения прочности труб. Проведён анализ влияния низкочастотных колебаний на коэффициент трения бурильных труб о стенку скважины в случае применения вибровозмущающих устройств.

Даны рекомендации по выбору частоты и амплитуды возмущающей силы, для освобождения прихваченной колонны труб и предупреждения их разрушения. Предлагается располагать скважинные осцилляторы не только сверху бурильной вышки, но и монтировать вблизи зоны прихвата бурильной колонны.

Ключевые слова: волновое уравнение, ликвидация прихватов, вибратор, силы прихватов, поперечные колебания, скважинный осцилятор.

The discrete-continual mathematical model of the stuck drilling string release which contains dynamic response, elastic deformation of the loose part of drilling pipes configuration, formation of loads on the stuck zone and dynamics of the stuck configuration of drilling pipes has been offered. The model is developed for a case of an arrangement of the vibration mechanism on the drilling derrick top that does not require a snapping-back of a drilling string. The problem of release of a drilling string is solved by a vibration method taking into account the external force generated by the vibrator, and resisting strengths of the stuck pipe.

The equation of longitudinal and transverse vibrations of a resilient rod – differential equations of hyperbolic type in partial derivatives with two variables, and also the molecular and mechanical theory of friction is the basis for the offered method. The system of differential equations comes down to a Sturm–Liouville theory with boundary conditions of type I and II, and the method of Fourier is applied further.

The formulae for determination of pressure of rock on a drilling pipe for different types of a sticking are received. It has been recommended to use vibrodevices for the purpose of decreasing the friction coefficient.

The dependencies for efficient application of vibrodevices to eliminate accidents during drilling operation have been obtained. The influence of low-frequency fluctuations on a friction coefficient between drilling pipes and a well wall in case of use of the vibrorevolving devices has been analyzed.

Recommendations concerning selection of frequency and amplitude of the disturbing force are made that will allow to release the stuck drilling pipes and to prevent their destruction. It has been offered to have well oscillators not only above a boring tower, but also to mount them in a drilling string near a sticking zone.

Key words: wave equation, stuck elimination, vibrator, sticking forces, longitudinal vibrations, transverse oscillations.

Вступ

Не зважаючи на те, що вібраційні методи ліквідації прихоплень бурильного інструменту відносять до пріоритетних напрямів, вони залишаються маловивченими. Широке використання вібропристроїв зумовлено простотою конструювання й можливістю чималих змін режимів роботи зі збереженням параметрів та конструкції. До того ж ці прилади придатні для багаторазового і довготривалого використання.

Однак процеси, що виникають у бурильній колоні (БК) та зоні прихоплення, надто складні, тому більшість наукових досліджень обмежуються експериментальними роботами і натурними випробуваннями. Численні випробування з метою вивчення впливу вібрацій на величину сил опору, проведені на бурових свердловинах [1-3] і сваях, занурених у ґрунт [4-6], є важливим підґрунтям для створення теорії використання вібраційних методів для вивільнення застряглої БК. Одним із методів теоретичного обґрунтування залишається математичне моделювання.

З розвитком сучасної комп'ютерної техніки стає можливим створені складні математичні моделі підняти на якісно вищий рівень. І зокрема таких, що достатньо точно описують динамічні процеси, які відбуваються в нафтових і газових свердловинах [7]. Пружні сили, що виникають внаслідок деформації труб БК, тиск породи на бурильні труби та величина коефіцієнту опору є основними визначальними параметрами, що визначають сили, які необхідно подолати за допомогою вібратора, тобто механічна система містить талеву систему – вібратор – вільну компоновку бурильних труб – прихоплену компоновку бурильних труб.

Аналіз сучасних досліджень

Задачами динаміки бурильної колоні займалися вчені В. П. Балицький, Г. Вудс, І. Л. Гурєєв, Д. В. Дейрінг, Ф. Дейлі, А. Г. Калінін, З. Г. Керімов, В. Є. Копілов, Р. Х. Санніков, Б. З. Султанов, Є. К. Юнін та інші [8-16].

Вібраційні пристрої нерідко використовують для інтенсифікації технологічних процесів у різних інженерних конструкціях. Експериментальні випробування резонансних явищ, проведені Р. Ш. Абівсвим, Б. Г. Новіцьким, Р. А. Татевосяном, Я. Е. Українським і В. Н. Челомєєм, показали, що низькочастотні коливання дозволяють швидко перетворити сухе тертя у в'язке [17-21]. Роботу вібраторів у бурильній колоні висвітлено у роботах Л. Б. Хузїна, М. С. Габдрахімова [22].

Проблемами виникнення і дослідження сил тертя між трубами та стінками свердловини

займався М. М. Александров, який вважав, що взаємодія у вертикальних свердловинах відбувається по замках, а у горизонтальних – по тілу труби [23, 24]. Дослідження, подані у роботі З. С. Луцького, показали, що коефіцієнт тертя для різних видів порід і типу промивальної рідини знаходяться в межах 0,121–0,315. Д. Д. Баркан та Н. А. Преображенська показали, що використання віброзбурювачів при правильному виборі частоти й амплітуди вібратора сили тертя і опору, що діють на зовнішню поверхню бурильної труби, вдається зменшити в 10-15 разів [25, 26].

Розробленням теорії тертя, що містить нелінійні системи диференціальних рівнянь, займався М. А. Галахов [27].

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми

Не зважаючи на те, що велику увагу дослідників було спрямовано на з'ясування механізму, причин виникнення, попередження та ліквідації прихоплень БК, досі не розроблено цілісної динамічної моделі. У поданій роботі запропоновано таку математичну модель, що охоплює процес від динамічного збурення бурильної колоні до вивільнення прихопленої зони.

Формулювання цілей статті

Пропонується аналітично представити і обґрунтувати процес вивільнення бурильного інструменту за допомогою вібраційного методу, використавши хвильову теорію повздовжніх і згинальних коливань БК та теорію тертя. При цьому слід врахувати залежність коефіцієнта тертя металевої бурильної труби з породою на стінках свердловини за рахунок виникнення в'язкого тертя.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Повна динамічна модель системи «талева система – вібратор – вільна компоновка бурильних труб – прихоплена компоновка бурильних труб» у випадку вібраційного методу вивільнення прихопленої БК включає динамічну модель збурювача коливань, колоні бурильних труб і зони прихоплення.

Розрахункову схему бурильної колоні з вібратором для складання математичної моделі представляємо як дискретно-континуальну на рис. 1. Умовно поділимо її на три секції: першу загальною довжиною l_1 , м; другу – вільну частину обважнених бурильних труб (ОБТ) довжиною l , м; третю – прихоплену частину ОБТ довжиною h , м. Позначаємо загальну довжину ОБТ через l_2 , м; густину промивальної рідини –

$\rho_{\text{рід}}$, кг/м³; а густину матеріалу, з якого виготовлено труби – ρ , кг/м³; зовнішній та внутрішній діаметри бурильних труб першої секції й обважнених бурильних труб (ОБТ) – D_i , м і d_i , м ($i=1,2$) відповідно; модуль пружності матеріалу труб – E , Н/м².

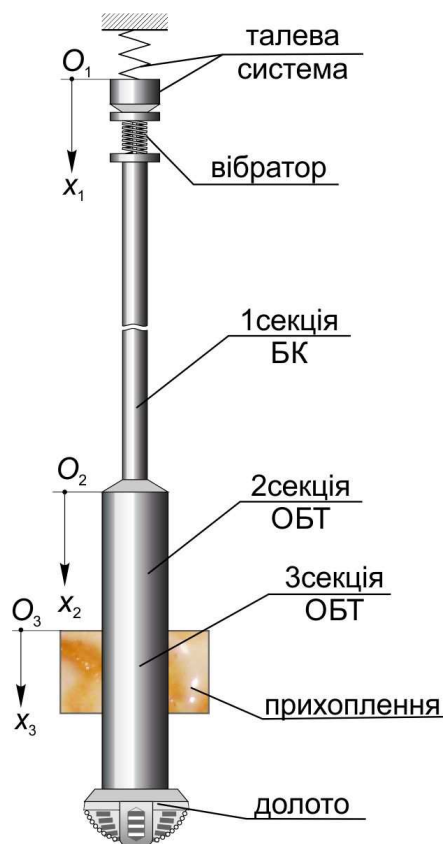


Рисунок 1 – Розрахункова схема

Повздовжні коливання $u_i(x_i, t)$ секцій бурильної колони як частин підвішеного стрижня описуємо хвильовими рівняннями другого порядку гіперболічного типу:

$$\ddot{u}_i(x_i, t) + 2h_i \dot{u}_i(x_i, t) - a_i^2 u_i''(x_i, t) = g, \quad i = 1, 2, \quad (1)$$

$$\ddot{u}_3(x_3, t) + 2h_2 \dot{u}_3(x_3, t) - a_2^2 u_3''(x_3, t) = g - f_0 \text{sign}[\dot{u}_3(x_3, t)], \quad (2)$$

де $\ddot{u}_i(x_i, t) = \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial t^2}$; $\dot{u}_i(x_i, t) = \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t}$;

$$u_i''(x_i, t) = \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2};$$

$h_i = \alpha_i / 2(\rho F_i + \rho_{\text{рід}} F_{\text{кані}})$ – зведений коефіцієнт в'язкого опору (α_i – коефіцієнт взаємодії промивальної рідини з бурильними трубами, с⁻¹);

$F_i, F_{\text{кані}}$ – площа поперечного перерізу труби і внутрішнього каналу труби відповідно, м², зокрема для циліндричної труби $F_i = \pi(D_i^2 - d_i^2)/4$, $F_{\text{кані}} = \pi d_i^2/4$;

$a_i = \sqrt{EF_i / (\rho F_i + \rho_{\text{рід}} F_{\text{кані}})}$ – швидкість розповсюдження повздовжньої хвилі, м/с;

F – площа поперечного перерізу каналу, м²;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

$$f_0 = f \rho h^2 L t g^2 (45^\circ + \beta/2) g / 2(\rho F_2 + \rho_{\text{рід}} F_{\text{кані2}})$$

– зведений коефіцієнт тертя труби до породи у свердловині (f – коефіцієнт тертя; L – периметр прихопленої труби, м, зокрема для циліндричної $L = \pi D$; β – кут внутрішнього тертя породи), t – поточний час, с.

Динаміку другої секції БК, кінець якої – голова прихопленої частини обважнених бурильних труб, моделюємо також згідно з теорією стисло-скручених стрижнів. Згинальні коливання $w(x_2, t)$ цієї секції описуємо хвильовими рівняннями гіперболічного типу четвертого порядку:

$$EJw^{IV}(x_2, t) - EF_2 \frac{\partial}{\partial x_2} (u_2'(x_2, t) w'(x_2, t)) +$$

$$+ (\rho F_2 + \rho_{\text{рід}} F_{\text{кані2}}) \ddot{w}(x_2, t) = 0,$$

де J – осьовий момент інерції у радіальній площині, м⁴, зокрема для циліндричної труби

$$J = \pi(D_2^4 - d_2^4)/64; \quad w^{IV}(x_2, t) = \frac{\partial^4 w(x_2, t)}{\partial x_2^4};$$

$$u_2'(x_2, t) = \frac{\partial u_2(x_2, t)}{\partial x_2}; \quad w''(x_2, t) = \frac{\partial^2 w(x_2, t)}{\partial x_2^2};$$

$$\ddot{w}(x_2, t) = \frac{\partial^2 w(x_2, t)}{\partial t^2}. \text{ Важливо зазначити, що}$$

пружні осьові деформації ОБТ $u_2(x_2, t)$ безпосередньо впливають на згинальні рухи обважнених бурильних труб.

До динамічних рівнянь руху (1)-(2) бурильної колони в напрямі свердловини приєднуємо крайові умови [28]:

$$EF_1 u_1'(0, t) + m_0 g = c_0 u_1(0, t) + m_0 \ddot{u}_1(0, t) - P(t), \quad (4)$$

$$u_1(l_1, t) = u_2(0, t), \quad u_2(l, t) = u_3(0, t) = 0, \quad (5)$$

$$EF_1 u_1'(l_1, t) = EF_2 u_2'(0, t) + q(F_2 - F_1) g l_1, \quad (6)$$

$$u_2'(l, t) = u_3'(0, t), \quad (7)$$

де m_0 і c_0 – маса, кг і жорсткість, Н/м рухомих частин талевої системи;

$P(t)$ – збурювальна сила, Н;

q – густина промивальної рідини, кг/м³.

Далі складаємо крайові умови для поперечних коливань (3) вільної частини ОБТ. Верхній кінець ОБТ вільний, тому згинальний момент і поперечна сила дорівнюють нулю [29]:

$$w''(0, t) = w'''(0, t) = 0. \quad (8)$$

Оскільки нижній кінець вільної частини ОБТ прихоплено внаслідок обвалювання породи, то поперечні переміщення і кут повороту дорівнюють нулю (рис. 2):

$$w(l, t) = w'(l, t) = 0. \quad (9)$$

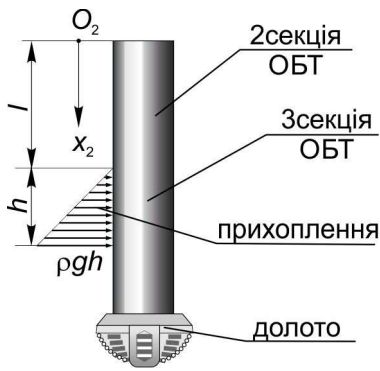


Рисунок 2 – Навантаження обважнених бурильних труб

Для визначення сталих інтегрування знаходимо початкові умови руху зі статичних рівнянь рівноваги механічної системи:

$$u_1(x_1, 0) = [\rho_{\text{під}}(F_{\text{кан1}}l_1 + F_{\text{кан2}}l) + \rho(F_{1l_1} + F_{2l}) + q(F_2 - F_1)l_1]g \left(\frac{1}{c_0} + \frac{x_1}{EF_1} \right) - \frac{\rho F_1 + \rho_{\text{під}} F_{\text{кан1}}}{2EF_1} g x_1^2 + \frac{m_0 - f\rho h^2 L \text{tg}^2(45^\circ + \beta/2)/2}{c_0} g; \quad (10)$$

$$u_2(x_2, 0) = [\rho_{\text{під}}(F_{\text{кан1}}l_1 + F_{\text{кан2}}l) + \rho(F_{1l_1} + F_{2l}) + q(F_2 - F_1)l_1]g \left(\frac{1}{c_0} + \frac{l_1}{EF_1} \right) + \frac{\rho_{\text{під}} F_{\text{кан2}} + \rho F_2}{EF_2} g \times (11) \times x_2 \left(l - \frac{x_2}{2} \right) + \frac{m_0 - f\rho h^2 L \text{tg}^2(45^\circ + \beta/2)/2}{c_0} g;$$

$$w(x_2, 0) = \frac{\rho h^2 L}{12EJ} \text{tg}^2(45^\circ + \beta/2) g \times [(3l + 2h - x_2)x_2^2 - (3l + 4h)lx_2 + (l + 2h)l^2]. \quad (12)$$

У положенні статичної рівноваги швидкості у поточних перерізах бурильної колони дорівнювали нулю:

$$\dot{u}_1(x_1, 0) = \dot{u}_2(x_2, 0) = \dot{w}(x_2, 0) = 0. \quad (13)$$

Оскільки динамічні рівняння руху (1), (2) та крайова умова (4) неоднорідні, то закони руху перерізів БК містять три складові – статичну (стаціонарний розв’язок), додаткову складову вимушених коливань і динамічну (вільні й вимушені коливання). Для знаходження нетривіального розв’язку системи однорідних рівнянь, що відповідають системі (1), (2), використаємось методом Фур’є. Відповідно закони руху перерізів БК подаємо у вигляді:

$$u_i(x_i, t) = X_i(x_i) \cdot T_i(t), \quad i = 1, 2, \quad (14)$$

де $X_i(x_i)$ – власна форма повздовжніх коливань поточного перерізу,

$T_i(t)$ – функція часу.

За допомогою рівності (14) і однорідних крайових умов, які відповідають неоднорідним умовам (4)-(7), отримуємо задачу Штурма-Ліувілля. Відповідно до цієї задачі, що вивчається, частотне рівняння повздовжніх коливань бурильної колони матиме вигляд:

$$\frac{a_2 F_1}{a_1 F_2} \text{tg} \frac{p_{1k}}{a_2} l \left(1 - \frac{EF_1}{c_0 a_1} p_{1k} \text{tg} \frac{p_{1k}}{a_1} l_1 \right) = \text{tg} \frac{p_{1k}}{a_1} l_1 + \frac{EF_1}{c_0 a_1} p_{1k}. \quad (15)$$

Рівняння (15) визначає повний спектр власних повздовжніх коливань БК.

Отже, закони повздовжніх рухів поперечних перерізів бурильних труб першої і другої секцій відповідно до записаних крайових умов (4)-(7), стаціонарних розв’язків, початкових умов (10), (11) і (13), власних частот, що визначаються частотним рівнянням (15), якщо збудувальна сила має гармонічний характер $P(t) = A \sin(\omega t + \gamma)$, набувають вигляду:

$$u_1(x_1, t) = a_{01} + a_{11}x_1 + a_{21}x_1^2 + \frac{x_1 - l_1}{EF_1 l_1} A x_1 \times (16)$$

$$\times \sin(\omega t + \gamma) + \sum_{k=1}^{\infty} X_{1k}(x_1) \times \left[e^{-h_k t} (B_{1k} \sin t \sqrt{p_{1k}^2 - h_k^2} + B_{2k} \cos t \sqrt{p_{1k}^2 - h_k^2}) + C_{1k}(t) / \sqrt{(p_{1k}^2 - \omega^2)^2 + 4h_k^2 \omega^2} \right];$$

$$u_2(x_2, t) = a_{02} + a_{12}x_2 + a_{22}x_2^2 + \frac{l - x_2}{EF_2 l} A x_2 \times (17)$$

$$\times \sin(\omega t + \gamma) + \sum_{k=1}^{\infty} X_{2k}(x_2) \times \left[e^{-h_k t} (B_{1k} \sin t \sqrt{p_{1k}^2 - h_k^2} + B_{2k} \cos t \sqrt{p_{1k}^2 - h_k^2}) + C_{2k}(t) / \sqrt{(p_{1k}^2 - \omega^2)^2 + 4h_k^2 \omega^2} \right].$$

Тут $X_{1k}(x_1) = \sin p_{1k} x_1 / a_1 + \frac{EF_1}{c_0 a_1} \cos p_{1k} x_1 / a_1$,

$$X_{2k}(x_2) = X_{1k}(l_1) \frac{\sin p_{1k} (l - x_2) / a_2}{\sin p_{1k} l / a_2} - \text{форми власних повздовжніх коливань у перерізах першої і другої секцій БК. Коефіцієнти } a_{0i}, a_{1i}, a_{2i} \text{ відповідають рівнянням статичної рівноваги, сталі інтегрування } B_{1ik}, B_{2ik} - \text{початковим умовам (10) та (11), а } C_{2k}(t) \text{ визначаємо за теоремою Стеклова [28] шляхом розкладання за власними функціями:}$$

$$C_{1k}(t) = \frac{\int_0^{l_1} q_1(x_1, t) X_{1k}(x_1) dx_1}{\int_0^{l_1} X_{1k}^2(x_1) dx_1}; \quad (18)$$

$$C_{2k}(t) = \frac{\int_0^l q_2(x_2, t) X_{2k}(x_2) dx_2}{\int_0^l X_{2k}^2(x_2) dx_2}, \quad (19)$$

де

$$q_1(x_1, t) = \frac{A}{EF_1 l_1} \left[(x_1(l_1 - x_1)\omega^2 - 2a_1^2) \sin(\omega t + \gamma) - 2h_1 x_1(l_1 - x_1)\omega \cos(\omega t + \gamma) \right];$$

$$q_2(x_2, t) = \frac{A}{EF_2 l} \left[(x_2(x_2 - l)\omega^2 + 2a_2^2) \sin(\omega t + \gamma) - 2h_2 x_2(x_2 - l)\omega \cos(\omega t + \gamma) \right].$$

З отриманих розв'язків (16), (17) випливає, що на вільні коливання перерізів бурильних труб накладаються додаткові вимушені та високочастотні вимушені коливання, внаслідок чого сила, прикладена до прихопленої частини труби, буде вібрувати і плавно зростати зі збільшенням середньої швидкості деформованої труби.

Аналогічно за методом Фур'є закон поперечних коливань ОБТ подаємо у вигляді:

$$w(x_2, t) = Y(x_2) \cdot T_2(t), \quad (20)$$

де $Y(x_2)$ – власна форма згинальних коливань поточного перерізу вільної частини ОБТ,

$T(t)$ – функція часу.

За допомогою формули (20) зводимо задачу для ненавантаженої колони до задачі Штурма-Ліувілля [30]. Згідно з отриманим рівнянням та однорідними крайовими умовами (8) і (9) частотне рівняння згинальних коливань бурильної колони наступне:

$$\cos(n_k l) \cosh(n_k l) = -1, \quad (21)$$

$$\text{де } n_k = \sqrt{p_{2k}/b}; \quad b = \sqrt{EJ / (\rho F_2 + \rho_{\text{під}} F_{\text{кан2}})}.$$

Рівняння (21) визначає повний спектр частот згинальних коливань вільної частини обважнених бурильних труб. Значення величин $n_k l$ визначаємо графічно (рис. 3) згідно з рівнянням (20). З рис. 3 видно, що згинальні коливання будуть відбуватись на обмеженому спектрі частот. Тоді закон згинальних коливань з урахуванням початкових умов (12), (13):

$$w(x_2, t) = \sum_{k=1}^4 Y_k(x_2) C_{3k} \cos p_{2k} t, \quad (22)$$

де

$$Y_k(x_2) = \sin n_k x_2 + \sinh n_k x_2 + (\sin n_k l + \sinh n_k l) \times (\cos n_k x_2 + \cosh n_k x_2) \operatorname{ctg} n_k l / \sin n_k l -$$

форми власних згинальних коливань перерізів вільної частини ОБТ;

$$C_{3k} = \frac{\int_0^l w(x_2, 0) Y_k(x_2) dx_2}{\int_0^l Y_k^2(x_2) dx_2}.$$

Таким чином, повздовжні переміщення бурильної колони супроводжуються збільшенням потенціальної енергії частини БК, що знаходиться вище зони прихоплення. Із збільшенням амплітуди вимушених коливань потенціальна енергія перетворюється на кінетичну та витрачається на вивільнення прихопленої БК. Чергування хвильових процесів стискання і розтягу-

вання зумовлює зміну потенціальної енергії вільної частини БК, що збільшує навантаження у повздовжньому напрямі.

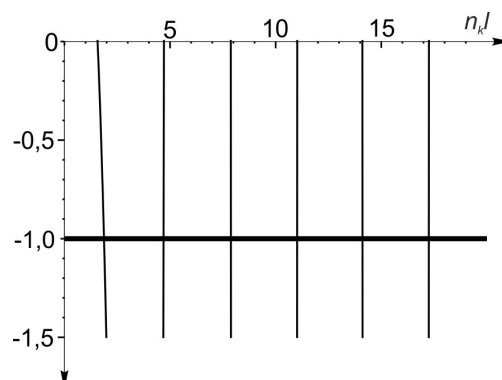


Рисунок 3 – Графічне зображення рівняння частот

Для вивільнення бурильних труб необхідно створити такі навантаження на кінці другої секції, щоб здолати силу тертя, зумовлену тиском породи на БК. За співвідношеннями елементарної теорії опору матеріалів для лінійно-деформованої колони труб зусилля повинно досягти рівня тертя ковзання, викликане розподіленим тиском породи на стінки труб:

$$EF_2 u_2'(l, t) \geq f \left[\rho g L h^2 \operatorname{tg}^2(45^\circ + \beta/2) / 2 - EJ w'''(l, t) \right]. \quad (23)$$

Зазначимо, що під дією вібраційних процесів змінюється коефіцієнт тертя f між породою і стінкою металеві труби внаслідок виникнення фізико-механічних або фізико-хімічних процесів. Зі збільшенням амплітуди A вібрації крива $f(A)$ стає більш пологою. Тобто при невеликих середніх швидкостях середня сила опору поводиться як в'язке тертя, пропорційне швидкості, а у випадку зростання амплітуди досягнута «в'язкість» спадає. Такий ефект називають вібраційним згладжуванням або зрідженням сухого тертя під дією високочастотних вібрацій. Поява внаслідок вібрації ефекту тискотропії знижує коефіцієнт тертя.

Залежність коефіцієнта в'язкості від прискорення коливань породи описується рівнянням зміни в'язкості, запропонованим Н. Н. Масловим [31]:

$$f(a) = f_k + (f_0 - f_k) e^{-\mu a/g}, \quad (24)$$

де f_0, f_k – початкове та кінцеве значення коефіцієнта в'язкості;

μ – коефіцієнт, що характеризує розструктурування породи;

a – прискорення коливань породи.

Обираючи параметри вібрації: амплітуду і частоту, варто пам'ятати, що руйнування БК пов'язано із дією геологічних і технічних чинників, таких як напруження й деформації. Якщо напруження перевищить допустиму величину в одному із перерізів труби, то вона здеформується, а це може призвести до аварії.

Висновки

В основу запропонованого методу покладено хвильові рівняння гіперболічного типу другого і четвертого порядків. Складені системи диференціальних рівнянь розв'язано за допомогою метода Фур'є і Гальоркіна. При виведенні законів руху використано задачі Штурма-Ліувілля і Матьє. Враховано вплив повздовжніх коливань БК на згинальні коливання ОБТ. У підсумку отримано динамічні умови для вивільнення прихопленої бурильної колони. Обчислення запропоновано виконувати чисельними методами із застосуванням комп'ютерної техніки.

Практичні дослідження показали, що застосування осьових вібраторів, які встановлюють зверху обсадної колони, залишається досить ефективними при незначній довжині БК. При глибокому бурінні рекомендується використовувати вібратори поперечної дії, які можна вільно розмістити всередині бурильної колони, забезпечивши інтенсивну вібрацію на глибині, близькій до зони прихоплення. Методика складання такої моделі аналогічна представленої у даній публікації.

Література

1 Васюк Б. Н. Усовершенствование технологии установки обсадных колонн в скважине / Б. Н. Васюк, С. В. Гошовский // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: Сб. науч. тр. ИИМ им. В. М. Бакуля НАН Украины. – 2011. – Вып. 14. – С. 93-97.

2 Горная энциклопедия. Т. 3 / Гл. ред. Е. А. Козловский. Ред. кол.: М. И. Агошков, Н. К. Байбаков, А. С. Болдырев и др. – М.: Сов. Энциклопедия, 1987. – 592 с.

3 Ребрик Б. М. Вибротехника в бурении / Б. М. Ребрик. – М.: Недра, 1966. – 232 с.

4 Рис В. В. Вплив вібрацій на сили прихоплення бурильних труб при ліквідації ускладнень / В. В. Рис // Прикарпат. вісн. НТШ. Сер. Число. – 2015. – № 1. – С. 263-274.

5 Васенин В. А. Расчётная оценка параметров колебаний грунта при ударном погружении свай / В. А. Васенин // Эл. науч. журнал. Реконструкция городов и геотехническое строительство. – 2001. – № 4. www.georec.narod.ru/mag/2001n4.

6 Савельев С. В. Исследование процесса вибрационного деформирования грунта / С. В. Савельев, Г. Г. Бурый // Вестник Иркутск. ГТУ. – 2013. – № 2(73). – С. 66-69.

7 Керимов З. Г. Динамические расчеты бурильной колонны / З. Г. Керимов. – М.: Недра, 1970. – 157 с.

8 Балицкий П. В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважин / П. В. Балицкий. – М.: Недра, 1975. – 293 с.

9 Вудс Г. Искривление скважин при бурении / Г. Вудс, А. Лубинский; пер. с англ. – М.: Гос. науч.-техн. изд.нефтяной и горно-топливной лит., 1960. – 162 с.

10 Влияние волновых процессов в бурильной колонне на показатели проводки скважин / И. Л. Гуреев, Э. Е. Лукьянов, В. И. Мазур, В. А. Ахв // Тр. Тюмен. индустр. Ин-та. – 1976. – Вып. 54. – С. 14-19.

11 Измерение сил, действующих на колонну труб, и её элементов движения в процессе бурения / Дейли, Дейринг, Пафф, Ортлофф, Линн // Труды АОИМ. Конструирование и технология машиностроения. – 1968. – № 2. – С. 24-34.

12 Калинин С. Г. Динамика несущих конструкций буровых установок: [монография] / С. Г. Калинин, Е. В. Харченко. – Львів: Вища школа, Вид-во при Львів. ун-ті, 1988. – 144 с.

13 Копылов В. Е. Бурение? Интересно! / В. Е. Копылов. – М.: Недра, 1981. – 160 с.

14 Санников Р. Х. Расчёт бурильных колонн для нефтяных и газовых скважин / Р. Х. Санников. – Уфа: УГНТУ, 2001. – 99 с.

15 Султанов Б. З. Управление устойчивостью и динамикой бурильной колонны / Б. З. Султанов. – М.: Недра, 1991. – 208 с.

16 Юнин Е. К. Динамика глубокого бурения / Е. К. Юнин, В. К. Херай. – М.: Недра, 2004. – 286 с.

17 Абиев Р. Ш. Исследование динамически уравновешенной пульсационной резонансной колонны / Р. Ш. Абиев // Хим. и нефтегаз. машиностр. – 2000. – № 3. – С. 33-36.

18 Ганив Р. Ф. Динамика частиц при воздействии вибрации / Р. Ф. Ганив, Я. Е. Украинский. – К.: Наукова думка, 1975. – 168 с.

19 Новицкий Б. Г. Применение акустических колебаний в химико-технологических процессах / Б. Г. Новицкий. – М.: Химия, 1983. – 192 с.

20 Хамитов Р. Н. Электромеханическое демпфирование в системах амортизации крупногабаритных объектов / Р. Н. Хамитов, Г. С. Аверьянов, А. А. Татевосян // Вестн. Сиб. ГАУ им. акад. М. Ф. Решетнева. – 2011. – № 1(34). – С. 150-153.

21 Челомей В. Н. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В. Н. Челомей. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под. Э. Э. Лавендела, 1981. – 509 с.

22 Хузина Л. Б. Наддодолотный маятниковый вибратор / Л. Б. Хузина, М. С. Габдрахимов // Эл. науч. журнал. Нефтегазовое дело. – 2005. – № 2. http://ogbus.ru/autors/Khuzina_1.pdf.

23 Александров М. М. Взаимодействие колонны труб со стенками скважины. – М.: Недра, 1982. – 144 с.

24 Александров М. М. Силы сопротивления при движении труб в скважине. – М.: Недра, 1978. – 209 с.

25 Баркан Д. Д. Виброметод в строительстве / Д. Д. Баркан. – М.: Стройиздат, 1959. – 316 с.

26 Преображенская Н. А. Экспериментальные данные о погружении и извлечении шпунта и свай вибрированием в песчаных грунтах / Н. А. Преображенская // Динамика грунтов: Сб. НИИОСП. – М.: Госстройиздат, 1960. – № 32. – 164 с.

27 Галахов М. А. Дифференциальные и интегральные уравнения математической теории трения / М. А. Галахов, П. П. Усов. – М.: Наука, 1990. – 280 с.

28 Moisyshyn V. The Impact of Vibration Mechanism' Zone Installation on the Process of Retrieving Stuck Drill Pipes. / V. Moisyshyn, K. Levchuk // Mining of Mineral Deposits. – 2016. – Vol. 10, Iss. 3. – P. 65-76.
<http://dx.doi.org/10.15407/mining10.03.065>

29 Гайдайчук В. В. Неголономна динаміка коливань кружляння колон глибокого буріння / В. В. Гайдайчук, Л. В. Шевчук // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2014. – № 92. – С. 92-101.

30 Вплив інтенсивності поперечних коливань на динамічний стан бурильної колони / П. І. Огородніков, В. М. Світлицький, О. О. Іванків, А. Я. Польовий // Нафтогазова галузь України. – 2016. – № 3(21). – С. 13-15.

31 Блехман И. И. Вибрационная механика / И. И. Блехман. – М.: Физмат. лит-ра, 1994. – 400 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
24.01.18

Рекомендована до друку
*професором **Мойсишиним В.М.***
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
*д-ром техн. наук **Кунцяком Я.В.***
(ПрАТ «НДіКБ бурового інструменту», м. Київ)

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ГАЗЛІФТНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ОБВОДНЕНИХ ГАЗОВИХ СВЕРДЛОВИН ПРИ НАДХОДЖЕННІ НА ВИБІЙ ГАЗУ І ВОДИ З РІЗНИХ ПЛАСТІВ

Р.М. Кондрат, Л.І. Хайдарова

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42195,
e-mail: rengr@nung.edu.ua, lilya.matiishun@gmail.com

Охарактеризовано особливості обводнення газових свердловин і методи боротьби з їх обводненням. Обґрунтовано застосування газліфтного способу експлуатації обводнених газових свердловин. Запропоновано методику розрахунку параметрів газліфтної експлуатації обводнених газових свердловин, яка передбачає роздільний приплив до вибою газу із газонасного пласта і води з обводненого пласта, враховує втрати тиску в насосно-компресорних трубах під час руху двофазного газорідного потоку і узгоджує між собою роботу газонасного пласта і газліфтного піднімача. Методики апробовані для умов гіпотетичної (модельної) свердловини. За результатами апробації методики встановлено вплив на дебіт газу, що припливає до вибою із газонасного пласта, і витрату газліфтного газу дебіту води (водного фактора), і внутрішнього діаметра насосно-компресорних труб для заданого значення устьового тиску.

Ключові слова: свердловина, дебіт, водний фактор, газліфт, експлуатація, діаметр, тиск.

Охарактеризованы особенности обводнения газовых скважин и методы борьбы с их обводнением. Обосновано использование газлифтного способа эксплуатации обводненных газовых скважин. Предложена методика расчета параметров газлифтной эксплуатации обводненных газовых скважин, которая предусматривает раздельный приток к забою газа из газонасного пласта и воды из обводненного пласта, учитывает потери давления в насосно-компрессорных трубах при движении двухфазного газожидкостного потока и согласовывает между собой работу газонасного пласта и газлифтного подъемника. Методика апробирована для условий гипотетической (модельной) скважины. По результатам апробации методики установлено влияние на дебит газа, притекающего к забою из газонасного пласта, и расход газлифтного газа дебита воды (водного фактора), и внутреннего диаметра насосно-компрессорных труб при заданном значении устьевого давления.

Ключевые слова: скважина, дебит, водный фактор, газлифт, эксплуатация, диаметр, давление.

The features of the gas wells flooding and methods of controlling their watering are characterized. The use of the gas lift method of the watered gas wells operation is justified. The method of calculating the parameters of gas lift operation of watered gas wells is proposed. It requires a separate inflow to gas bottom hole from the gas reservoir and water from the watered reservoir, takes into account pressure losses in the pump-compressor pipes during the movement of the two-phase gas-liquid flow, and coordinates the work of the gas reservoir and the gas lift. The method is tested for hypothetical (model) well conditions. According to the testing results of the method, the influence on the gas flow to the bottom hole from the gas reservoir has been determined. Moreover the gas lift gas flow of the water discharge (water factor), and the internal diameter of the pump tubes at a given value of the mouth pressure have been defined.

Keywords: well, flow, water factor, gas lift, operation, diameter, pressure.

Постановка проблеми дослідження

Розробка газових покладів у водонапірно-му режимі супроводжується поступовим обводненням видобувних свердловин. З появою води у пластовій продукції знижується дебіт газу через зменшення газонасиченої товщини пластів і зростання втрат тиску під час руху в стовбурі і викидних лініях свердловин газорідної суміші порівняно з рухом тільки газу. У міру виснаження пластової енергії і зростання водного фактора робота свердловин стає нестабільною, періодичною з подальшим припиненням природного фонтанування. Водоізоляційні роботи не завжди дозволяють повністю припинити приплив води у свердловини, а за тонкошаруватої будови продуктивних відкладів або наявності у продуктивному розрізі «суперколекторів», які є основними шляхами надходження газу і води у свердловини, проводити водоізоляційні роботи взагалі не можна. Для підви-

щення продуктивності обводнених газових свердловин необхідно забезпечити повне винесення на поверхню всієї води, що надходить на вибій із пласта. Інтенсифікація винесення води у початковий період обводнення свердловин досягається оптимізацією конструкції колони ліфтових труб і зниженням устьового тиску. У подальшому періодично чи неперервно уводять на вибій свердловини пінотворні ПАР. За значного обводнення пластової продукції застосовують механізовані способи винесення води із свердловин (плунжерний ліфт, газліфт, свердловинні насоси). До високоефективних способів експлуатації обводнених газових свердловин відноситься газліфтний спосіб, який характеризується простотою конструкції підземного обладнання і регулювання режиму роботи свердловини, відсутністю рухомих механізмів. Ефективність застосування газліфта для експлуатації обводнених газових свердловин значною мірою залежить від правильного вибору

його режимних параметрів, що можливо у ході проведення розрахунків за досконаліми методами.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

В інженерній практиці при проектуванні газліфтно́ї експлуатації обводнених газових свердловин кількість газліфтного газу, який необхідно додатково подавати з поверхні, визначають як різницю між мінімально необхідним дебітом газу для винесення рідини з вибою на поверхню і фактичним дебітом газу, який надходить на вибій із пласта [1-3]. Однак при цьому не враховуються втрати тиску під час руху двофазного газорідинного потоку в насосно-компресорних трубах та їх вплив на вибійний тиск і відповідно на приплив газу із пласта у свердловину. Тобто відсутнє узгодження роботи газоносного пласта і газліфтного піднімача, що знижує достовірність розрахунку параметрів газліфтно́ї експлуатації обводненої газової свердловини.

Формулювання цілей статті

Розроблення та апробація методики розрахунку параметрів газліфтно́ї експлуатації обводненої газової свердловини за роздільного надходження на вибій газу і води, яка би враховувала втрати тиску в насосно-компресорних трубах під час руху газорідинного потоку та ув'язувала роботу газоносного пласта і газліфтно́го піднімача.

Методика дослідження

При постановці задачі приймали, що газова свердловина обводнена. На вибій свердловини надходять окремо газ із газоносного пласта і вода із обводненого пласта. Дебіт пластового газу менший за мінімально необхідний дебіт газу для винесення рідини з вибою на поверхню. Тому свердловина не може експлуатуватися фонтанним способом за рахунок використання власної енергії пластового газу. Для забезпечення стабільної роботи свердловини подають по затрубному простору на вибій додаткову кількість газу. В результаті газліфтно́ї експлуатації із свердловини видобувають пластовий газ і вода, що надходять на вибій. Одночасно видобуваються весь запомпований у свердловину газліфтний газ. При розробленні розрахункової методики ставилась задача визначити витрату газліфтного газу для різних значень устьового тиску, параметрів газоносного пласта, дебіту води і конструкції колони насосно-компресорних труб за умови узгодженої роботи газонасиченого пласта і газліфтно́го піднімача.

У дослідженнях газліфтно́ї експлуатації обводнених газових свердловин використано двочленну формулу припливу газу до вибою свердловини, формулу для мінімально необхідного дебіту газу для винесення рідини з вибою і формулу для руху газорідинного потоку у вертикальних трубах свердловини, які записуються у вигляді [1-5]:

$$P_{пл}^2 - P_{виб}^2 = A \cdot q + B \cdot q^2; \quad (1)$$

$$q_{м.н.} = 2213 \cdot d_{вн}^{1,94} \cdot q_p^{0,22} \cdot \sqrt{\frac{P_{виб} \cdot \rho_p}{\bar{\rho}_z \cdot Z_{виб} \cdot T_{виб}}}; \quad (2)$$

$$P_{виб} = \left(P_y^2 \cdot e^{2 \cdot S_0} + 0,0133 \cdot \lambda \cdot \frac{Z_{сер}^2 \cdot T_{сер}^2}{(10 \cdot d_{вн})^5} \cdot (e^{2 \cdot S_0} - 1) \cdot q_{см}^2 \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (3)$$

де

$$S_0 = \frac{0,03415 \cdot \bar{\rho}_z \cdot \rho \cdot L}{Z_{сер} \cdot T_{сер}}; \quad (4)$$

$$\rho = \varphi + (1 - \varphi) \cdot \frac{\rho_p}{\rho_{z.p}}; \quad (5)$$

$$\rho_{z.p} = \frac{1,205 \cdot \bar{\rho}_z \cdot P_{сер} \cdot T_{см}}{P_{ат} \cdot T_{сер} \cdot Z_{сер}}; \quad (6)$$

$$\varphi \leq \beta = \frac{q_{z.p}}{q_{z.p} + q_p}; \quad (7)$$

$$q_{z.p} = \frac{q_z \cdot P_{ат} \cdot T_{сер} \cdot Z_{сер}}{P_{сер} \cdot T_{см}}; \quad (8)$$

$$q_{см} = \frac{G_z + G_p}{1,205 \cdot \bar{\rho}_z}; \quad (9)$$

$$G_z = 1,205 \cdot \bar{\rho}_z \cdot q_z; \quad (10)$$

$$G_p = q_p \cdot \rho_p; \quad (11)$$

$$q_p = \Phi_\varepsilon \cdot q_z; \quad (12)$$

$$P_{сер} = \frac{2}{3} \cdot \left(P_{виб} + \frac{P_y^2}{P_{виб} + P_y} \right); \quad (13)$$

$$T_{сер} = \frac{T_{виб} - T_y}{\ln \frac{T_{виб}}{T_y}}; \quad (14)$$

S_0 - комплексний параметр;

$P_{виб}, P_y, P_{сер}$ - відповідно вибійний та устьовий тиски і середній тиск у стовбурі свердловини, МПа;

$T_{виб}, T_y, T_{сер}$ - відповідно вибійна та устьова температури і середня температура у стовбурі свердловини, К;

$q_{см}, q_z, q_\varepsilon$ - відповідно об'ємна витрата (дебіт) газорідинної суміші, газу і води за стандартних умов, тис.м³/доб;

$q_{z.p}$ - об'ємна витрата (дебіт) газу за робочих умов (за середнього тиску і середньої температури у стовбурі свердловини), тис.м³/доб;

G_z, G_p - відповідно масова витрата газу і води, т/доб;

$d_{вн}$ - внутрішній діаметр насосно-компресорних труб, м;

L - глибина опускання насосно-компресорних труб у свердловину, м;

$Z_{виб}, Z_{сер}$ - коефіцієнти стисливості газу відповідно за вибійного тиску $P_{виб}$ і вибійної температури $T_{виб}$ та середнього тиску $P_{сер}$ і середньої температури $T_{сер}$;

$\bar{\rho}_z, \rho_{z.p}$ - відповідно відносна густина газу і густина газу за робочих умов (за середнього тиску і середньої температури в стовбурі свердловини), $кг/м^3$;

Φ_g - водний фактор, $см^3/м^3$;

λ - коефіцієнт гідравлічного опору насосно-компресорних труб;

φ, β - відповідно істинний та витратний об'ємний газовміст газорідинної суміші у стовбурі свердловини.

При проведенні розрахунків істинний об'ємний газовміст газорідинної суміші у стовбурі свердловини φ переважно приймають рівним об'ємному газовмісту β , оскільки визначення φ вимагає проведення складних експериментальних досліджень [5]. З тієї ж причини за відсутності експериментальних даних коефіцієнт гідравлічного опору насосно-компресорних труб визначають як і для чистого газу.

При розрахунку процесу газліфтної експлуатації обводненої газової свердловини спочатку обчислюють дебіт газу $q_{z.o}$ і вибійний тиск $P_{виб.o}$ за умови надходження на вибій тільки газу за значеннями устьового тиску, параметрів газоносного пласта і характеристик конструкції насосно-компресорних труб ($d_{вн}$ і L). Значення $q_{z.o}$ і $P_{виб.o}$ знаходять за методами послідовних наближень за формулами:

$$q_{z.o} = -\frac{A}{2 \cdot (B + \Theta)} + \sqrt{\left(\frac{A}{2 \cdot (B + \Theta)}\right)^2 + \frac{P_{пл}^2 - P_y^2 \cdot e^{2 \cdot S}}{B + \Theta}}, \quad (15)$$

де

$$S = \frac{0,03415 \cdot \bar{\rho}_z \cdot L}{Z_{сер} \cdot T_{сер}}, \quad (16)$$

$$\Theta = 0,0133 \cdot \lambda \cdot \frac{Z_{сер}^2 \cdot T_{сер}^2}{(10 \cdot d_{вн})^5} \cdot (e^{2 \cdot S} - 1), \quad (17)$$

$P_{пл}$ - поточний пластовий тиск, МПа.

Подальші розрахунки параметрів газліфтної експлуатації обводненої газової свердловини виконують у такій послідовності.

Визначають дебіт води, що надходить на вибій свердловини (за заданого значення водного фактору):

$$q_{g.o} = \Phi_g \cdot q_{z.o}$$

З використанням формул (2) – (13) послідовно знаходять значення таких параметрів:

середній тиск у стовбурі свердловини $P_{сер}$; коефіцієнти стисливості газу $Z_{виб}$ і $Z_{сер}$ відповідно за $P_{виб}, T_{виб}$ і $P_{сер}, T_{сер}$; мінімально необхідний дебіт газу $q_{м.н}$; масові витрати газу і води G_z і G_g ; об'ємну витрату газорідинної суміші $q_{см}$; об'ємну витрату газу за робочих умов ($P_{сер}, T_{сер}$) $q_{z.p}$; густину газу за робочих умов ($P_{сер}, T_{сер}$) $\rho_{z.p}$; істинний об'ємний газовміст газорідинної суміші в робочих умовах ($P_{сер}, T_{сер}$) φ ; параметр S_0 ; тиск на вибої свердловини $P_{виб}$.

При розрахунку масової витрати газу G_z і витрати газу за робочих умов (за $P_{сер}, T_{сер}$) $q_{z.p}$ вихідну витрату газу q_z приймають рівною мінімально необхідному дебіту газу, оскільки саме така кількість газу рухається в насосно-компресорних трубах.

Дебіт газу, що припливає із газоносного пласта на вибій свердловини, визначають за формулою:

$$q_z = -\frac{A}{2 \cdot B} + \sqrt{\left(\frac{A}{2 \cdot B}\right)^2 + \frac{P_{пл}^2 - P_{виб}^2}{B}}. \quad (18)$$

Із знайденими за п. 2 і 3 значеннями величин повторюють розрахунки, починаючи з п.1, до тих пір, поки значення вибійного тиску в останньому і передостанньому наближеннях відрізняться не більше, ніж на задану величину похибки $|P_{виб}^n - P_{виб}^{n-1}| \leq 0,1 МПа$.

Визначають витрату газліфтного газу:

$$q_{нагн} = q_{м.н} - q_z. \quad (19)$$

Результати дослідження

Запропонована методика розрахунку параметрів газліфтної експлуатації обводнених газових свердловин апробована для умов гіпотетичної (модельної) свердловини з такими параметрами: глибина свердловини (глибина опускання насосно-компресорних труб до середини інтервалу перфорації) – 3200 м; пластовий тиск – 6,77 МПа; відносна густина газу – 0,6; коефіцієнти фільтраційних опорів привибійної зони пласта: $A=0,18 МПа^2 \cdot доб/тис.м^3$ і $B=1,96 \cdot 10^{-3} (МПа \cdot доб/тис.м^3)^2$; параметри роботи свердловини за внутрішнього діаметра насосно-компресорних труб 0,062 м при надходженні на вибій тільки газу: устьовий тиск – 4,68 МПа, вибійний тиск – 6,07 МПа, дебіт газу – 36 тис.м³/доб.

Розрахунки виконували за постійного значення устьового тиску (4,68 МПа) і різних значень водного фактора (5, 10, 15, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100 $см^3/м^3$) і різних значень внутрішнього діаметра насосно-компресорних труб (0,0503; 0,062; 0,076 м). У розрахунках коефіцієнт стисливості газу визначали за відомими формулами залежно від псевдозведених тиску і

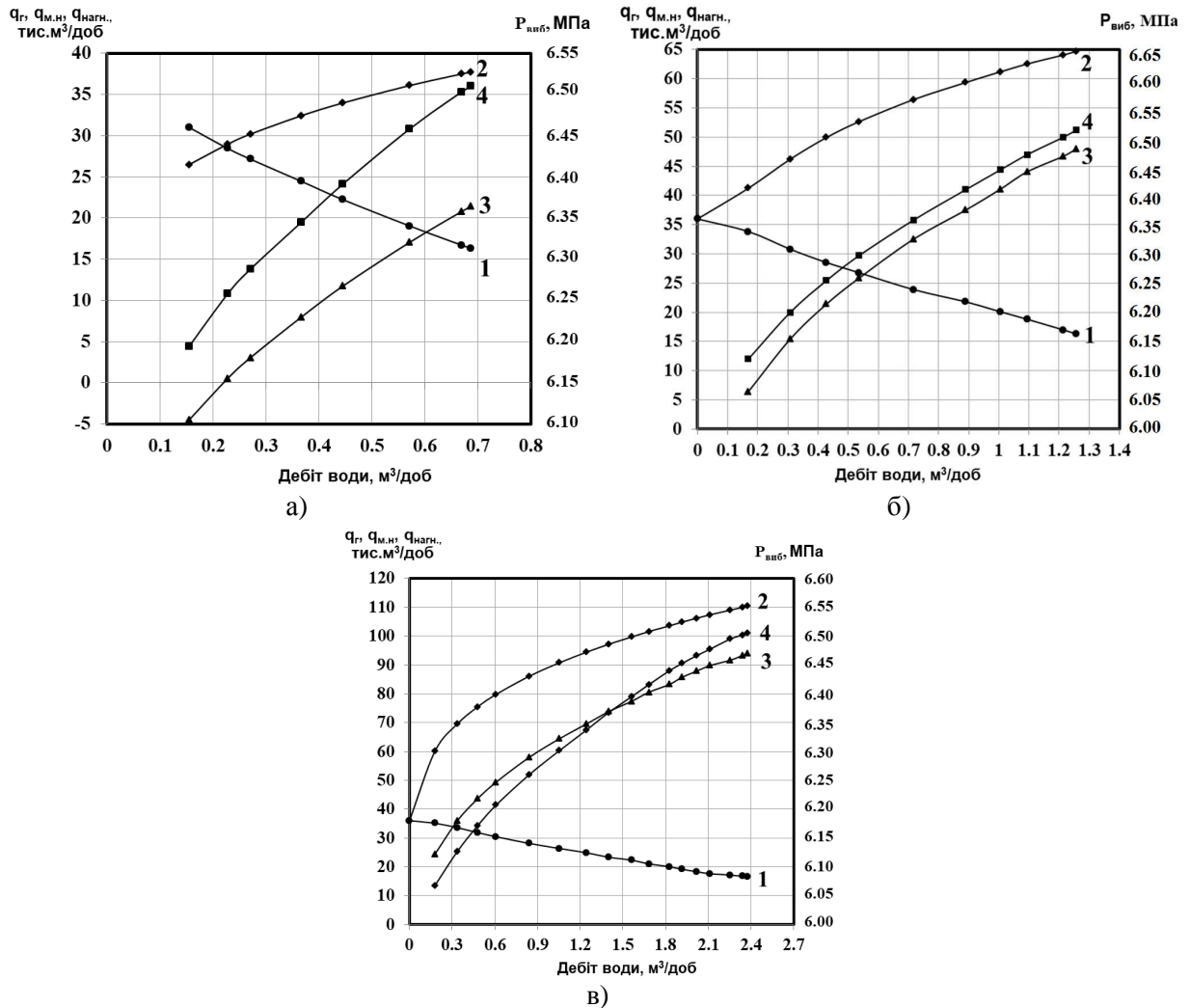


Рисунок 1 – Залежності дебіту пластового газу (1), мінімально необхідного дебіту газу (2), витрати газліфтного газу (3) і вибійного тиску (4) від дебіту води для НКТ внутрішнім діаметром 0,0503 м (а), 0,062 м (б), 0,076 м (в)

температури, коефіцієнт гідравлічного опору труб визначали за відповідними формулами для чистого газу, істинний об’ємний газовміст газорідинної суміші приймали рівним витратному газовмісту. На рисунку 1 зображено залежності дебіту газу, мінімально необхідного дебіту газу, витрати газліфтного газу і вибійного тиску від дебіту води для насосно-компресорних труб з різним внутрішнім діаметром.

Згідно з результатами розрахунків для заданого постійного значення устьового тиску (4,68 МПа) із збільшенням дебіту води, що надходить із водоносного (обводненого) пласта, зростає вибійний тиск. В результаті зменшується дебіт пластового газу і збільшуються мінімально необхідний дебіт газу і витрата газліфтного газу.

За постійного водного фактора дебіт пластового газу зростає із збільшенням внутрішнього діаметра НКТ. Проте при цьому зростає витрата газліфтного газу. Так, для значення водного фактора $20 \text{ см}^3/\text{м}^3$ дебіт пластового газу для НКТ внутрішнім діаметром 0,0503; 0,062;

0,076 м становить відповідно 22,25; 26,8; 30,434 тис.м³/доб, витрата газліфтного газу – 11,719; 25,854; 49,355 тис.м³/доб, а дебіт води – 0,445; 0,536; 0,609 м³/доб. Таким чином, за умови постійного устьового тиску дебіт пластового газу при експлуатації обводненої газової свердловини газліфтным способом можна регулювати вибором діаметра НКТ і витрати газліфтного газу.

Із збільшенням внутрішнього діаметра НКТ розширюється діапазон водних факторів, за яких обводнена газова свердловина може експлуатуватися газліфтным способом. Так, для умов розглядуваного прикладу максимальне (граничне) значення водного фактора, вище якого газліфт не можна застосовувати, для насосно-компресорних труб з різним внутрішнім діаметром становить: 0,0503 м – $42 \text{ см}^3/\text{м}^3$ за дебіту пластового газу – 16,345 тис.м³/доб, витрати газліфтного газу – 21,389 тис.м³/доб, дебіту води – 0,687 м³/доб; 0,062 м – $79 \text{ см}^3/\text{м}^3$ за дебіту пластового газу – 15,917 тис.м³/доб, витрати газліфтного газу – 48,804 тис.м³/доб, дебіту води – 1,257 м³/доб; 0,076 м – $144 \text{ см}^3/\text{м}^3$ за

дебіту пластового газу – 16,505 тис.м³/доб, витрати газліфтного газу – 93,907 тис.м³/доб, дебіту води – 2,377 м³/доб.

Звертає на себе увагу досить вузький інтервал зміни вибірного тиску при газліфтній експлуатації обводненої газової свердловини, який не перевищує 0,5 МПа і тим більший, чим більший внутрішній діаметр НКТ. Наведене свідчить про необхідність точного регулювання тиску газліфтного газу на вході в затрубний простір свердловини, оскільки завищення тиску порівняно з розрахунковим (необхідним) значенням може призвести до поглинання газліфтного газу пластом, а заниження – до зупинки свердловини.

Результати апробації запропонованої методики для умов гіпотетичної (модельної) свердловини свідчать про можливість її використання для розрахунку параметрів газліфтної експлуатації обводнених газових свердловин. Порівняно з аналогічними відомими методиками запропонована методика враховує втрати тиску в насосно-компресорних трубах при русі двофазного газорідного потоку та встановлює зв'язок роботи газоносного пласта і газліфтного піднімача, що підвищує достовірність розрахунку параметрів газліфтної експлуатації обводнених газових свердловин.

У подальших дослідженнях передбачається оцінити вплив параметрів газоносного пласта, устьового тиску, конструкції свердловин та обладнання стовбура на параметри газліфтної експлуатації обводнених газових свердловин.

Висновки

Запропоновано методику розрахунку параметрів газліфтної експлуатації обводнених газових свердловин, яка враховує втрати тиску в насосно-компресорних трубах під час руху газорідного потоку і ув'язує між собою роботу газоносного пласта і газліфтного піднімача. Методику апробовано для умов гіпотетичної (модельної) свердловини. За результатами апробації методики оцінено вплив на дебіт газу, що надходить із газоносного пласта, і витрату газліфтного газу дебіту води (водного фактора) і внутрішнього діаметра насосно-компресорних труб за постійного устьового тиску. Результати апробації методики свідчать про можливість її практичного використання для проектування експлуатації обводнених газових свердловин газліфтним способом.

Література

1 Кондрат Р.М. Розробка та експлуатація газових і газоконденсатних родовищ: навчальний посібник / Р.М. Кондрат, О.Р. Кондрат, Н.С. Дремлюх. – Івано-Франківськ: Нова Зоря, 2015. – 288 с.

2 Коротаев Ю.П. Добыча, транспорт и подземное хранение газа: учебник для вузов [Текст] / Ю. П. Коротаев, А. И. Ширковский. – М.: Недра, 1984. – 487 с.

3 Довідник з нафтогазової справи / За заг. ред. докторів технічних наук В.С. Бойка, Р.М. Кондрата, Р.С. Яремійчука. – К.–Львів, 1996. – 620 с.

4 Закиров С.Н. Теория и проектирование разработки газовых и газоконденсатных месторождений [Текст] : навч. посіб. / С.Н. Закиров. – М. : Недра, 1989. – 334 с.

5 Гриценко А. И. Руководство по исследованию скважин [Текст] / А. И. Гриценко, З. С. Алиев, О. М. Ермилов [и др.]. – М.: Наука, 1995. – 523 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
14.03.18*

*Рекомендована до друку
професором Чудиком І.І.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
д-ром техн. наук Акульшиним О.О.
(ПАТ «Український нафтогазовий інститут»,
м. Київ)*

ОБҐРУНТУВАННЯ ІНФОРМАТИВНОСТІ СПІЛЬНОГО ВИКОРИСТАННЯ ДАНИХ СПЕКТРОМЕТРІЇ ТА ГАММА-ГАММА-ГУСТИННОГО КАРОТАЖУ

В.В. Федорів

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: volodimir_fedoriv@email.ua*

Розглядаються результати лабораторних і геолого-геофізичних методів дослідження порід-колекторів складного типу неогенових відкладів Летнянського газоконденсатного родовища. Обґрунтовуються можливості спільного використання результатів гамма-спектрометрії та гамма-гамма-густинного каротажу при вирішенні задач нафтогазової промисловості. Наводяться зв'язки об'ємної густини з вмістом природних радіоактивних елементів.

У результаті обробки експериментальних лабораторних досліджень та даних геофізичних досліджень свердловин неогенових відкладів встановлено, що породи з максимальною гамма-активністю є найменш густинними, і навпаки. Показано доцільність використання даних гамма-спектрометрії при петрофізичній інтерпретації результатів гамма-гамма-густинного каротажу.

Ключові слова: порода-колектор, густина, пористість, неогенові відклади.

Рассматриваются результаты лабораторных и геолого-геофизических методов исследования пород-коллекторов сложного типа неогеновых отложений Летнянского газоконденсатного месторождения. Обосновываются возможности совместного использования результатов гамма-спектрометрии и гамма-гамма-плотностного каротажа при решении задач нефтегазовой промышленности. Приводятся связи объемной плотности с содержанием естественных радиоактивных элементов.

В результате обработки экспериментальных лабораторных исследований и данных геофизических исследований скважин неогеновых отложений установлено, что породы с максимальной гамма-активностью наименее плотные, и наоборот. Показана целесообразность использования данных гамма-спектрометрии при петрофизической интерпретации результатов гамма-гамма-плотностного каротажа.

Ключевые слова: порода-коллектор, плотность, пористость, неогеновые отложения.

The results of laboratory and geological and geophysical methods of studying complicated container rocks of neogene deposits of the Letnianskyi gas-condensate field have been described. The possibility of sharing the results of gamma-spectrometry and gamma-gamma-density logging in solving the problems of the oil and gas industry has been substantiated. The relations between the volume density and contents of natural radioactive elements have been presented.

As a result of processing of the experimental laboratory studies and data of geophysical researches of wells of the neogene deposits, it has been established that the rocks with the maximum gamma activity are the least dense, and vice versa. The practicability of the use of gamma-spectrometry data in petrophysical interpretation of gamma-gamma-density logging results has been shown.

Keywords: container rock, density, porosity, neogene deposits.

Актуальність. Визначення пористості порід-колекторів складнобудованих розрізів є одним і важливих питань промислової геофізики. На даний час розроблено ряд методичних засад щодо використання результатів геофізичних досліджень свердловин при визначенні пористості порід-колекторів [2, 3, 6]. Складна будова геологічних розрізів наштовхує на розроблення нових методичних підходів для вирішення вищезгаданого питання.

На даний час є багато свердловин, які потребують переінтерпретації результатів промислової геофізики. Для вирішення даної проблеми слід використовувати методи, які дозволяють отримати інформативність як у обсаджених, так і у необсаджених свердловин. Одним із методів, який дає можливість визначити коефіцієнт пористості, є гамма-гамма-густильний каротаж (ГГГК). Використання даного методу на сучасному рівні дослідження порід-колекторів складної будови є актуальним, оскільки ГГГК можна проводити у вищезгаданих умовах.

При визначенні пористості за даними ГГГК виникає проблема визначення мінералогічної густини скелету породи. Щодо вирішення даного питання нами пропонується використовувати результати гамма-спектрометричного методу. За результатами гамма-спектрометрії можна визначити вміст компонентів породи, що дасть можливість підвищити інформативність ГГГК.

Аналіз опублікованих праць. Дослідження порід-колекторів складних геологічних розрізів у обсаджених та необсаджених свердловинах стає все більше актуальним. Використання методів радіометрії дає можливість зробити порівняльний аналіз результатів даних методів в обсаджених та необсаджених свердловинах. Достатньо ефективними та розвинутими методами при визначенні коефіцієнта пористості порід-колекторів є нейтронні методи та гамма-гамма-густильний [3]. Особливості застосування методів радіометрії для визначення

пористості колекторів розглянуто в [3, 7, 9, 11]. Щодо ефективності використання результатів гамма-спектрометрії при вирішенні задач геолого-промислових досліджень, то даним питанням займалось ряд вчених, а саме: Кожевников Д.А., Лазуткина Н.Е., Петров Г.А., Соколова Т.Ф., Фертл В.Х. та ін. [4, 5, 8, 12].

Мета даної статті – дослідити можливості використання результатів гамма-спектрометрії для врахування вмісту компонентів породи при визначенні густини порід-колекторів складно-побудованих розривів за даними ГГК.

Методи дослідження. Основними методами досліджень є експериментальні лабораторні та свердловинні дослідження методами гамма-спектрометрії та ГГК петрофізичних параметрів порід-колекторів на представницьких колекціях керну, відібраного з продуктивних горизонтів неогенових відкладів Летнянського газоконденсатного родовища.

Летнянське газоконденсатне родовище розташоване в північно-західній частині Більче-Волицької зони Передкарпатського прогину. Летнянське газоконденсатне родовище формувалось на заключній стадії розвитку Карпатського орошена. Дане родовище приурочене до Косівсько-Угерської підзони, яка охоплює припідняте північно-східне крило Краковецького розлому, простягаючись вздовж нього на велику відстань в межах Українського і Польського Передкарпаття. Фундамент підзони утворюють нижньопалеозойські складчасті споруди, перекриті платформним чохлам і неогеновими моласами.

Продуктивні горизонти неогенових відкладів представлені перешаруванням аргілітів, аргілітоподібних глин, алевролітів, світло-сірих пісковиків з рідкими прошарками туфів та туфів, а також наявністю піриту. Колекторами є теригенні піщано-алевролітові породи.

Аргіліти в неогенових відкладах є флюїдоупорами. Представлені найчастіше вапнистими, рідше гідролюдистими різновидами алевропелітової структури. Досить часто спостерігається в них інтенсивна піритизація. Рідше зустрічаються аргіліти, близькі за складом до мергелів з пелітовою структурою і поодинокими зернами глауконіту.

Алевроліти олігоміктові, рідше кварцові, деколи з домішками гравілітового матеріалу порової текстури. Уламкова частина в олігоміктових алевролітах складена, в основному, із зерен кварцу (50-70 %) і 20 % складають уламки порід (кварцити, глинисті породи, рідше туфи), 8-10 % складають польові шпати, глауконіти. В більшості випадків глауконіти зустрічаються в вигляді окремих зерен. Цемент в алевролітах складний: ділянками контактний, контактно-поровий і базальний змішаного складу: карбонатний, карбонатно-гідролюдистий, кремністо-карбонатно-гідролюдистий (10-20%).

Пірит складений окремими мікрозернами, інколи зв'язаний з глауконітовими зернами. Вміст піриту присутній в породах (до 13 %), які представлені пісковиками (сірі, масивні, слаб-

козцементовані, з невеликим вмістом глинистої суміші (7,1 %), пористі (відкрита пористість 19,87 %)). Пірит утворює в них, крім мікрівключень, плями розміром до 1,5 мм. Ще більш високі концентрації піриту встановлені в темно-сірих, масивних, низькопористих (відкрита пористість 6,19 %) пісковиках. Численні мікрівключення піриту тут розсіяні серед цементуючої маси і часто зливаються в плями великих розмірів.

Пісковики мікрозернисті, олігоміктові та поліміктові з шаруватою та неясношаруватою текстурою. Уламковий матеріал представлений, як правило, зернами кварцу (до 7%) і 10 % складають уламки порід: кварцити, кремністі сланці, до 4 % – польові шпати.

Цемент в пісковиках розподілений дуже нерівномірно (5-35%). Тип цементації, в основному, базальний, контактно-поровий і виповнений порами. Складений цемент з тонкозернистого кальциту, інколи з глинистими мінералами, але зазвичай цемент змішаного складу. Досить часто в цементі присутній бітум, розташований пошарово. Зустрічаються ділянки практично безцементного зчленування кварцевих зерен. В пісковиках спостерігається погане сортування зерен і низька ступінь окатаності.

Поровий простір представлений гідролудою, перекристалізованим кальцитом та іншими мінеральними речовинами, що залежить від складу цементу.

У складі продуктивних відкладів виділяються два основні види піщаних порід. Вони відрізняються вмістом і структурою уламкових зерен, складом і ступенем заповнення міжзернового простору цементуючою речовиною і, відповідно, фільтраційно-ємкісними властивостями.

Пісковики глинисто-безкарбонатні зелено-сірі, рідше сірі, слабкоцементовані, що при взаємодії з водою розмокають. За гранулометричним складом серед них виділяються різновиди – від дрібнозернистих до різнозернистих з домішками гравійних уламків. Відносно добре відсортовані пісковики зазвичай масивні. В слабковідсортованих низькопористих породах розподіл уламково-глинистого матеріалу неоднорідне, зазвичай гніздовидне. Глиниста речовина утворює цемент порового типу.

Пісковики глинисті карбонатні сірі, зцементовані, зазвичай з гніздовидною структурою, інколи горизонтально-шаруваті. Сортування порід відносно слабке. Уламкова частина переважно складена піщаною фракцією, деколи домінують алевролітові фракції, частина зерен складена карбонатними скелетними залишками, які представлені із битих цілих мушель форамініфер. Зцементовані зерна складені, в основному, мікро- і яскравозернистим кальцитом і глинистою речовиною. Глиниста суміш складається переважно з гідролюди і каолініта. Нерідко зерна глауконіту, та вміст їх не перевищує 5 %; є також мікрозернистий пірит. Цей різновид пісковиків відрізняється від раніше розглянутих пониженим значенням відкритої пористості, не перевищуючим 10 %.

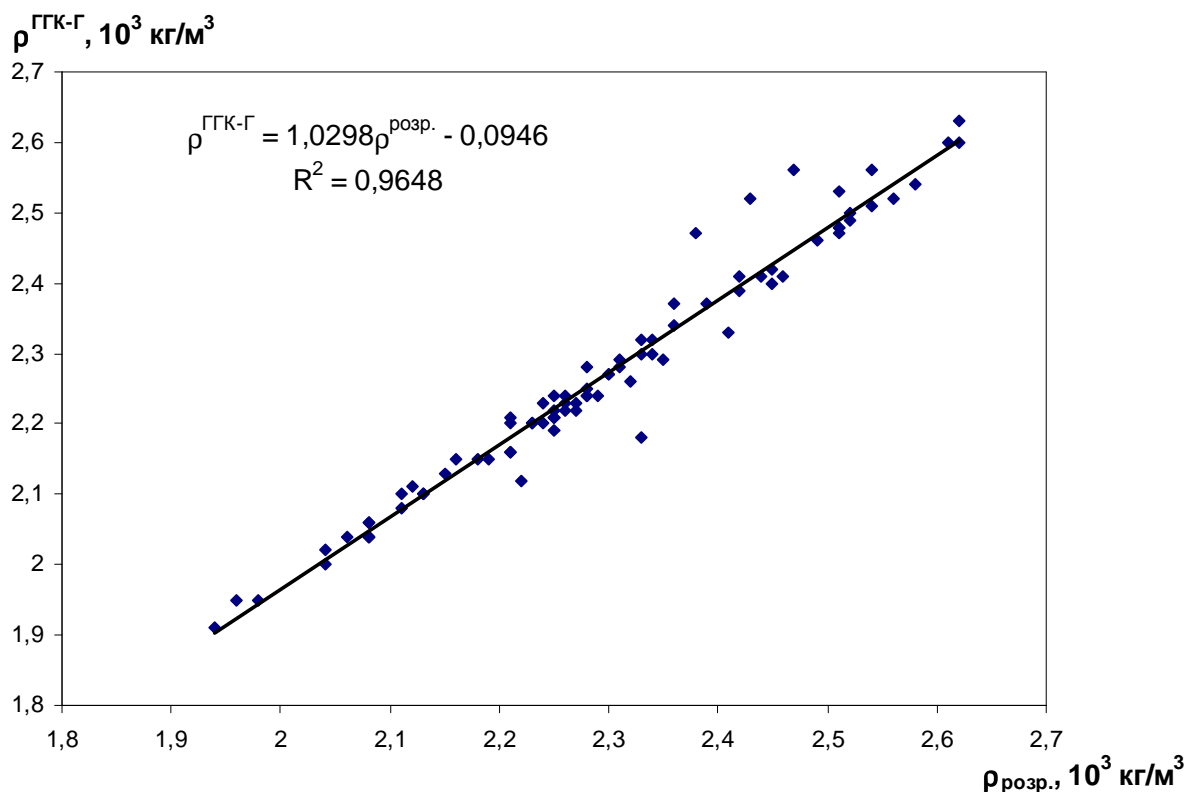


Рисунок 1 – Зіставлення пористості, отриманої за даними ГГК, із пористістю, отриманої шляхом розрахунку

Також встановлені пісковики з глинисто-доломитовим цементом. Вміст карбонату в них досягає 45,8 %. Є також поодинокі зерна глауконіту. Інколи помічаються плямисті виділення зернистого піриту.

У зв'язку з відносно підвищеною радіоактивністю піщаних порід-колекторів проводились гамма-спектрометричні дослідження. Максимальний вміст калію, урану і торію складає відповідно: 1,1 %; $4,6 \cdot 10^{-4}$ % і $8,1 \cdot 10^{-4}$ %. Показники радіоактивних елементів нижчі або близькі до середніх показників їх складу в піщано-алевролітових породах континентальної частини земної кори. Характерні, в основному, величини торій-уранового співвідношення.

Очевидно, що кількість торію та урану визначається кількістю циркону, залізо- і титановмісних мінералів. Концентрація калію залежить, в основному, від наявності гідрослюди і глауконіту.

Виходячи із вищенаведеного, при визначенні коефіцієнта пористості за даними гамма-гамма-густинного каротажу необхідно знати об'ємний вміст компонентів породи та глинистої фракції. Вирішити дане питання дасть можливість використання результатів гамма-спектрометрії.

Визначення коефіцієнта пористості за даними гамма-гамма-густинного каротажу базується на визначенні об'ємної густини порід-колекторів. Вона може бути розрахована за визначенням об'ємного вмісту компонентів, або за результатами свердловинних досліджень. Зіставлення результатів визначення густини за даними ГГК та розрахунковим шляхом

(табл. 1) показує достатньо хорошу збіжність даних параметрів (рис. 1).

Якщо відомі дані про густину ϵ в наявності, це дозволяє контролювати отримані результати за неузгодженням:

$$\Delta \delta = \delta_{\text{ГГК}_2} - \delta_{\text{роз}},$$

де $\delta_{\text{ГГК}_2}$ – густина, визначена за даними гамма-гамма-густинного каротажу;

$\delta_{\text{роз}}$ – густина, визначена за результатами розрахунків.

Наявність даних спектрометричного гамма-каротажу підвищує надійність інтерпретації результатів гамма-гамма-густинного каротажу при визначенні пористості порід-колекторів складного типу.

При вивченні порід-колекторів неocenових відкладів летнянського газоконденсатного родовища крім методу ГГК-Г, який був записаний за допомогою двозондової установки РПП-2, використовувалися результати гамма-спектрометричних лабораторних досліджень.

Кількісне визначення густини порід у приладах ГГК здійснювалось за допомогою розрахункових алгоритмів, які отримують на основі емпіричного узагальнення результатів математичного моделювання. Емпіричний характер цих алгоритмів обмежує можливість аналізу їх точності характеристик, недостатньо враховується вклад природної радіоактивності в показках великого і малого зондів. Для врахування даного впливу пропонуються палетки $\Delta \delta = f(\delta_n, J_{\text{ГК}})$, вхідними параметрами яких є результати гамма-каротажу і значення об'ємної густини, що зняті з діаграм ГГК-Г [1]. Для порід неогео-

Таблиця 1 – Зіставлення результатів лабораторного аналізу керну (I) з даними петрофізичної інтерпретації (II) св. Х-Летня

Інтервали	δ , г/см ³		$K_{п}$, %		$K_{тор}$, %	
	I	II	I	II	I	II
XX57,8-XX62,2	2,24	2,21	8,50	8,30	-	21,9
	2,24	2,20	3,20	3,10	-	27,5
	2,24	2,20	6,00	5,70	-	31,1
	2,25	2,24	7,30	7,60	-	23,2
	2,29	2,27	5,80	6,00	13,7	19,1
	2,25	2,24	7,60	7,80	23,9	22,8
	2,26	2,24	7,90	-	-	-
	2,29	-	4,00	-	-	-
	2,30	-	8,70	-	-	-
	2,38	-	3,80	-	-	-
XX62,2-XX66,5	-	2,18	4,12	9,9	30,1	21,9
	-	2,24	-	11,3	-	16,6
	2,38	2,34	9,40	11,8	-	14,0
	-	3,19	-	10,2	13,4	13,6
	2,29	2,28	4,10	14,1	-	12,3
	2,54	2,33	-	13,6	-	9,5
	2,37	2,30	-	-	-	8,1
XX66,5-XX70,7	-	2,31	-	16,1	-	6,6
	2,26	2,25	-	17,3	-	8,9
	-	2,25	-	15,5	-	11,0
	2,31	2,30	-	14,9	-	8,6
	-	2,26	10,5	13,8	-	12,4
	2,29	2,28	8,4	13,2	18,0	11,9
	-	2,28	11,6	14,7	12,3	10,1
	-	2,24	-	14,8	-	12,4
XX70,7-XX74,8	2,26	2,26	11,1	8,9	18,4	18,1
	2,34	2,44	13,9	14,5	11,6	17,2
	2,26	2,27	11,3	10,8	11,1	11,0
	2,30	2,29	12,0	-	-	14,1
	2,24	-	12,3	-	-	-
XX74,8-XX78,6	2,23	2,23	-	17,9	-	9,4
	2,23	2,27	12,3	15,0	11,2	10,4
	-	2,42	-	6,2	-	11,5
	-	2,30	12,4	17,7	6,8	5,4
	-	2,27	-	19,3	-	5,3
	-	2,31	-	17,8	-	4,6

нових відкладів, які характеризуються підвищеною природною радіоактивністю та невеликою об'ємною густиною, дані палетки виявились несумісними.

Тому у виробничих умовах запропоновано відключати обчислювальний пристрій приладу і проводити роздільний запис каналів малого та великого зондів з джерелом та без нього. При обробці показів із виключенням фонових компонентів густина, однак визначалась з великими похибками.

Користуючись результатами роздільних вимірів каналів малого та великого зондів (з джерелом і без), ми використали для визначен-

ня густини порід-колекторів новий алгоритм, який дозволяє враховувати радіальну неоднорідність присвердловинної зони пласта (наявність глинистої кірки, зони кольматації). Алгоритм має такий вигляд [10]:

$$\delta = \Delta\delta + (\delta_2^* - \Delta\delta) \cdot \left(\frac{\delta_2^* - \Delta\delta}{\delta_1^* - \Delta\delta} \right)^{\frac{1}{K-1}}, \quad (1)$$

де $K = a_1/a_2$ – коефіцієнт радіальної чутливості; δ_2^* , δ_1^* – ефективні електронні густини, що визначаються за показами i -го зонда ($i=1$ – малий, $i=2$ – великий), які становлять:

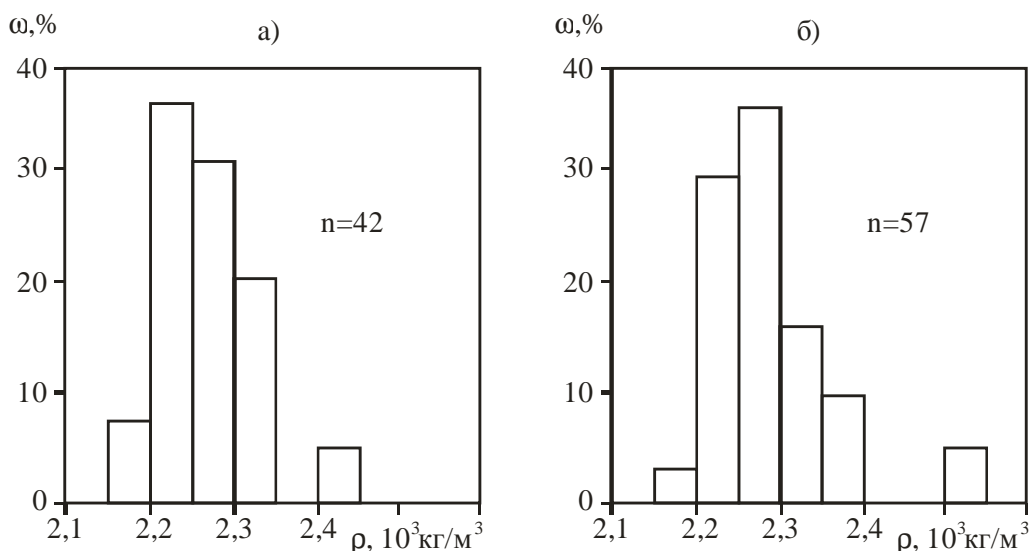


Рисунок 2 – Розподіл густини порід за даними свердловинних вимірів та аналізу взірців керну

$$\delta_i^* = \delta_0 - S_i^{-1} \cdot \ln \frac{J_i}{J_{i0}}, \quad (2)$$

де S – чутливість i -го зонда до густини;
 J_i – покази i -го зонда (за вирахуванням цього ж зонда в режимі ГК) в породі, що досліджується;

J_{i0} – покази цього ж зонда з густиною δ_0 .

Метрологічне налаштування алгоритму для конкретного приладу проводиться за двома вхідними метрологічними характеристиками: чутливості до зміни густини (S_i) і коефіцієнта радіальної чутливості (K).

Метрологічні характеристики апаратури ГГГК типу РГП-2 наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Метрологічні характеристики апаратури ГГГК типу РГП-2

Параметри	РГП-2
1, см ³ /г	0,69±0,001
2, см ³ /г	2,32±0,03
K	2,11±0,08
0, см ³ /г	2,58±0,004

Даний алгоритм дозволяє визначити густину порід з $\Delta\delta=0,02\div0,03$ г/см³. За результатами алгоритмічної інтерпретації ГГГК густина порід коливається в межах 1,9÷2,7 г/см³.

Для встановлення достовірності отриманих результатів проведено порівняння з результатами визначення густини за керном. На рисунку 2 відображено розподіл густини порід за даними свердловинних вимірювань ГГГК (рис. 2,а) і аналізу взірців керну (рис. 2,б). Здійснена поінтервальна прив'язка керну до геофізичного матеріалу. Зіставлення «керн-геофізика» показали достатньо хорошу збіжність розподілів (математичне сподівання: за керном 2,28±0,069; за алгоритмом 2,26±0,058).

Отримані результати свідчать про надійність значень густини порід, які отримують за даними ГГГК. Необхідно зазначити, що у відкладах, які розглядаються, характерна присут-

ність піриту (FeS₂) (у середньому 13%). Хороша збіжність визначення густини за керном з даними ГГГК вказує на компенсацію значення електронної густини за рахунок завищення ефективного атомного номеру наявності заліза шляхом заниження його за рахунок високого вмісту водню в органічній речовині. Аналіз показує, що породи з максимальною гамма-активністю є найменш густинами, і навпаки.

Побудована за даними СГК залежність масового вмісту урану від величини об'ємної густини (за даними ГГГК), яку наведено на рисунку 3, переконливо підтверджують даний висновок і, як видно з рисунку 3, між масовим вмістом урану та об'ємною густиною існує достатньо тісний зв'язок.

Висновки та завдання подальших досліджень

Таким чином, з метою оцінювання об'ємних вмістів основних компонент порід-колекторів неопенових відкладів Летнянського газоконденсатного родовища необхідно використовувати петрофізичну модель гамма-спектрометрії, яка зв'язує об'ємний вміст природних радіоактивних елементів з компонентами колектора (флюїд, глинистий матеріал, органічна речовина), а також пористістю.

Завданням наступних досліджень є побудова петрофізичної моделі порід-колекторів складнопобудованих розрізів нафтогазових родовищ за результатами досліджень ГГГК та спектрометрії.

Література

- 1 Блюменцев А.М. Метрологическое обеспечение геофизических исследований скважин / [А.М. Блюменцев, Г.А. Калистратов, В.М. Лобанков, В.П. Цирульников] – М.: Недра, 1991. – 266 с.
- 2 Дахнов В.Н. Геофизические методы определения коллекторских свойств и нефтенасыщенности пород / В.Н. Дахнов. – М.: Недра, 1985. – 310 с.

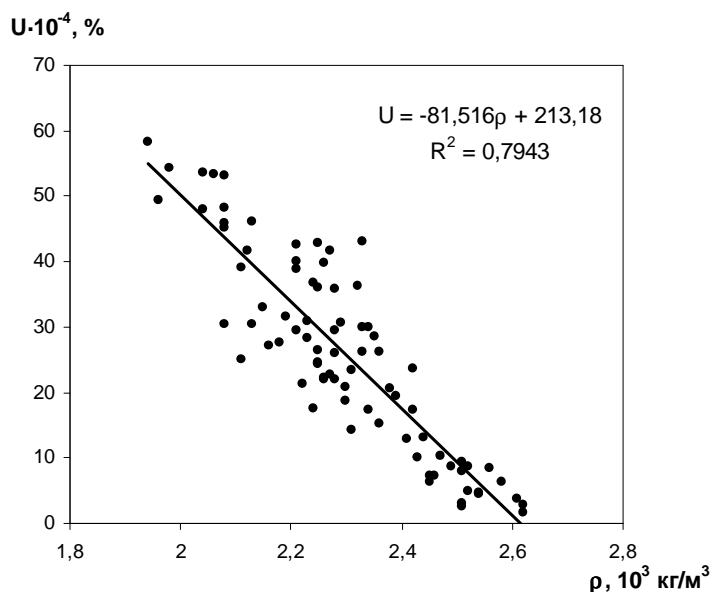


Рисунок 3 – Залежність масового вмісту урану від об'ємної густини за даними СГК та ГГК

3 Интерпретация результатов геофизических исследований нефтяных и газовых скважин: справочник / Под ред. В.М. Добрынина. – М.: Недра, 1988. – 476 с.

4 Кожевников Д.А. Интерпретационное обеспечение метода естественной радиоактивности // Геофизика. – 2005. – № 2. – С. 42-49.

5 Кожевников Д.А. Гамма-спектрометрия в комплексе ГИС при изучении битумных месторождений Татарстана / [Д.А. Кожевников, Т.Ф. Соколова, Н.Е. Лазуткина, Г.А. Петров] // Геофизика. – 2001. – № 4. – С. 82-86.

6 Латышова М.Г. Обработка и интерпретация материалов геофизических исследований скважин / М.Г. Латышова, Б.Ю. Вендельштейн, В.П. Тузов. – М.: Недра, 1990. – 312 с.

7 Пат. на винахід 106560 Україна. Спосіб визначення параметрів газоносних колекторів/ Кулик В.В., Бондаренко М.С., Кривонос О.М.; заявник і патентовласник ІФ НАНУ, (2014). № а201308901; заявл. 16.07.13.; опубл. 10.09.14. Бюл. №17.

8 Ферл В.Х. Спектрометрия естественного гамма-излучения в скважинах // Нефть, газ и нефтехимия за рубежом. – 1983. – № 3-11.

9 Patent US no. 3453433 Combined sidewall neutron porosity gamma-gamma tool / Alger R.P., Dewal J.T. – 1969.

10 Conaway I.G., Allen K.V. The Effects of Ray Logs in Large Diameter Boreholes // Geol-Survey of Canada. – 1978. – Paper 79-1c.

11 Patent US no. 5684299 Method for determining porosity in an invaded gas reservoir / DasGupta U. – 1997.

12 Koizumi C. I., 1988, Computer Determination of Calibration and Environmental Corrections for a Natural Spectral Gamma Ray Logging System // SPE Formation Evaluation. – September, p. 637-644.

Стаття надійшла до редакційної колегії
29.03.18

Рекомендована до друку
професором Кузьменком Е.Д.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. геолог. наук Фтемовим Я.М.
(НДП ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)

Наука — виробництву

УДК 667.64:678.026

ПОЛІМЕРНІ КОМПОЗИТИ ДЛЯ РЕМОНТУ УСТАТКУВАННЯ ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

О.О. Сапронов

*Херсонська державна морська академія; 73000, м. Херсон, проспект Ушакова, 20,
e-mail: k s m a @ k s m a . k s . u a*

Досліджено термічний коефіцієнт лінійного розширення композитних матеріалів у різних діапазонах температур. Для формування композитних матеріалів використано епоксидний діановий олігомер марки ЕД-20, який характеризується високою адгезійною та когезійною міцністю, незначною усадкою і технологічністю при нанесенні на довговимірні поверхні складного профілю. Для зшивання епоксидних композицій використано твердник поліетиленполіамін ПЕПА, що дозволяє затверджувати матеріали за кімнатних температур. Композитний матеріал формували з дотриманням температурно-часових режимів, які включають дозування епоксидної смоли ЕД-20, дозування дисперсного наповнювача та подальше введення його у епоксидний зв'язувач, гідродинамічне суміщення епоксидної смоли ЕД-20 і дисперсного наповнювача, ультразвукова обробка композиції впродовж 1,5 хв, охолодження композиції до кімнатної температури, введення твердника ПЕПА з подальшим перемішуванням композиції, полімеризація за експериментально встановленим режимом. З метою стабілізації структурних процесів у матриці матеріал витримували на повітрі за кімнатної температури.

В результаті експериментальних досліджень встановлено оптимальний вміст часток гранульованого шлаку $q = 40$ мас.ч. на 100 мас.ч. олігомеру ЕД-20 і 10 мас.ч. твердника ПЕПА. Такі матеріали характеризуються найменшим значенням термічного коефіцієнту лінійного розширення у високотемпературній області $-\alpha = (7,93) \times 10^{-5} K^{-1}$, що пов'язано із зменшенням деформації і рухливості ланцюгів та сегментів макромолекул епоксидного олігомеру внаслідок ущільнення просторової сітки полімеру.

Ключові слова: епоксидний олігомер, покриття, термічний коефіцієнт лінійного розширення, технологія формування, наповнювач.

Исследован термический коэффициент линейного расширения композитных материалов в различных диапазонах температур. Для формирования композитных материалов использован эпоксидный диановый олигомер марки ЭД-20, который характеризуется высокой адгезионной и когезионной прочностью, незначительной усадкой и технологичностью при нанесении на длинномерные поверхности сложного профиля. Для сшивания эпоксидной композиции использован отвердитель полиэтиленполиамин ПЕПА, что позволяет отверждать материалы при комнатных температурах. Композитный материал формировали с соблюдением температурно-временных режимов, включающих дозирование эпоксидной смолы ЭД-20, дозирование дисперсного наполнителя и дальнейшее введение его в эпоксидный соединитель, гидродинамическое совмещение эпоксидной смолы ЭД-20 и дисперсного наполнителя, ультразвуковую обработку композиции в течение 1,5 мин, охлаждение композиции до комнатной температуры, введение отвердителя ПЕПА с последующим перемешиванием композиции, полимеризацию по экспериментально установленным режимам. С целью стабилизации структурных процессов в матрице материал выдерживали на воздухе при комнатной температуре.

В результате экспериментальных исследований установлено оптимальное содержание частиц гранулированного шлака $q = 40$ мас.ч. на 100 мас.ч. олигомера ЭД-20 и 10 мас.ч. отвердителя ПЕПА. Такие материалы характеризуются наименьшим значением термического коэффициента линейного расширения в высокотемпературной области $-\alpha = (7,93) \times 10^{-5} K^{-1}$, что связано с уменьшением деформации и подвижности цепей и сегментов макромолекул эпоксидного олигомера в результате уплотнения пространственной сетки полимера.

Ключевые слова: эпоксидный олигомер, покрытие, термический коэффициент линейного расширения, технология формирования, наполнитель.

The thermal coefficient of linear expansion of composite materials at different temperature ranges is studied. To form composite materials the epoxy diane oligomer of the mark ED-20 has been used, which is characterized by

high adhesion and cohesive durability, insignificant shrinkage and technological ability when applied on longitudinal surfaces of a complex profile. For linking the epoxy compositions, a polyethylenepolyamine PEPA has been used, which allows to harden materials at room temperatures. The composite material was formed in accordance with the temperature-time regimes, which included the dosage of the epoxy resin ED-20 and the disperse filler and its subsequent introduction into the epoxy binder, the hydrodynamic combination of the epoxy resin ED-20 and dispersed filler, ultrasound treatment of the composition for 1.5 min, cooling the composition to room temperature, putting the hardening agent PEPA, followed by mixing the composition, polymerization under the experimentally established regime. In order to stabilize the structural processes in the matrix, the material was kept in air at room temperature.

As a result of experimental studies, the optimum content of particles of granulated slag $q = 40$ weight fractions was found per 100 weight fractions of oligomer ED-20 and 10 weight fractions of a hardening agent PEPA. Such materials are characterized by the smallest value of the thermal coefficient of linear expansion in the high-temperature region – $\alpha = (7.93) \times 10^{-5} K^{-1}$, which is associated with a decrease in the deformation and mobility of the chains and segments of the macromolecules of the epoxy oligomer due to the sealing of the polymer space network.

Key words: epoxy oligomer, coating, thermal coefficient of linear expansion, formation technology, filler.

Постановка проблеми

Зниження надійності магістральних газопровідних мереж спричиняє загальна та локальна корозія, а також технологічні дефекти металу трубопроводів і пористість гумово-бітумних ізоляційних покриттів, які використовують для захисту металу. Тому одним з основних напрямків підвищення надійності устаткування газотранспортної промисловості, зокрема магістральних трубопроводів, які працюють в умовах високих і низьких температур, гідроабразивного і кавітаційного руйнування, є використання нових полімеркомпозитних матеріалів (ПКМ). Полімеркомпозитні матеріали забезпечують необхідний комплекс фізико-механічних властивостей, корозійну тривкість та зносостійкість, а також високу ремонтоздатність завдяки багаторазовому відновленню поверхонь композитними покриттями. У цьому напрямку цікавим є використання ПКМ на основі епоксидних зв'язувачів, які, крім вказаних властивостей, характеризуються підвищеною адгезійною міцністю до металевої основи, високими показниками фізико-механічних властивостей, корозійною тривкістю, технологічністю формування покриттів на довговимірних поверхнях складного профілю [1-3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Аналіз результатів досліджень (Ліпатова Ю.С., Мамуні Є.П., Похмурського В.І., Костецького Б.І. (Україна); Белого В.А. (Білорусь); Шарпа Г. (Німеччина), Бартенева Г.М., Крагельського І.В., Гаркунова Д.Н. (Росія)) показує, що одним із ефективних шляхів регулювання експлуатаційних характеристик КМ є науково-обґрунтоване введення наповнювачів різної фізико-хімічної природи, активності відносно полімерної матриці та дисперсності [4-8]. Водночас, окремим напрямком поліпшення властивостей композитних матеріалів є використання більш дешевих матеріалів. Це дозволяє здешевлювати епоксидні композиції шляхом збільшення об'єму, що, у свою чергу, призводить до зменшення витрат на операції відновлення пошкоджених поверхонь устаткування газотранспортної промисловості. Одним із дешевих наповнювачів, отриманих при вторинній переробці відходів металургійного виробництва,

є гранульований шлак, поверхня якого характеризується значною пористістю 60...70%, що дає змогу використовувати його як добавки для епоксидного зв'язувача. Тому актуальним є проведення комплексних досліджень щодо впливу дисперсних часток на теплофізичні властивості епоксикомпозитних матеріалів та визначення оптимального вмісту у епоксидному зв'язувачі [6-10].

Метою роботи є дослідження впливу гранульованого шлаку на теплофізичні властивості композитних матеріалів, призначених для ремонту устаткування газотранспортної промисловості.

Матеріали та методика дослідження

Основним компонентом для зв'язувача при формуванні КМ вибрано епоксидний діановий олігомер марки ED-20 (ГОСТ 10587-84), який характеризується комплексом покращених властивостей порівняно з іншими відомими реактопластами [9, 10], а саме: високою міцністю адгезійних з'єднань до металевої основи, можливістю затвердження при низьких температурах, малою усадкою, відсутністю виділення легких речовин при формуванні у виробі, технологічністю при нанесенні на деталі зі складним профілем поверхні, розвиненою сировинною базою.

Для зшивання епоксидних композицій використовували твердник поліетиленполіамін (ПЕПА) (ТУ 6-05-241-202-78), який дозволяє зшивати матеріали за кімнатних температур. Відомо, що ПЕПА є низькомолекулярною речовиною, яка складається з таких структурних мономерних ланок: $[-CH_2-CH_2-NH-]_n$. Різні стадії зшивання моделювали і досліджували при введенні твердника у композицію за стехіометричного співвідношення компонентів (10 мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного олігомеру ED-20).

Як наповнювач було використано частки гранульованого шлаку (ГШ), який характеризується наступним складом, %: $SiO_2 - 38,67$; $Al_2O_3 - 5,90$; $Fe_2O_3 - 0,08$; $FeO - 0,43$; $MgO - 6,70$; $MnO - 0,69$; $CaO - 44,96$; $S - 1,50$; $Fe - 0,39$. Використовували ГШ зернистістю $d = 80$ мкм.

Таблиця 1 – Термічний коефіцієнт лінійного розширення (ТКЛР) КМ із частками гранульованого шлаку за різних температурних діапазонів випробувань

№	Вміст наповнювача гранульованого шлаку (ГШ), q , мас.ч.	Термічний коефіцієнт лінійного розширення, $\alpha \times 10^{-5} \text{ K}^{-1}$				Усадка, ε , %
		Температурні діапазони випробування, ΔT , К				
		303...323	303...373	303...423	303...473	
1	–	6,31	6,83	9,92	10,91	0,31
2	10	2,37	2,73	3,78	8,23	0,12
3	20	2,11	2,66	3,76	8,18	0,11
4	40	2,17	2,57	3,62	7,93	0,10
5	60	2,28	2,88	3,88	7,99	0,21
6	80	2,30	2,87	3,86	8,12	0,19

Епоксидний композит, наповнений частками ГШ, формували за такою технологією: попереднє дозування епоксидної діанової смоли ЕД-20, підігрівання смоли до температури $T = 353 \pm 2 \text{ K}$ і її витримання за даної температури впродовж часу $\tau = 20 \pm 0,1 \text{ хв}$; дозування дисперсного наповнювача та подальше введення його у епоксидний зв'язувач; гідродинамічне суміщення олігомеру ЕД-20 і дисперсного наповнювача впродовж часу $\tau = 1 \pm 0,1 \text{ хв}$; ультразвукова обробка (УЗО) композиції впродовж часу $\tau_3 = 1,5 \pm 0,1 \text{ хв}$; охолодження композиції до кімнатної температури впродовж часу $\tau = 60 \pm 5 \text{ хв}$; введення твердника ПЕПА і перемішування композиції впродовж часу $\tau = 5 \pm 0,1 \text{ хв}$. Надалі затверджували КМ за експериментально встановленим режимом: формування зразків та їх витримання впродовж часу $\tau = 12,0 \pm 0,1 \text{ год}$ при температурі $T = 293 \pm 2 \text{ K}$, нагрівання зі швидкістю $v = 3 \text{ K/хв}$ до температури $T = 393 \pm 2 \text{ K}$, витримання КМ впродовж часу $\tau = 2,0 \pm 0,05 \text{ год}$, повільне охолодження до температури $T = 293 \pm 2 \text{ K}$. З метою стабілізації структурних процесів у матриці зразки витримували впродовж часу $\tau = 24 \text{ год}$ на повітрі при температурі $T = 293 \pm 2 \text{ K}$ з наступним проведенням експериментальних випробувань.

У роботі досліджували наступні властивості розроблених ПКМ: термічний коефіцієнт лінійного розширення, температура склування, усадка.

Термічний коефіцієнт лінійного розширення (ТКЛР) зразків розраховували за кривою залежності відносної деформації від температури, апроксимуючи цю залежність експоненціальною функцією. Відносну деформацію визначали за зміною довжини зразка при підвищенні температури у стаціонарних умовах (ГОСТ 15173-70). Розміри зразків для дослідження: $65 \times 12 \times 12 \text{ мм}$, непаралельність шліфованих торців складала не більше $0,02 \text{ мм}$. Перед дослідженням вимірювали довжину зразків з точністю $\pm 0,01 \text{ мм}$. Швидкість підвищення температури становила $v = 2 \text{ K/хв}$.

Усадку визначали за формулою:

$$\varepsilon = \frac{l_1 - l_2}{l_1} \cdot 100 \%,$$

де l_1 – довжина зразка на початку дослідження;

l_2 – довжина зразка, яка змінюється при впливі температури.

Відхилення значень у ході досліджень показників теплофізичних властивостей становило $1...3 \%$ від номінального.

Результати досліджень та їх обговорення.

При експлуатації розроблених ПКМ вагомим є дослідження структурних процесів, що відбуваються за умови зростання температури. Це дозволяє визначити температурні діапазони, при яких можливо використовувати нові матеріали.

Для забезпечення вищенаведеного досліджували поведінку розроблених композитів під впливом теплового поля, аналізуючи зміну термічного коефіцієнта лінійного розширення (ТКЛР) матеріалів у діапазоні температур $\Delta T = 303...473 \text{ K}$. Показано (табл. 1), що із зростанням температури ТКЛР епоксикомпозитних матеріалів збільшується. Експериментально встановлено, що найменшим показником ТКЛР ($\alpha = (2,11...2,17) \times 10^{-5} \text{ K}^{-1}$) у області лінійного розширення $\Delta T = 303...323 \text{ K}$ характеризується КМ із вмістом часток ГШ – $q = 20...40 \text{ мас.ч}$. При цьому у даному діапазоні найбільшим значенням ТКЛР ($\alpha = (2,37) \times 10^{-5} \text{ K}^{-1}$) характеризується КМ за мінімального вмісту часток ГШ ($q = 10 \text{ мас.ч}$). Тобто незначна кількість ГШ суттєво не впливає на структуру полімеру, а часткове її ущільнення зумовлює підвищення в'язкості системи, що приводить до зменшення ТКЛР лише відносно епоксидної матриці (табл. 1).

У температурному діапазоні $\Delta T = 303...373 \text{ K}$ найменшим значенням ТКЛР ($\alpha = (2,66...2,57) \times 10^{-5} \text{ K}^{-1}$) також характеризується КМ за вмісту часток ГШ у кількості $q = 20...40 \text{ мас.ч}$. У діапазонах температур $\Delta T = 303...423 \text{ K}$ і $\Delta T = 303...473 \text{ K}$ спостерігали аналогічну тенденцію. Тобто найменшим значенням ТКЛР ($\alpha = (3,76...3,62) \times 10^{-5} \text{ K}^{-1}$) у температурній області $\Delta T = 303...423 \text{ K}$ характеризуються КМ, наповнені частками ГШ за вмісту $q = 20...40 \text{ мас.ч}$.

Водночас у температурній області $\Delta T = 303...473 \text{ K}$ найменшим значенням ТКЛР ($\alpha = (7,93) \times 10^{-5} \text{ K}^{-1}$) характеризуються композити із вмістом часток ГШ – $q = 40 \text{ мас.ч}$. Отже, за оптимального вмісту часток ГШ змінюється структура полімеру, що пов'язано із фізико-хімічним ущільненням просторової сітки, та, як

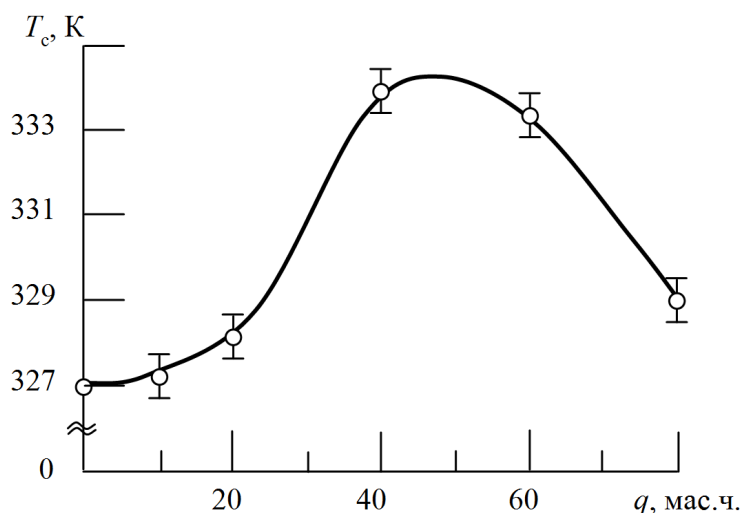


Рисунок 1 – Залежність температури склування (T_c) від вмісту гранульованого шлаку

наслідок, зменшення деформації і рухливості ланцюгів та сегментів макромолекул епоксидної матриці в умовах впливу температурного поля.

Додатковим підтвердженням наведених припущень є отриманні значення температури склування (рис. 1). Виявлено ефекти зміни T_c для зшитих полімерів зі збільшенням густини просторової сітки полімеру.

При введенні часток гранульованого шлаку за вмісту $q = 10 \dots 20$ мас.ч. структурних змін не виявлено, позаяк значення температури склування знаходиться в межах епоксидної матриці ($T_c = 327 \dots 328$ К). При цьому максимальним значенням температури склування – $T_c = 344$ К характеризується КМ із вмістом часток ГШ в межах $q = 40 \dots 60$ мас.ч. (рис. 1). Зміщення температури склування в область високих температур є наслідком фізико-хімічних процесів, що приводить до зростання густини просторової сітки. Це водночас зумовлює зменшення рухливості макроланцюгів та сегментів епоксидного зв'язувача. Отже, поперечне і повздовжнє зшивання макроланцюгів призводить до зниження рухливості, а отже, і зменшення об'ємного розширення.

На особливу увагу заслуговують отримані результати дослідження усадки композитів. Доведено (табл. 1), що усадка КМ із частками ГШ за визначеного температурного діапазону дослідження не перевищувала 1 %, що дозволяє наносити розроблені матеріали на горизонтальні і вертикальні поверхні складного профілю.

Висновки

На основі наведених результатів дослідження можна констатувати, що використання наповнювачів, які є відходами від промисловості при формуванні композитів, є досить ефективним. При цьому забезпечується утилізація, зменшення вартості за рахунок збільшення об'єму композиції та поліпшення теплофізичних властивостей композитних матеріалів і покриттів на їх основі за рахунок введення критичного вмісту дисперсної добавки.

В роботі досліджено поведінку розроблених композитів під впливом теплового поля. Експериментально встановлено, що за максимального діапазону температур $\Delta T = 303 \dots 473$ К доцільно використовувати композити із вмістом часток гранульованого шлаку $q = 40$ мас.ч. на 100 мас.ч. олігомеру ЕД-20 і 10 мас.ч. твердника ПЕПА. Такі матеріали характеризуються найменшим значенням термічного коефіцієнту лінійного розширення, який становить $\alpha = (7,93) \times 10^{-5} \text{ К}^{-1}$, при цьому температура склування збільшується від $T_c = 327$ К (для епоксидної матриці) до $T_c = 334$ К. Усадка розроблених композитних матеріалів не перевищує 1 % (при дослідженні у діапазоні температур $\Delta T = 303 \dots 473$ К).

Література

- 1 Букетова Н.М. Особливості впливу дисперсного конвертерного шламу на адгезійні і фізико-механічні властивості епоксидних композитів / Н.М. Букетова // Науковий вісник ХДМА. – 2015. – № 2 (13). – С. 153-162.
- 2 Sapronov O., Maruschak P., Buketova N., Leschenko O., Panin S. Investigation of Pm-75 Carbon Black Addition on the Properties of Protective Polymer Coatings // Advanced Materials with Hierarchical Structure for New Technologies and Reliable Structures. AIP Conf. Proc. 1783. – 2016.
- 3 Сафулин Р.С. Неорганические композиционные материалы. – М.: Химия, 1983. – 304 с.
- 4 Липатов Ю.С. Физическая химия наполненных полимеров. – М.: Химия, 1977. – 304 с.
- 5 Белый В.А. Полимерные покрытия / Белый В.А., Довгяло В.А., Юркевич О.Р. – Минск: Наука и техника, 1976. – 412 с.
- 6 Липатов Ю.С. Физико-химические процессы на границе раздела в полимерных композициях / Ю.С. Липатов // Физическая химия полимерных композиций. – 1974. – С.3-17.
- 7 Бартенев Г.М. Физика и механика полимеров / [Бартенев Г.М., Зеленев Ю.В.] – М.: Высшая школа, 1983. – 256 с.

8 Сперлинг Л. Взаимопроникающие сетки и другие аналогичные материалы. – М.: Мир, 1984. – 328 с.

9 Saprnov O. O. Features of structural processes in epoxy composites filled with silver carbonate on increase in temperature / Saprnov O. O., Buketov A. V., Zinchenko D. O., Yatsyuk V. M. // Composites: Mechanics, Computations, Applications. An International Journal. – 2017. – V.8(1). – P. 47-65.

10 Buketov A.V. Investigation of the Physico-Mechanical and Thermophysical Properties of Epoxy Composites with a Two-Component Bidisperse Filler / Buketov A.V., Saprnov O.O., Brailo M.V. // Strength of Materials. – 2014. – V. 46 (5). – P. 717-723.

Стаття надійшла до редакційної колегії

21.02.18

Рекомендована до друку

професором Грудзом В.Я.

(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)

д-ром техн. наук Букетовим А.В.

*(Херсонська державна морська академія,
м. Херсон)*

АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ ШТАНГОВИХ ГЛИБИННИХ НАСОСІВ ВИРОБНИЦТВА ТОВ «МАГІСТРАЛЬ» НА РОДОВИЩАХ ПАТ «УКРНАФТА»

І.Б. Конеї

*ПрАТ "Івано-Франківський локомотиво-ремонтний завод";
76000, Україна, м. Івано-Франківськ, вул., Залізнична, 22, тел.: +38 (066) 4553886,
e-mail: koreyi@i.ua*

У промислових умовах проведено дослідження штангових насосів виробництва ТОВ "Магістраль", які призначені для роботи на глибинах до 2500 метрів у свердловинах з обводненою до 99 % продукцією, в умовах, ускладнених підвищеним вмістом піску і присутністю агресивних хімічних сполук. Показано, що міжремонтний період роботи цих штангових насосів значно більший за такий для насосів інших виробників, і це обумовлено конструктивними особливостями насосів і високою культурою їх виробництва. Коефіцієнт втрати подачі насосів виробництва ТОВ «Магістраль» в 4-5 рази нижчий, ніж насосів інших виробників. Проведений розрахунок прогнозованого економічного ефекту від їх впровадження, отриманий за рахунок збільшення міжремонтного періоду роботи насосів.

Ключові слова: видобуток нафти, штангові глибинні насоси, надійність, ремонт, міжремонтний період.

В промислових умовах проведено дослідження штангових насосів виробництва ООО "Магістраль", призначених для роботи на глибинах до 2500 метрів в скважинах з обводненою до 99% продукцією, в умовах, ускладнених підвищеним вмістом піску і присутністю агресивних хімічних сполук. Показано, що міжремонтний період роботи цих штангових насосів значно більше по відношенню до насосів інших виробників, і це обумовлено конструктивними особливостями насосів і високою культурою виробництва. Коефіцієнт втрати подачі насосів виробництва ООО «Магістраль» в 4-5 рази нижче, ніж насосів інших виробників. Проведений розрахунок прогнозованого економічного ефекту від їх впровадження, отриманий за рахунок збільшення міжремонтного періоду роботи насосів.

Ключевые слова: добыча нефти, штанговые глубинные насосы, надежность, ремонт, межремонтный период.

The research was carried out in oilfield conditions of the rod pumps manufactured by Mahistral LLC, which are intended for work at depths up to 2500 meters in wells with up to 99% watercut production, complicated by high sand content and aggressive chemical compounds. It has been shown that the inter-repair operation period of these rod pumps is much larger than of the pumps of other manufacturers, and this is due to the structural features of the pumps and high production standards. The loss of flow rate ratio of the pumps supplied by Mahistral LLC is 4-5 times lower than in the pumps of other manufacturers. The calculation of the predicted economic effect from their implementation has been conducted, which was obtained by increasing the inter-repair period of the pumps operation.

Keywords: oil production, deep-well sucker rod pumps, reliability, repair, interrepair period.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими та практичними завданнями. Більшість нафтових свердловин України облаштовано засобами механізованого видобування нафти. Серед різноманітних способів видобування нафти механізований спосіб (за допомогою штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ)) є найбільш поширеним. Кількість нафтових свердловин, що експлуатуються за допомогою ШСНУ, складає понад 70% від усіх діючих свердловин.

З точки зору техніко-економічних можливостей, ШСНУ можуть забезпечити високий напір в обмеженому діапазоні подач - від 5 до 50 м³/добу. В області подач від 1 до 40 м³/добу ШСНУ має більш високий к.к.д. порівняно з іншими способами видобування нафти і при подачі, що дорівнює 35 м³/добу, він може досягати максимального значення - 37%. Таким чином, ШСНУ добре пристосована для роботи в умовах малого і середнього дебіту свердловин.

В Україні ШСНУ використовуються переважно в західних районах нафтовидобутку (Борислав, Долина, Надвірна), а менше – на Сході України.

Для нарощування власного видобутку вуглеводнів потрібна одна з передумов – наявність насосного обладнання, яке б відповідало високим показникам щодо продуктивності, робочих характеристик, якості, надійності та зручності експлуатації. Тому завданням статті є дослідження насосного обладнання в промислових умовах.

Аналіз останніх досліджень, у яких започатковано вирішення проблеми. Штангові насоси виробництва ТОВ «Магістраль» призначені для роботи на глибинах до 2500 метрів у свердловинах з обводненою до 99 % продукцією, ускладнених підвищеним вмістом піску і присутністю агресивних хімічних сполук. За результатами досліджень [1-3] та проведених промислових випробувань, термін служби цих

Таблиця 1 – Використання насосів ТОВ «Магістраль» станом на 01.11.2013 р.

Типорозмір насоса	К-ть насосів, які експлуатувались, шт.	Відпрацьований час, діб	К-ть насосів, що вийшли з ладу		Середній період до підйому насоса, діб
			шт.	%	
НН2Б-44	1	181	1	100	181
НВ2Б-38	7	3690,9	2	28,5	527,27
НН2Б-70	1	475,3	0	0	475,3
Всього	9	4347,2	3	33,3	483,02

насосів у разі перевищує термін служби аналогічних насосів інших виробників, що обумовлено їх конструктивними особливостями і високою культурою виробництва. Автор довший час працював в ТОВ «Магістраль» та проводив впровадження та випробування цих насосів на промислах.

Конструктивні особливості насосів ТОВ «Магістраль»:

- наявність контактної ущільнювачі між плунжером і циліндром насоса виключає втрати через пару тертя «плунжер-циліндр» і істотно підвищує об'ємний ККД насоса;

- контактне ущільнювачі плунжера володіє принципом самоущільнювачі, що дає можливість підтримувати герметизуючу здатність насоса впродовж тривалого періоду експлуатації;

- конструкція насоса дає можливість істотно зменшити довжину плунжера, а також збільшити величину зазору між циліндром і плунжером, що істотно зменшує вірогідність заклинювання насоса в процесі експлуатації;

- наявність антиадгезійного покриття робочих поверхонь циліндра і плунжера перешкоджає осіданню механічних домішок, смолянистих і парафінових відкладів на спряжених деталях насоса.

Конструктивні особливості насосів полягають в конструкції плунжера з високою зносостійкістю робочої поверхні, рельєф якої перешкоджає розриву водонафтової змащуючої плівки і виключає сухе тертя до поверхні циліндра. У практиці експлуатації даних насосів був випадок падіння динамічного рівня нижче за рівень прийому, при якому насос відпрацював "насухо" близько 10 годин без будь-яких видимих наслідків.

У виробництві штангових насосів застосовуються високоякісні леговані сталі, що мають високу стійкість до абразивної дії і агресивних середовищ.

Завдяки високій точності виготовлення комплектуючих в сукупності із застосуванням передових конструкційних матеріалів, з'явилася можливість на 2/3 зменшити довжину плунжера без помітного погіршення експлуатаційних характеристик насоса. Зменшення довжини плунжера дозволяє збільшити максимальний хід насоса в порівнянні з аналогічним стандартним обладнанням без зміни довжини циліндра. Ця обставина сприятливо впливає на експлуатаційний ресурс циліндра і насоса загалом, а також, дозволяє збільшити коефіцієнт подачі насоса.

Зменшення довжини в сукупності з особливостями рельєфу робочої поверхні плунжера дозволяють застосовувати насоси в умовах підвищеної в'язкості пластової рідини, не збільшуючи зазор між плунжером і циліндром вище II групи посадки [4]. Завдяки щільнішій посадці плунжера в циліндрі знижуються витоки рідини, яка видобувається, але, що найважливіше, значно зменшується динаміка зношування робочих поверхонь насоса через неможливість проникнення в зазор між плунжером і циліндром твердих абразивних частинок. Детальний аналіз надійності штангових свердловинних вставних і невставних насосів різного діаметра виконано авторами [1]. Проте отримані результати та аналіз літературних джерел і виконаних досліджень свідчить про необхідність проведення промислових випробувань цих насосів та оцінки їх ресурсу.

Виклад основного матеріалу з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів. У період з 01.09.2011 р. по 1.11.2013 р. на 17 нафтових свердловинах НГДУ «Охтирканефтегаз» було впроваджено 9 штангових насосів виробництва ТОВ «Магістраль» (табл. 1), з них 4 використовувалися повторно без ремонту.

За станом на 01.11.2013 р. експлуатацію трьох насосів було продовжено. Три насоси підняті (підйом не пов'язаний з технічним станом ШГН) і знаходяться в робочому стані, два насоси вийшли з ладу з напрацюванням відповідно 441,5 і 665,7 діб, один насос втратив придатність до експлуатації з вини бригади ЦК і ПРС [5].

Аналіз роботи насосів проводився за критеріями:

- міжремонтний період роботи;
- об'ємний коефіцієнт корисної дії;
- збільшення видобутку нафти;
- коефіцієнт втрати подачі насоса.

Порівнювалось середнє напрацювання до першої відмови випробовуваних в свердловинах на родовищах НГВУ «Охтирканефтегаз» насосів з середнім міжремонтним періодом роботи (МРП).

Міжремонтний період роботи на 1.11.2013 р. штангових насосів ТОВ «Магістраль» значно більший за такий для насосів, що використовувалися раніше (табл. 2).

За рахунок збільшення міжремонтного періоду роботи насосів проведений розрахунок прогнозованого економічного ефекту від їх впровадження.

Таблиця 2 – Порівняння МРП ШГН виробництва ТОВ «Магістраль» і насосів, які експлуатувалися в свердловинах НГВУ «Охтирканафтогаз» раніше (за методикою "Украфти")

МРП ШГН НГВУ на 01.03.2011 р.	МРП ШГН НГВУ на 01.10.2013 р.	МРП ШГН виробництва ТОВ "Магістраль" на 01.10.2013 р.	Відношення спільного МРП ШГН "Магістраль" до спільного МРП ШГН НГВУ
155	171	1845	10,78

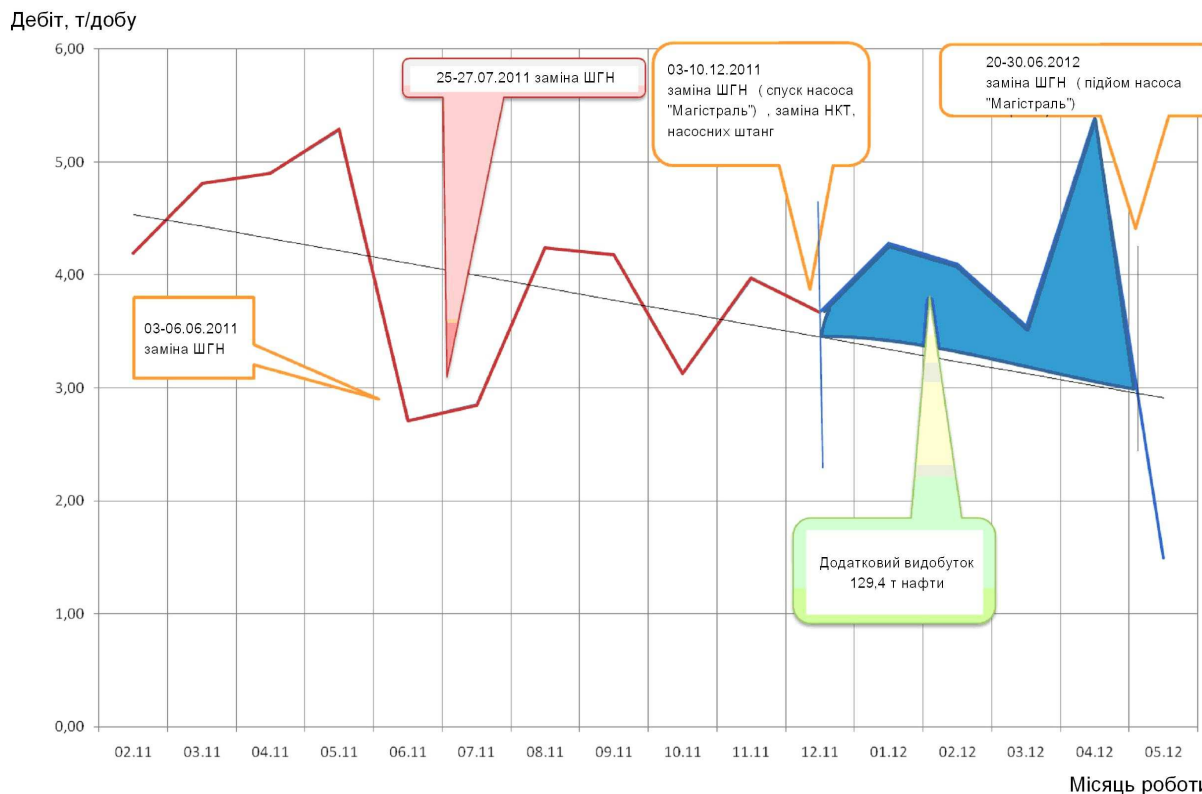


Рисунок 1 – Динаміка видобутку нафти на свердловині №24 Бугруватівського родовища

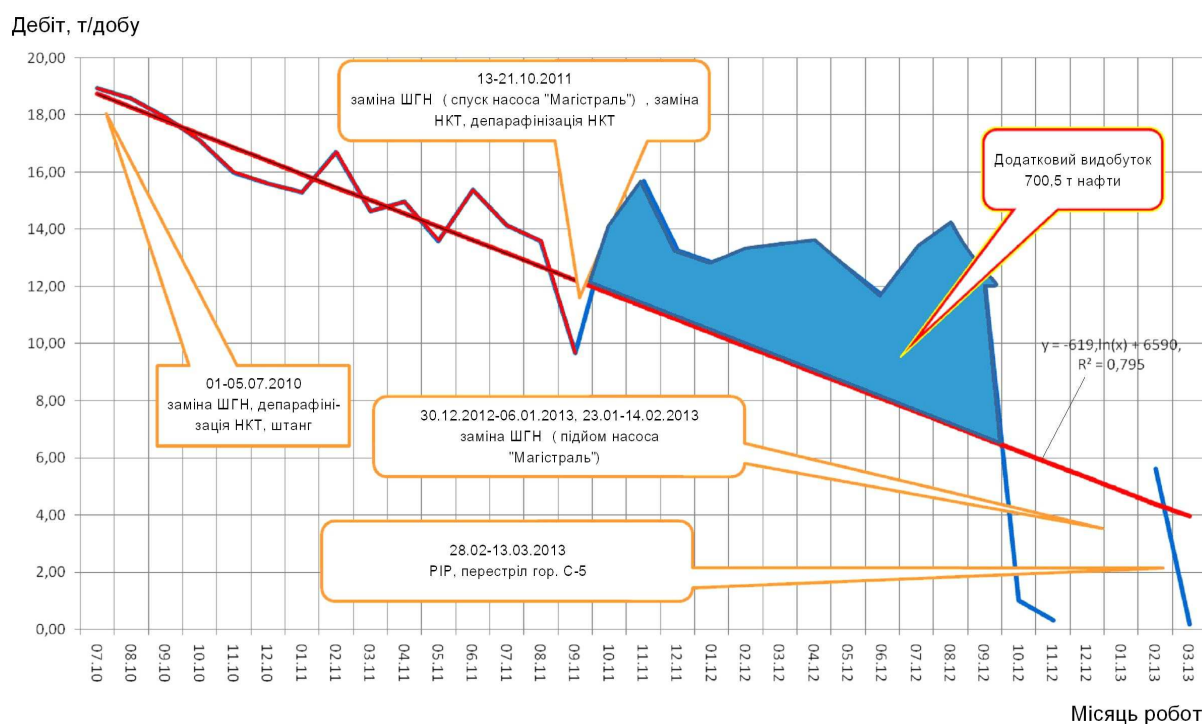


Рисунок 2 – Динаміка видобутку нафти на свердловині №132 Велико-Бубнівського родовища

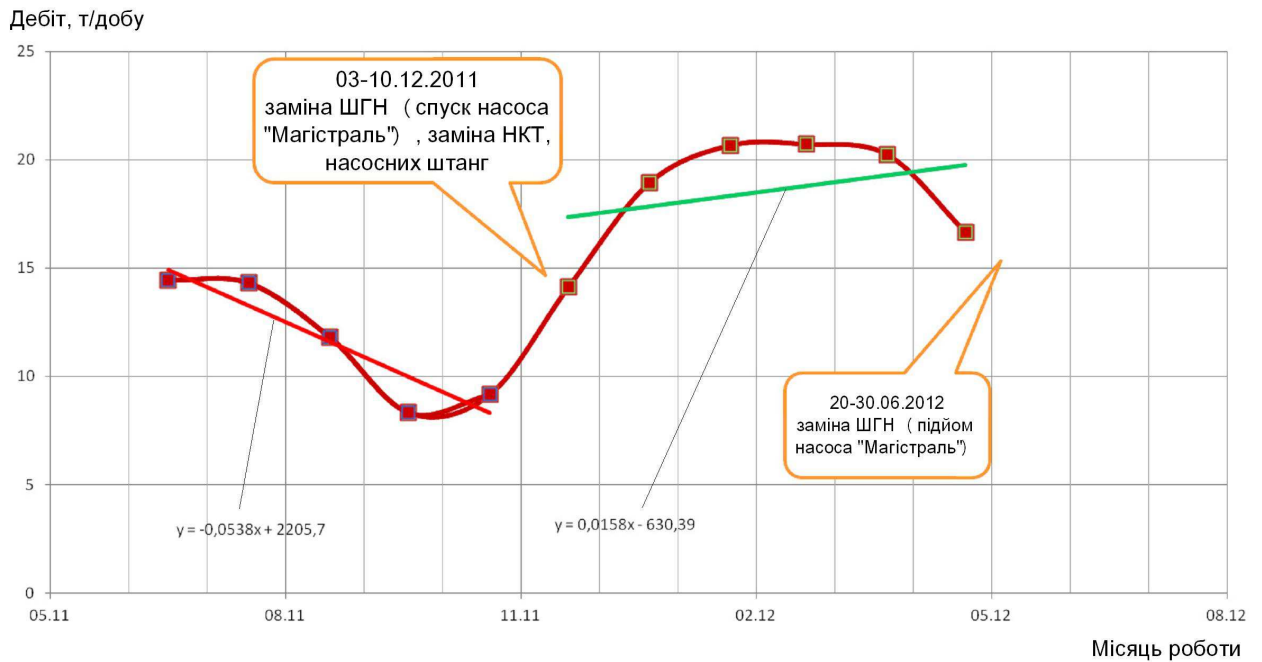


Рисунок 3 – Аналіз зміни та лінійні апроксимуючі залежності подачі насосів на свердловині №24 Бугруватівського родовища

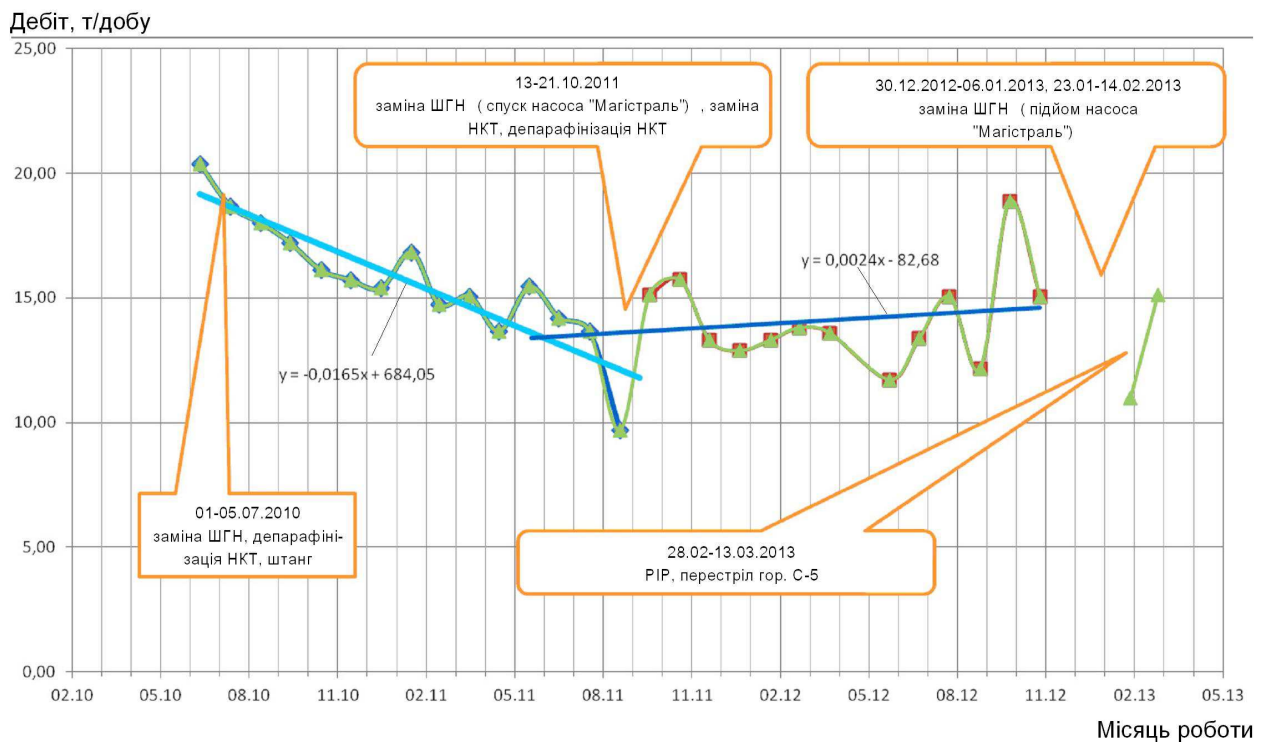


Рисунок 4 – Аналіз зміни та лінійні апроксимуючі залежності подачі насосів на свердловині №132 Велико-Бубнівського родовища

Для розрахунку прибутку від впровадження насосів була використана методика, викладена в [6]. При використанні даної методики враховується отримання прибутку за рахунок: економії витрат на проведення капітального ремонту; збільшення міжремонтного періоду експлуатації свердловини; додаткового видобутку нафти за рахунок збільшення міжремонтного періоду експлуатації свердловини.

Розрахунок проводиться за формулою:

$$\Delta\Pi = T_p \cdot \left(\frac{B_6}{T_6} - \frac{B_n}{T_n} \right), \quad (1)$$

де $\Delta\Pi$ – додатковий прибуток, грн.;
 T_p – час роботи свердловин за розрахунковий період, днів;
 T_6, T_n – тривалість міжремонтного періоду відповідно за базовим і новим варіантами, днів;
 B_6, B_n – витрати на проведення ремонтів за базовим і новим варіантами, грн.

Очікуваний ефект становить 10352,58, тис. грн. Економія на ремонті при цьому складає 450 тис. грн. на рік на одну свердловину.

Збільшення міжремонтного періоду насосів підвищує екологічну безпеку за рахунок зменшення екологічних ризиків під час ремонту свердловин.

Після опускання насосів «Магістраль» додатково видобуто 49,7 і 30,5% нафти на свердловинах № 24 Бугруватівського родовища та № 132 Велико-Бубнівського родовища (рис. 1, 2).

Аналіз втрат подачі насоса характеризує рівняння прямої, яка побудована за фактичними даними роботи насоса (рис. 3, 4). Кут нахилу прямої до горизонтальної прямої (осі часу роботи) і є коефіцієнтом втрати подачі насоса.

Коефіцієнт втрати подачі насосів виробництва ТОВ «Магістраль» в 4-5 рази нижче, ніж для насосів інших виробників (табл. 3).

Таблиця 3 – Аналіз коефіцієнтів втрати подачі насосів

№ з/п	Свердловина	Коефіцієнт втрати подачі насоса до заміни	Коефіцієнт втрати подачі насоса після заміни
1	№ 24 Бугруватівська	-0,0538	0,0158
2	№ 132 В.-Бубнівська	-0,0165	0,0024

У зв'язку з тим, що в насосах виробництва ТОВ «Магістраль» використовується плунжер спеціальної конструкції, об'ємний коефіцієнт корисної дії насосів вищий в порівнянні з насосами, що використовувалися раніше, і залишається практично постійним упродовж усього періоду експлуатації.

Компанія продовжує інтенсивну роботу над поліпшенням експлуатаційних характеристик насосного обладнання. В міру вивчення питань, пов'язаних з економічними аспектами експлуатації нафтових і газових свердловин, ТОВ «Магістраль» займається розробкою цілого комплексу організаційних заходів з поліпшення фінансово-економічних показників процесу механізованого видобутку нафти і газу.

Висновки

Проведені промислові дослідження та результати трирічного досвіду експлуатації насосів у свердловинах НГВУ «Охтирканафтогаз» дають підстави стверджувати, що в порівнянні з аналогічним обладнанням інших виробників втричі збільшився міжремонтний період, пов'язаний з відмовами насосного устаткування. Відмічено значне зниження динаміки падіння видобутку внаслідок фізичного зношування вузлів тертя. В зв'язку з цим при незмінних режимах відбору практично на усіх свердловинах спостерігалось збільшення середнього об'єму

видобутку за аналогічні інтервали часу. Наявність позитивної динаміки на переважній кількості свердловин дозволяє виключити випадковий вплив зміни геологічних параметрів на роботу свердловинних установок.

На основі вищесказаного, використання насосів виробництва ТОВ «Магістраль» є ефективним на родовищах ПАТ «Укрнафта» і рекомендовано до впровадження на нафтовидобувних підприємствах України.

Література

1 Копей Б.В. Аналіз надійності штангових свердловинних вставних і невставних насосів різного діаметра / Б.В.Копей, І.Б. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазопромислове обладнання. – 1995. – Вип. 32. – С.49-56.

2 Копей Б.В. Надійність штангових свердловинних насосів з втулочними і безвтулочними циліндрами в свердловинах з значною обводненістю / Копей Б.В., Копей І.Б. – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1995. – 7 с. – Деп. в ДНТБ України 29.04.96 – №1041-Ук96.

3 Определение оптимальной величины наработки между отказами деталей нефтепромышленного оборудования. / Б.В. Копей, И.Б.Копей, Я. Н. Драгомирецкий // Нефтепромышленное дело. – 1997. – № 10-11. – С.30-32.

4 Романова Н.А. Вязкость водонефтегазовой эмульсии и ее влияние на эффективность работы глубиннонасосных установок / Н.А.Романова, З.З. Алиев, А.Р. Буранчин – Нефтегазовое дело. – 2009. – № 1, том 7. – С. 43-45.

5 Звіт по результатах проведення дослідно-промислових досліджень штангових глибинних насосів виробництва ТОВ «Магістраль» на родовищах НГВУ «Охтирканафтогаз» ПАТ «Укрнафта». – Івано-Франківськ, 2013.

6 Бойко В.С. Підземний ремонт свердловин: підручник для вищих навчальних закладів; у 4-х частинах. / В.С. Бойко. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2002. – Частина 1. – 465 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 30.01.18

Рекомендована до друку професором Лисканичем М.В. (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ) д-ром техн. наук Хоминцем З.Д. (ТОВ «ЕМПІ-сервіс», м. Івано-Франківськ)

ОЦІНЮВАННЯ НАДІЙНОСТІ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ БОГОРОДЧАНИ МАГІСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДУ «СОЮЗ»

М.Я. Дволітка

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. 050 5646717,
email: mykhailo.dvolitka@gmail.com

Розглядаються питання дослідження технічного стану компресорної станції магістрального газопроводу методами статистичного моделювання. Проведено розрахунок показників надійності компресорної станції в розрізі цехів і термінів експлуатації, одержано числові характеристики та виконано їх аналіз. Встановлено, що впровадження відновлювальних заходів на КС -21 починаючи з 2004 року сприяло зростанню і підтриманню коефіцієнту надійності і готовності на належному рівні.

Ключові слова: компресорна станція, статистичне моделювання, коефіцієнт надійності

Рассматриваются вопросы исследования технического состояния компрессорной станции магистрального газопровода методами статистического моделирования. Проведен расчет показателей надежности компрессорной станции в разрезе цехов и сроков эксплуатации, получены числовые характеристики и выполнен их анализ. Установлено, что впровадження восстановительных мероприятий на КС -21 начиная с 2004 года способствовало росту и поддержанию коэффициента надежности и готовности на должном уровне.

Ключевые слова: компрессорная станция, статистическое моделирование, коэффициент надежности

The article deals with the study of the technical condition of GCS of the gas-main pipeline by means of the statistical modelling. The calculation of the reliability parameters of the compressor station in the context of units and working service has been carried out. The numerical characteristics have been obtained and their analysis has been conducted. It has been established that the introduction of rehabilitation measures at the KS-21 since 2004 has contributed to the growth and maintenance of the reliability and availability factors at an adequate level.

Keywords: compressor station, statistical modelling, reliability factor.

Вступ

Сьогодні прогнозування набуло широкого застосування. На його основі встановлюють необхідні умови для оптимізації керування процесом обслуговування газоперекачувальних агрегатів, безвідмовної експлуатації станцій і газопроводу загалом. Для оцінки надійності роботи ГПА як елемента КС і станції як системи використовується ряд загальноприйнятих показників, визначальними серед яких слід визнати коефіцієнт готовності і коефіцієнт надійності. Існує ряд методик для визначення цих показників на основі аналізу фактичної інформації про технічний стан системи, яка базується на характеристичі відмов обладнання. Розрахунок будь-яких показників, що характеризують стан об'єкта в майбутньому, ґрунтується на результатах прогнозування. Тому важливим аспектом оцінки технічного стану обладнання компресорних станцій є узагальнення показників надійності протягом певного часу.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Наукові основи дослідження надійності і прогнозування технічного стану машин закладено в працях Міхліна В.М. [2], Мозгалевського А.В. [3], Ставровського Е.Р. і Сухарева М.Г. [4], де розглядаються системи, пов'язані з складними технічними системами. Об'єкти і специфіка трубопровідного транспортування мають певні особливості щодо зміни технічного стану системи.

В працях Сухарева М.Г. і Ставровського Е.Р. наведено методи розрахунку основних показників надійності і оцінки їх часового тренду. Міхліним В.М. закладено основи теорії прогнозування стану об'єктів – прогностики – науки, що вивчає поведінку прогнозованих систем залежно від зміни прогнозуючих параметрів. Основна задача прогнозування полягає в передбаченні поведінки системи-функції за відомої поведінки системи-аргумента у визначений час чи у визначеній ситуації. Загалом процес прогнозування стану пропонується розбивати на цикли, цикли – на етапи.

У галузі трубопровідного транспорту визначальними роботами вважаються праці Бородавкіна П.П. [5], Паршакова Б.П. [6]. Однак розширення діапазону знань у даній галузі з плином часу експлуатації вимагає доопрацювання і конкретизації задач прогнозування технічного стану трубопроводів і обладнання компресорних станцій.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми, якій присвячується дана стаття

У зв'язку зі старінням об'єктів систем транспортування газу на значні відстані велике значення надається питанням прогнозування ресурсу газоперекачувальних агрегатів (ГПА) на компресорних станціях (КС), газопроводів і показників надійності їх експлуатації. Основною метою розрахунків є оцінка впливу оптимізації обслуговування обладнання з урахуван-

ням їх технічного стану на коефіцієнт готовності та коефіцієнт надійності ГПА.

Формулювання цілей статті

Завданням дослідження є оцінювання технічного стану газоперекачувальних агрегатів в умовах компресорних станцій магістральних газопроводів протягом заданого періоду часу і розроблення методів прогнозування експлуатаційної надійності газоперекачувального агрегата.

Виклад основного матеріалу

Газопровід є складною технічною системою з відновлювальними і резервованими елементами, яку можна умовно представити у вигляді ланцюга послідовно з'єднаних ланок — компресорних станцій і лінійних ділянок.

Надійність газотранспортної системи (ГТС) значною мірою визначається надійністю компресорних станцій, зокрема газоперекачуючих агрегатів. Врахування надійності діючої газотранспортної системи під час проектування і експлуатації газопровідних систем полягає в такому:

- оцінити можливі втрати пропускної здатності через відмови обладнання;
- обґрунтувати ефективність заходів з метою підвищення надійності.

Основною метою розрахунків є оцінка впливу надійності обладнання на пропускну здатність газопроводу.

Починаючи з 2004 року, в рамках газотранспортної системи зокрема МГ «СОЮЗ» був розроблений і послідовно упроваджений комплекс заходів щодо підвищення надійності і роботи. У даній статті ставиться завдання — оцінити ефективність упроваджених заходів щодо збільшення надійності компресорних цехів з газоперекачуючими агрегатами ГТК-10-1 магістрального газопроводу «СОЮЗ». Для цього проведені розрахунки двох основних показників надійності — коефіцієнта надійності (K_n) і коефіцієнта готовності (K_r) компресорного цеху за період з 2000 по 2010 роки із застосуванням методів теорії ймовірності системного аналізу.

Поділ ланки на елементи є умовним і визначається метою розрахунку і інформацією про надійність обладнання. Зазвичай елементами КС вважають газоперекачуючі агрегати (ГПА).

Надійність ГПА є його здатність виконувати задані функції, зберігаючи експлуатаційні показники в заданих межах впродовж часу, що розглядається. Відмовою ГПА називається порушення його роботоздатності. При відмові ГПА виключається з робочого процесу і надходить в сферу обслуговування для відновлювального ремонту.

В кожний момент часу він може перебувати в одному з положень:

- в робочому;
- в аварійному (вимушеному) простої;
- у простої для проведення ППР;
- у ненавантаженому резерві.

Баланс часу перебування ГПА в різних станах виражається формулою:

$$T_k = T_p + T_{вн} + T_{пр} + T_{рез}, \quad (1)$$

де T_k — календарний час;

T_p — середнє напрацювання між двома відмовами;

$T_{вн}$ — середній час відновлення;

$T_{пр}$ — середній час планового ремонту;

$T_{рез}$ — час простою в резерві.

Вважається, що відмова ГПА може виникнути лише у тому випадку, якщо він перебуває в робочому стані. ГПА надходять в ППР тільки за наявності резервних агрегатів.

Відновленням називають процес виявлення і ліквідації відмов ГПА з метою відновлення їх роботоздатності.

Стан газоперекачуючих агрегатів компресорної станції визначає пропускну здатність всієї КС на даний момент часу.

Пропускна здатність КС визначається як максимальна кількість газу, яка може бути поставленою споживачу за одиницю часу при даному стані ГПА у встановленому режимі при дотриманні умов щодо якості підготовки газу і тиском, який отримують споживачі за умови гарантованої подачі газу в газопровід у необхідній кількості.

Зміна стану ГПА є випадковою подією, тому пропускна здатність КС як функція його стану може бути представлена як випадкова величина з кінцевим рядом значень.

$$q = q_0, q_1, \dots, q_n, \quad (2)$$

для її опису можна побудувати ряд розподілів

$$\begin{aligned} q_0 q_1 \dots q_n; \\ \pi_0 \pi_1 \dots \pi_n; \end{aligned} \quad (3)$$

$$q_0 > q_1 > \dots > q_n. \quad (4)$$

При цьому q_0 — пропускна здатність КС зі всіма діючими ГПА. Її називають номінальною.

Середня пропускна здатність за період часу T може бути обчислена за формулою

$$\pi_0 \cdot q_0 + \pi_1 \cdot q_1 + \dots + \pi_n \cdot q_n. \quad (5)$$

Коефіцієнт надійності КС є відношенням середньої пропускної здатності до номінальної

$$K_n = \frac{q}{q_0}. \quad (6)$$

Вірогідність того π_0 , що КС володіє номінальною пропускну здатністю, називається коефіцієнтом готовності компресорної станції.

Алгоритм розрахунку показників надійності покажемо на прикладі компресорного цеху КС-21 «СОЮЗ», на якому встановлено $m = 7$ агрегатів типу ГТК-10-1, з яких при номінальній схемі роботи $m_1 = 5$ знаходиться під навантаженням, і $m_2 = 2$ в ненавантаженому резерві. Схема об'язки КЦ допускає заміну будь-якого агрегату, що відмовив, будь-яким резервним. В кожен момент часу в ППР перебуває не більше одного агрегату. Відключення

в ППР допускається лише у випадку, коли всі агрегати справні. Розрахунки ведемо для 2000 року, коли термін експлуатації обладнання становив 15 років. Основні показники надійності, що служать вхідними даними для розрахунків, подані в таблиці 1

Таблиця 1 – Показники надійності експлуатації КС Богородчани

№	Показник	2000 р.
1	Напрацювання на відмову, год.	1171
2	Середній час відновлення, год.	950
3	Міжремонтний ресурс, год.	41
4	Середня тривалість ППР, год.	820

Інтенсивність відмови елемента визначається за часом напрацювання на одну відмову

$$\omega = T_p - 1, \quad (7)$$

при $T_p = 1171$ год, $\omega = 0,00085$ год⁻¹.

Інтенсивність виходу на профілактичний ремонт визначається за міжремонтним ресурсом

$$\omega_{np} = T_{np} - 1, \quad (8)$$

при $T_{np} = 950$ год, $\omega_{np} = 0,000105$ год⁻¹.

Інтенсивність відновлення визначається за середнім часом відновлення

$$\mu = T_{en} - 1, \quad (9)$$

при $T_{en} = 41$ год, $\mu = 0,021$ год⁻¹.

Інтенсивність виходу з ППР визначається за середньою тривалістю ППР

$$\mu_{np} = T_{np} - 1, \quad (10)$$

при $T_{np} = 820$ год, $\mu_{np} = 0,00122$ год⁻¹.

Стан ланки визначається переліком діючих і пошкоджених елементів і їх положень. В кожний момент часу ланка може перебувати в одному з кінцевого числа станів. Ці стани нумеруються, причому нумерація залежить від схеми технологічних зв'язків між елементами. При розрахунку можна не розрізняти такі стани ланок, які допускають однакові схеми функціонування системи.

На КС -21 всі цехи з паралельною схемою обв'язки агрегатів, при цьому важливо, скільки агрегатів відмовили, але байдуже, які саме. Стани, що призводять до однієї і тієї ж схеми функціонування системи, об'єднуються в групи, яким привласнюємо номери 0,1,2..., причому номеру 0 відповідають всі ті стани, в яких ланка може функціонувати за номінальною схемою.

Спочатку складаємо графік переходів, в якому станом i відповідає вершина i , а переходу з стану i в стан j – спрямована дуга (i, j) . Далі визначаємо інтенсивності ω_j переходів системи з кожного стану i в суміжні стани j . Інтенсивність переходів вважаємо постійною.

Далі за допомогою побудованого графіка переходів складаємо систему з 16 рівнянь відносно невідомих ймовірностей π_i ($i = 0, 1, \dots, m$)

перебування ланки у відповідних станах в стаціонарному процесі (15 вершин графа плюс рівняння суми ймовірностей всіх станів =1):

У рівняннях першу суму беремо по всіх дугах, які виходять з вершини i , а другу – по всіх дугах, які входять у вершину i . Отриманий таким чином ряд розподілу $\pi_0, \pi_1, \dots, \pi_m$ дозволяє знайти всі основні показники надійності та ефективності використання потужностей ланки.

$$\sum_{i \neq j} \omega_{ij} - \sum_{j \neq i} \omega_{ji} \cdot \pi_j = 0; \quad (11)$$

$$\sum_{i=0}^m \pi_j = 1. \quad (12)$$

Підставляючи інтенсивності $T_p, T_{en}, T_{np}, T_{рез}$ переходів для сусідніх станів для кожного цеху, складемо таблиці коефіцієнтів для формування матриці і розв'язування системи лінійних рівнянь (таблиця 1). Розв'язуємо систему лінійних рівнянь методом Гауса.

Для оцінки надійності одноцехової КС визначимо такі показники:

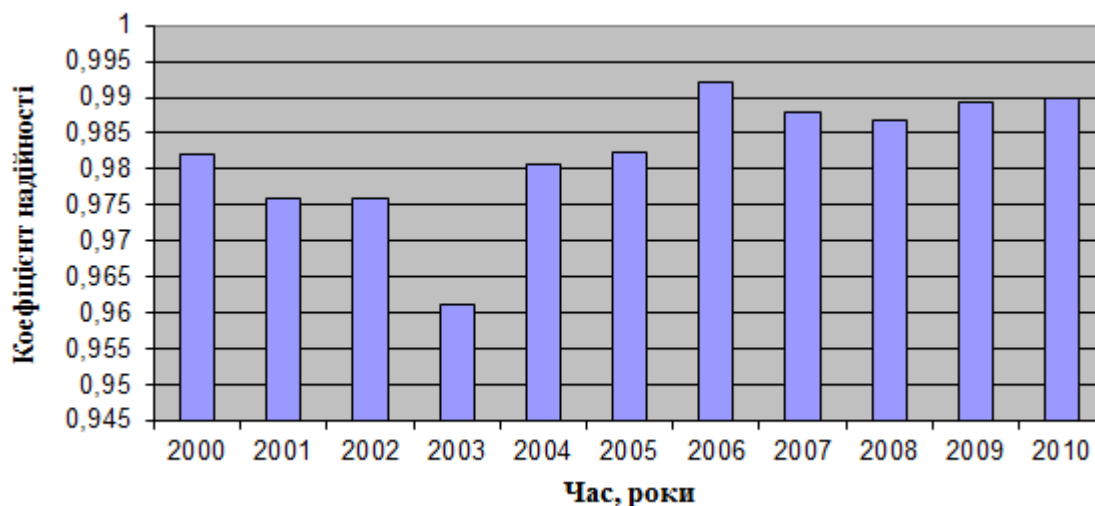
1. Коефіцієнт надійності КС – відношення середньої пропускної здатності до номінальної.

2. Коефіцієнт готовності – сума ймовірностей всіх тих станів, які допускають включення ГПА в кількості та за схемою, які передбачені проектом.

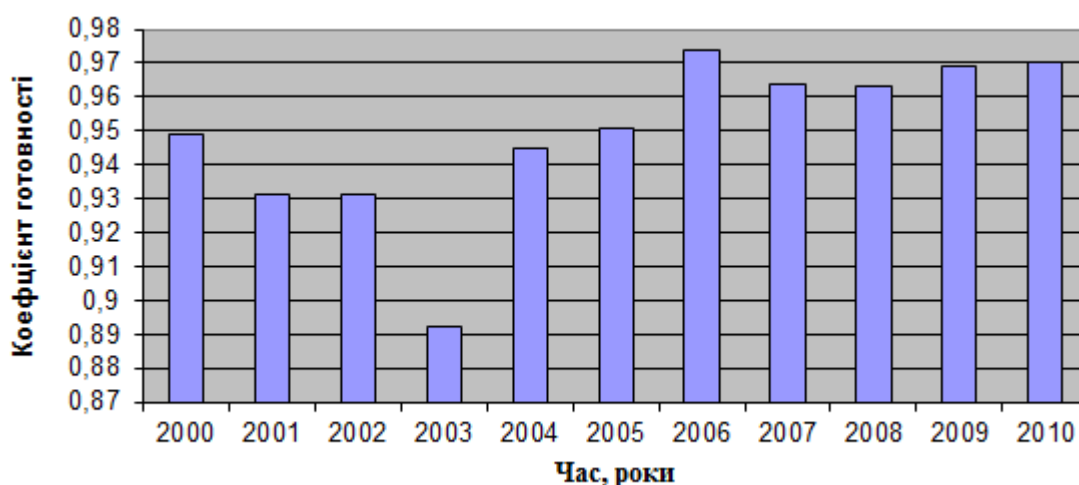
На рис. 1, 2 подаються результати розрахунків показників надійності для компресорного цеху КС Богородчани.

Висновки

У результаті проведення аналітичних і статистичних досліджень встановлено, що для компресорної станції в період з 2000 по 2003 роки спостерігається поступове зниження показників надійності, що свідчить про об'єктивний процес, пов'язаний із старінням устаткування. Запропоновано методи прогнозування експлуатаційної надійності газоперекачувального агрегата у заданий проміжок часу. Розрахунками встановлено, що максимумами коефіцієнтів надійності і готовності до рівня $K_n=0,99$, $K_r=0,97$ припадають на період впровадження відновлювальних заходів, а в подальшому спостерігається їх стабілізація на цьому рівні і поступове зниження.



Рисунк 1 – Коефіцієнт надійності на КС Богородчани



Рисунк 2 – Коефіцієнт готовності на КС Богородчани

Література

1 Грудз В.Я. Обслуговування і ремонт газопроводів: монографія / В.Я.Грудз, Д.Ф.Тимків, В.Б.Михалків, В.В.Костів. – Івано-Франківськ: Лілея-НВ, 2009. – 711 с.

2 Михлин В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники / В.М. Михлин. – М.: Колос, 1994. – 335 с.

3 Мозгалевский А.В. Техническая диагностика / А.В. Мозгалевский, Д.В. Гаспаров. – М.: Высшая школа, 1975. – 495 с.

4 Ставровский Е.Р. Методы расчета надежности магистральных газопроводов / Е.Р. Ставровский, М.Г. Сухарев, Н.М. Карасевич. – Новосибирск: Наука, 1982. – 92 с.

5 Бородавкин П.П. Трубопроводы в сложных условиях / П.П. Бородавкин, В.Я Таран. – М.: Недра, 1968. – 346 с.

6 Поршаков Б.П. Газотурбинные установки для транспорта газа / Б.П. Поршаков. – М.: Недра, 1982. – 321 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 22.03.18

Рекомендована до друку професором Грудзом В.Я. (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ) професором Говдяком Р.М. (ТзОВ «ІК МАШЕКСПОРТ», м. Київ)

Інформаційні технології

УДК 681.5.017

КОМП'ЮТЕРНА СИСТЕМА КОНТРОЛЮ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДВОСТУПЕНЕВОГО НАГНІТАЧА ПРИРОДНОГО ГАЗУ

М.І. Горбійчук, В.М. Гарасимів, Т.Г. Гарасимів

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: gorb@nung.edu.ua*

Розглянуто ГПА як об'єкт автоматичного керування та виявлено його вхідні та вихідні параметри. Розроблена комп'ютерна система контролю параметрів технічного стану двоступеневого нагнітача природного газу. Описана структура програм, які інтегровані у програмне забезпечення SCADA-системи Citect, що забезпечує поетапну процедуру оцінювання технічного стану двоступеневого нагнітача природного газу.

Ключові слова: об'єкт автоматичного керування, комп'ютерна система, параметри технічного стану, SCADA-система.

Рассмотрен ГПА как объект автоматического управления и выявлены его входные и выходные параметры. Разработана компьютерная система контроля параметров технического состояния двухступенчатого нагнетателя природного газа. Описана структура программ, которые интегрированы в программное обеспечение SCADA-системы Citect, что обеспечивает поэтапную процедуру оценки технического состояния двухступенчатого нагнетателя природного газа.

Ключевые слова: объект автоматического управления, компьютерная система, параметры технического состояния, SCADA-система.

The gas compressor unit is considered as the object of automatic control and its input and output parameters are defined. The computer control system of the technical condition parameters of the natural gas two-stage supercharger is developed. The structure of programs integrated into the software of SCADA-system Citect is described. It provides the step-by-step estimation of the technical condition of the natural gas two-stage supercharger.

Keywords: the object of automatic control, the computer system, technical condition parameters, SCADA-system.

Вступ

Основне обладнання компресорних станцій (КС), в тому числі газоперекачувальний агрегат (ГПА) та його складові елементи, є складними об'єктами керування, які працюють в умовах апріорної та поточної невизначеності під впливом недосяжних для вимірювання збурень, внаслідок яких виникають дефекти основних вузлів ГПА, що, у свою чергу, призводить до зниження його працездатності та появи раптових відмов.

На сьогодні контроль технічного стану ГПА здійснюють шляхом проведення планово-попереджувальних ремонтів, що має ряд недоліків. По-перше, ГПА може бути виведений у ремонт у справному стані при досягненні терміну чергового ремонту. По-друге, дефекти ву-

злів ГПА під дією зовнішніх та суб'єктивних чинників (порушення правил експлуатації, недосконалість конструкції) можуть розвиватися стрімко в міжремонтний період, що веде до втрати його працездатності і в подальшому до ремонтно-відновлювальних робіт [1].

На сьогоднішній день компресорний парк газопроводів України майже повністю складається з відцентрових нагнітачів (ВЦН), основні властивості яких пов'язані із формою і розмірами їх проточної частини. Виходячи із вище сказаного, виникає проблема розроблення та інтеграції до складу існуючої системи автоматичного керування (САК) ГПА системи ідентифікації та контролю параметрів проточної частини ВЦН, яка забезпечить контроль параметрів агрегату в умовах його експлуатації.

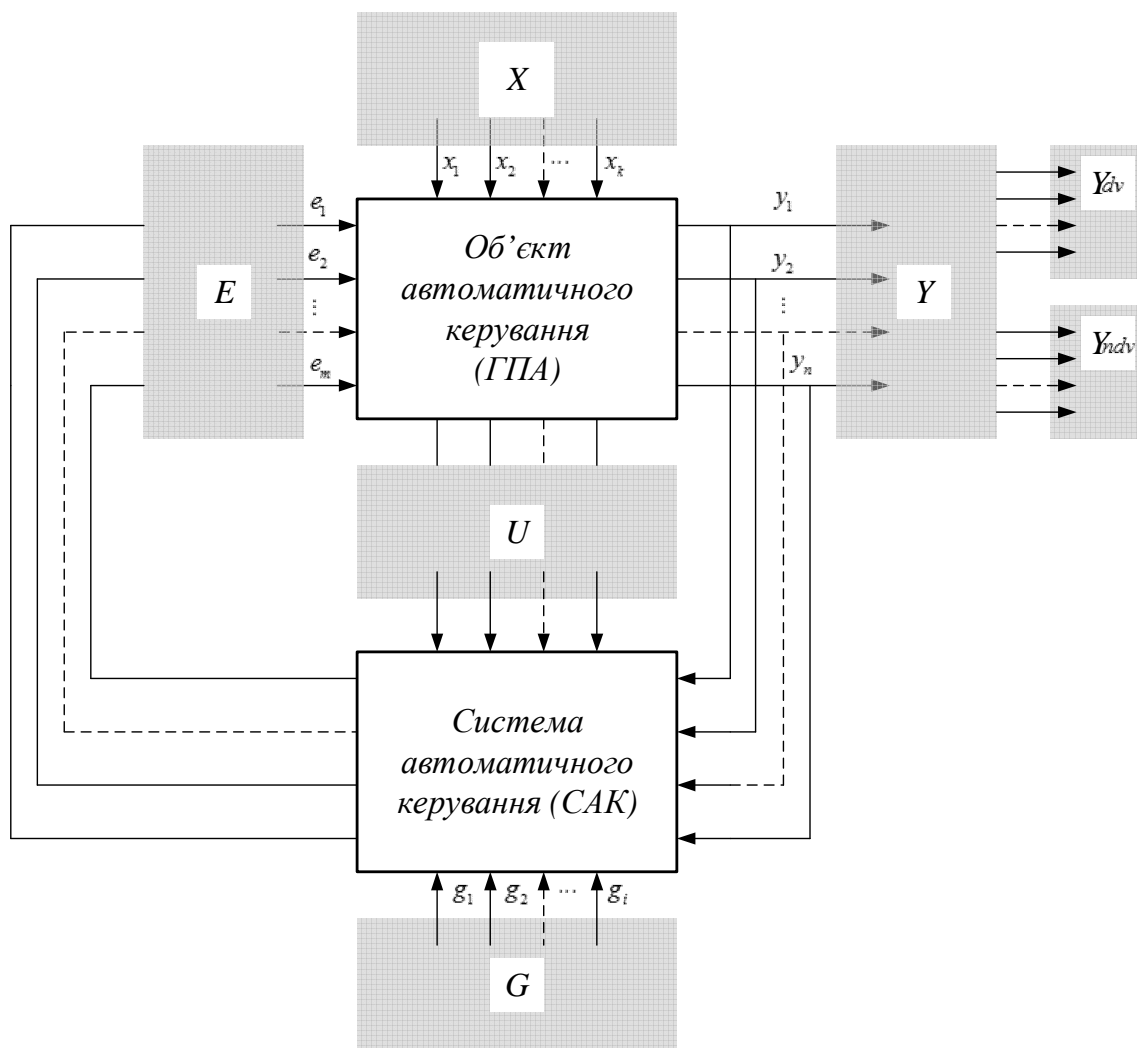


Рисунок 1 – Чинники, що визначають функціонування ГПА як об'єкта автоматичного керування

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Основні методи ідентифікації параметрів нагнітачів викладені в працях [2-6], більшість із яких реалізуються при експлуатації ГПА та передбачають монтування додаткових давачів, що, у свою чергу, є проблематичним, оскільки потрібна модернізація обладнання та переформування відповідної технічної документації.

Питанню вибору оптимальних розмірів проточної частини нагнітачів на стадії їх проектування та обчисленню втрат в їх елементах присвячена значна кількість публікацій як зарубіжних, так і вітчизняних авторів [7-10], які, в основному, використовують дослідження Еккерта, К. Пфлейдерера, А. І. Степанова, В. Траупеля. Ними проводиться газодинамічний розрахунок проточної частини ВЦН на основі експериментальних даних, розраховуються коефіцієнти втрат у робочому колесі та лопатковому дифузорі та визначається вплив окремих факторів конструкції проточної частини ВЦН на політропний к. к. д. та форму його теплотехнічних характеристик. Проте в даних ро-

ботах не наведений точний алгоритм контролю геометричних та технологічних параметрів ВЦН, метод його реалізації в існуючу САК ГПА, а запропоновані методи, в основному, призначені для одноступеневих нагнітачів.

Оскільки більшість КС України використовують двоступеневі нагнітачі природного газу, метою статті є розробка алгоритму контролю параметрів технічного стану двоступеневого ВЦН та визначення структури комп'ютерної системи, в рамках якої може бути реалізована система ідентифікації та контролю параметрів технічного стану двоступеневого ВЦН.

Основна частина

ГПА як об'єкт автоматичного керування характеризується цілим рядом факторів, які загалом визначаються як вхідні, вихідні величини та збурення. Для того, щоб врахувати вплив цих факторів, розглянемо загальну структурну схему системи автоматизації роботи ГПА (рис. 1), яка складається із об'єкта автоматичного керування та САК.

Завдяки певній взаємодії між об'єктом автоматичного керування і САК ГПА забезпечується необхідний результат функціонування ГПА, що характеризується вихідними факторами (група Y). Якщо ГПА розглядати як об'єкт контролю технічного стану, то фактори групи Y слід поділити на такі, що мають діагностичну цінність (група Y_{dv}), та інші (група Y_{ndv}) [11].

Фактори групи Y_{dv} є функціями не тільки вхідних величин групи X , але й залежать від внутрішніх чинників роботи ВЦН та газотурбінної установки (ГТУ) як складових частин ГПА. До них можна віднести геометричні розміри робочого колеса ВЦН та колеса турбіни, зміна геометрії підшипників, зміна зазору в кінцевих ущільненнях та ін.

Вхідні величини характеризуються факторами групи X , які не підлягають цілеспрямованій зміні. Фактори групи X , у свою чергу, можна поділити на контрольовані (група Z) і на такі, що не піддаються контролю (група V). Як приклад факторів групи Z можна навести тиск, температуру, продуктивність на вході відцентрового нагнітача, температуру, тиск атмосферного повітря та ін. До групи V можна віднести густину та хімічний склад природного газу, теплоту згоряння паливного газу та ін. У більшості випадків фактори групи X мають ймовірнісний характер, що вносить певну стохастичну складову в процес компримування природного газу.

Окрім факторів Y та X , функціонування ГПА характеризується факторами групи U . Групу U утворюють керовані вхідні величини, через які реалізується процес компримування природного газу (витрата паливного газу, коефіцієнт надлишку повітря).

Інформація про поточні значення факторів груп U та Y надходить в САК та порівнюється із відповідними значеннями факторів групи G (величини ГПА що відповідають роботі нового ГПА або після капітального ремонту, паспортним даним, встановленим граничним величинам та ін.). Як результат, система автоматизації роботи ГПА здійснює керуючий вплив (фактори групи E) на об'єкт автоматичного керування.

Автоматизована система управління (АСУ) технологічного процесу (ТП) компримування газу включає сукупність технічних засобів і методів збору, обробки, аналізу, видачі інформації і здійснення керуючого впливу на хід ТП, який із взаємодією із диспетчером КС забезпечує заплановане протікання ТП (рис. 2).

КС «Долина» як об'єкт управління передбачає управління рядом технологічних комплексів (цехів, ділянок та ін.), кожен з яких складається із технологічних установок (агрегатів) на базі інтегрованої АСУ, яка об'єднує усі дирекції управління і обробки інформації та охоплює усі етапи від планування до регулювання параметрів технологічних процесів.

Частина технічних засобів АСУ, яка виконує операції збору, обробки та контролю інформації,



Рисунок 2 – Загальна структура АСУ ТП компримування газу

може бути розглянута як окрема САК. Для управління, захисту та контролю за роботою агрегатів ГПА-Ц-16С на КС-3 «Долина» застосовано САК типу «САТ-04» НВП «Нова техніка» (м. Львів). Дана САК ГПА має позитивний досвід роботи на КС «Богородчани», «Бердичів», «Кіровоградська», «Волинська» та «Ужгород» [12]. Системи керування відповідають світовому рівню надійності та інформативності, дають можливість вирішувати питання оптимізації режимів роботи ГПА, тим самим зменшити експлуатаційні витрати.

САК ГПА-Ц1-16С умовно можна поділити на [13]:

- апаратуру нижнього рівня, що безпосередньо керує агрегатом через технологічний контролер;

- апаратуру верхнього рівня, яка безпосередньо управляє агрегатом через автоматизоване робоче місце (АРМ) диспетчера КС, з якого можливо впливати на роботу нижнього рівня, а також забезпечувати обробку технологічної інформації, її оперативне представлення, формування архівів аварійних зупинок, архівів вимірювальних параметрів і станів технологічних параметрів виконавчих механізмів;

- засоби зв'язку між нижнім та верхнім рівнями та системою телемеханіки «Serck Controls».

Для нижнього рівня використовуються мікропроцесорні засоби серії 90-70, що випускаються торговою маркою «GE Fanuc» та зв'язані між собою мережею «Genius» в межах КС. Вони призначені для збору і попередньої обробки інформації, яка надходить від давачів, та видачі керуючих сигналів на виконавчі механізми ГПА. Шина «Genius» забезпечує обмін інформацією через послідовний канал між контролерами, блоками Field Control, дисплейною станцією змінного інженера-технолога та іншими АРМ і блоками, які мають відповідні канали або контролери зв'язку.

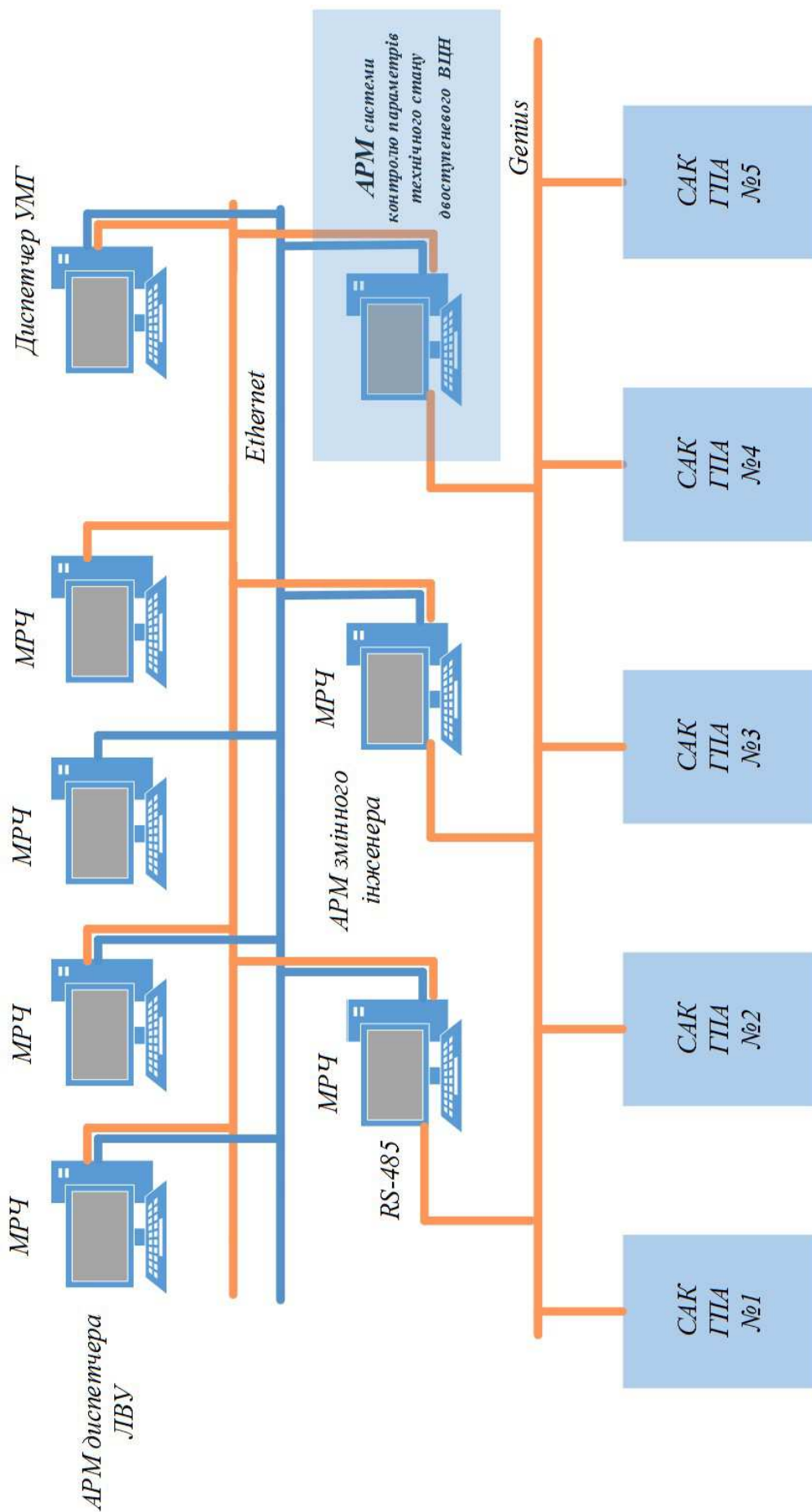


Рисунок 3 – Структура комп'ютерної системи контролю параметрів технічного стану двоступеневого ВЦН

Верхній рівень САК повинен забезпечити отримання інформації від усіх давачів системи, її аналіз, зберігання і представлення диспетчеру. Для розв'язку основних задач автоматизації ТП і для проектування верхнього рівня систем на КС «Долина» використовується SCADA-система Citect фірми Citect. Програмне забезпечення (ПЗ) Citect включає всі необхідні функціональні блоки (тренди, звіти, драйвери, протоколи) і дозволяє реалізувати віддалений моніторинг системи управління ТП за допомогою технології Internet Explorer'a [15-16].

Для реалізації розробленого в праці [17] методу контролю параметрів технічного стану двоступеневого нагнітача природного газу створено комп'ютерну структуру системи контролю параметрів технічного стану двоступеневого ВЦН, яка розгорнута у вигляді АРМ на базі серійних персональних електронно-обчислювальних машин (ПЕОМ) і входить до складу інтегрованої системи керування Долинським ЛВУМГ, яка має чотирирівневу ієрархічну структуру (рис. 3).

Найнижчий рівень системи керування містить контролери та виконавчі механізми, які виконують функції локального керування компресорними агрегатами (САК ГПА).

На другому рівні керування знаходяться функціонально-орієнтовані АРМ для реалізації оперативного керування агрегатами КС. АРМ змінного інженера призначене для обробки, відображення й збереження в базі даних (БД) реального часу інформації про хід ТП, розрахунок режимів роботи та формування звітних документів.

Третій рівень керування - це рівень оперативного планування диспетчера ЛВУ, на якому розв'язуються задачі оптимізації та розрахунку техніко-економічних показників роботи КС на рівні ЛВУМГ. На основі проведених розрахунків з врахуванням завдання від диспетчера УМГ, диспетчер ЛВУМГ формує завдання на перекачування газу. Також на цьому рівні знаходяться АРМ допоміжних об'єктів.

Частина інформації з рівня ЛВУМГ передається диспетчеру УМГ (четвертий рівень) для оперативного-тактичного планування роботи транспортної системи УМГ.

На рівні АРМ змінного інженера (ЗІ), крім традиційного, розроблене спеціальне програмне забезпечення розв'язку задачі контролю параметрів технічного стану двоступеневого ВЦН, яке оформлене у вигляді окремого модуля, що дозволяє легко інтегрувати його в існуючий пакет програм. На рисунку 4 зображена взаємодія блоків програм із існуючим ПЗ АРМ ЗІ, що забезпечують поетапну процедуру контролю параметрів технічного стану двоступеневого ВЦН.

ПЗ АРМ ЗІ запрограмоване за допомогою системи проектування Simplicity Control фірми «GE Fanuc» та поділено на: ПЗ «Сервер» (розміщується на жорсткому диску сервера), ПЗ «Клієнт» та ПЗ «ППР» (періодичної перевірки роботоспроможності апаратури САК).

ПЗ «ППР» забезпечує перевірку вхідних і вихідних дискретних каналів, калібрування аналогових каналів.

ПЗ «Клієнт» забезпечує людино-машинний інтерфейс з оператором (формування мнемосхем, графіків, повідомлень, звукових попереджень, формування команд управління, перегляд та друкування добової відомості та звіту перевірки захистів).

ПЗ «Сервер» забезпечує взаємодію з ПЗ технологічних контролерів та контролера компресорного цеху, з ПЗ «Клієнт, з базою даних, з системою фірми Serck Controls, а також архівує аналогові дані.

БД формується уже існуючим програмним забезпеченням і містить дані про технологічні параметри нагнітача, що відповідають умовам його роботи після КР та за поточний місяць – температуру газу на вході і на виході ВЦН, тиск газу на вході і на виході ВЦН, перепад тиску газу на конфузори ВЦН, продуктивність нагнітача, швидкість обертання ротора ВЦН, а також дані про густину і хімічний склад природного газу та тиск і температуру навколишнього середовища.

Ці дані є вихідною інформацією для блоку програм «Ідентифікація параметрів», написаних на алгоритмічній мові MatLab, де відбувається ідентифікація параметрів математичної моделі двоступеневого нагнітача природного газу, яка наведена в статті [17].

Блок програм «Лобудова емпіричної моделі» синтезує емпіричну модель ВЦН у вигляді полінома степеня $m \leq 3$. Моделювання емпіричної моделі реалізується за допомогою індуктивного методу самоорганізації моделей, а її структура вибирається на основі використання генетичного алгоритму [18].

За результатами розрахунків блоку програм «Обчислення параметрів технічного стану» здійснюється експертна оцінка технічного стану нагнітача, яка реалізується із використанням блоку програм «Експертна оцінка». У випадку, коли ВЦН перебуває у стані «необхідно вжити заходів», програма керування агрегатом у технологічному контролері автоматично здійснює перехід агрегата до режиму «Екстрена зупинка» [18].

Висновки

Запропоновано структуру комп'ютерної системи, яка забезпечує поетапний розв'язок задачі контролю параметрів технічного стану двоступеневого ВЦН і яка інтегрована в існуючу SCADA-систему керування процесом фірми Citect.

Описано структуру програм системи контролю параметрів технічного стану двоступеневого ВЦН, які інтегровані у програмне забезпечення SCADA-системи Citect, що забезпечує поетапну процедуру оцінювання технічного стану двоступеневого нагнітача природного газу.

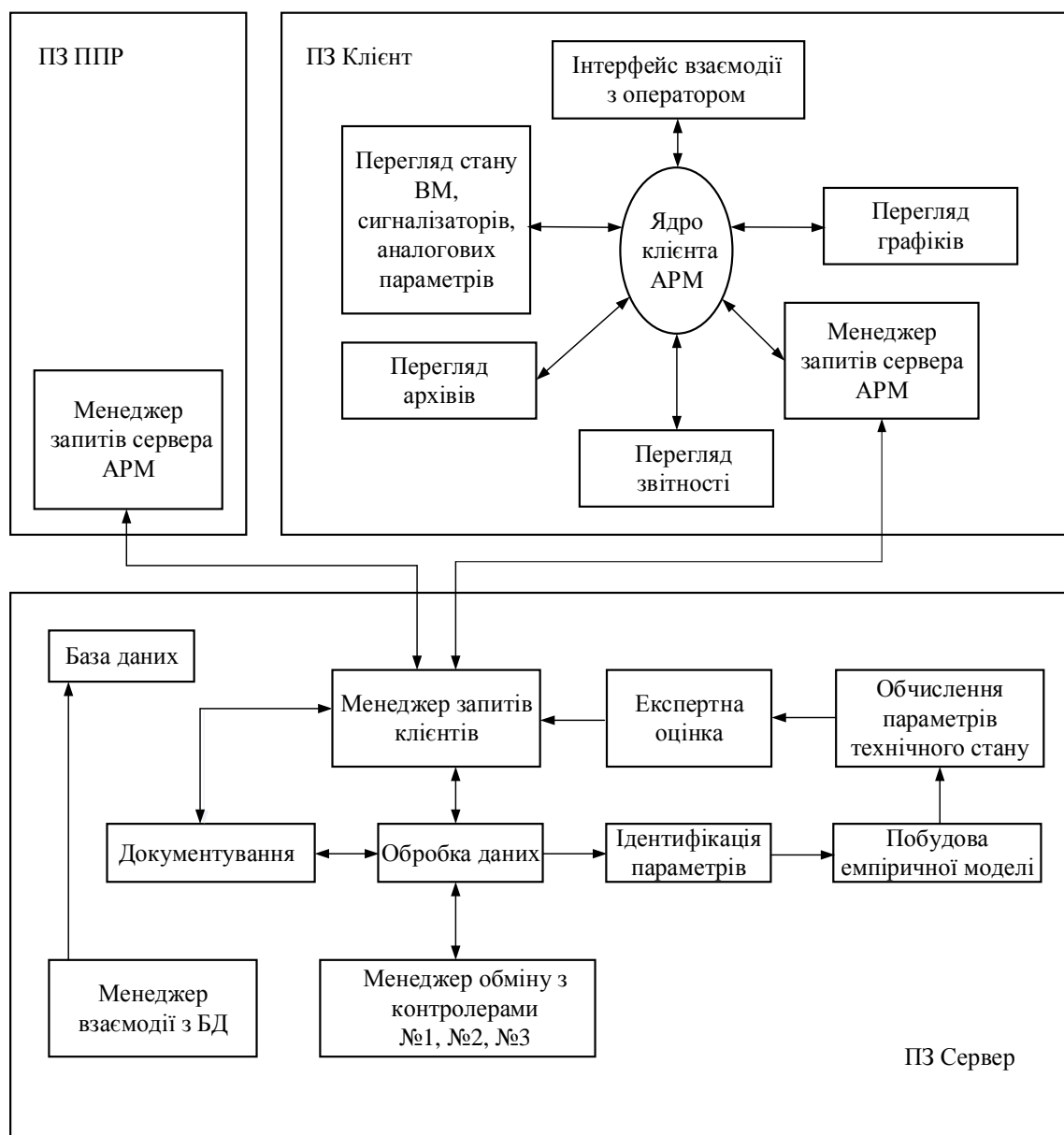


Рисунок 4 – Взаємодія блоків програм системи контролю параметрів технічного стану двоступеневого ВЦН

Література

1 Горбійчук М. І. Комп'ютерна система поетапного діагностування роботи відцентрових нагнітачів природного газу / М. І. Горбійчук, О. А. Скріпка, М. І. Когутяк, С. В. Прокіпчин // *Енергетика, контроль та діагностика об'єктів нафтогазового комплексу*. – 2007. – №1 (2). – С. 67-71.

2 Halimi D. Maintenance actions planning in industrial centrifugal compressor based on failure analysis / D. Halimi, A. Hafaifa, E. Boualieu // *Eksplotacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*. – 2014. - №16 (1). – P.17-21.

3 Ed Wilcox. Practical methods for field performance testing centrifugal compressors. – Режим доступу: <http://turbolab.tamu.edu/proc/turboproc/T28/Vol28017.pdf>

4 Горбійчук М. І. Метод обчислення базових значень діагностичних ознак відцентрового нагнітача природного газу / М. І. Горбійчук, О. А. Скріпка // *Методи та прилади контролю якості*. – 2005. – №15. – С. 36-40.

5 Shengzhong Huang. Immune Genetic Evolutionary Algorithm of Wavelet Neural Network to Predict the Performance in the Centrifugal Compressor and Research / Huang Shengzhong // *Journal of Software*. – 2011. – No 5 – P. 908-914.

6 Горбійчук М. І. Метод обчислення базових значень діагностичних ознак відцентрового нагнітача природного газу / М. І. Горбійчук, О. А. Скріпка / *Методи та прилади контролю якості*. – 2005. – №15. – С. 36-40.

7 Ільченко Б. С. Діагностування функціонально-технічного стану газоперекачувальних агрегатів: монографія / Б. С. Ільченко. – Харків: ХНАМГ, 2011. – 228 с.

8 Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры: учеб. пособие / Ю. Б. Галеркин, Л. И. Козаченко. – СПб: изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 374 с.

9 Ваняшов А. Д. Теория, расчет и конструирование компрессорных машин / А. Д. Ваняшов. – Омск: изд-во ОмГТУ, 2007. – 270 с.

10 Парафейник В. П. Анализ режимов работы ГПА с газотурбинным приводом на стадии проектирования агрегата / В. П. Парафейник, А. В. Смирнов, И. Н. Тертышный, А. Н. Нефедов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 9. – С. 25-32.

11 Горбійчук М. І. Метод параметричної ідентифікації технічного стану відцентрового нагнітача природного газу / М. І. Горбійчук, В. М. Медведчук, Г. П. Кропельницька // *Методи та прилади контролю якості*. – 2012. – №2 (29). – С. 102-112.

12 Ковалів Є. О. Оптимізація роботи газоперекачувальних агрегатів з різними типами приводів / Є. О. Ковалів // *Нафтогазова енергетика*. – 2007. – №2 (3). – С. 80-86.

13 Заячук Я. І. Комп'ютерна система оптимального керування роботою відцентрових нагнітачів природного газу / Я. І. Заячук // *Вісник Хмельницького національного університету*. – 2010. – №1. – С. 258-263.

14 Михеев В. А. Автоматизация процессов ОМД / В. А. Михеев. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева, 2012. – 166 с.

15 Кушков В. М. Людино-машинні інтерфейси: Конспект лекцій для студ. напряму 6.050202 – «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» ден. та заоч. форм. навч. – К.: НУХТ, 2012. – 100 с.

16 Елизаров И. А. Интегрированные системы проектирования и управления: Scada-системы: учебное пособие / И. А. Елизаров, А. А. Третьяков, А. Н. Пчелинцев [и др.] – Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2015. – 160 с.

17 Горбійчук М. І. Метод параметричної ідентифікації технічного стану двоступеневого відцентрового нагнітача природного газу / М. І. Горбійчук, В. М. Медведчук // *Нафтогазова енергетика*. – 2015. – №1 (23). – С. 78-85.

18 Горбійчук М. І. Метод оцінки технічного стану двоступеневого відцентрового нагнітача природного газу на засадах нечіткої логіки / М. І. Горбійчук, О. А. Скріпка, В. М. Медведчук // *Нафтогазова енергетика*. – 2015. – №2 (24). – С. 59-68.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
13.03.18*

*Рекомендована до друку
професором Семенцовим Г.Н.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
д-ром техн. наук Мельничуком С.І.
(Прикарпатський національний університет
ім. В. Стефаника, м. Івано-Франківськ)*

ОСОБЛИВОСТІ КОНТРОЛЮ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ БУРІННЯ В КОНТЕКСТІ ПІДТРИМКИ ПРИЙНЯТТЯ РЕЛЕВАНТНИХ РІШЕНЬ

М.С. Чесановський, В.І. Шекета, В.В. Процюк

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: gorb@nung.edu.ua

Пропоноване рішення в формі імplementованих кейсів активностей оператора включатиме маніпуляцію виразами на основі правил та мету правил. Правила, які використовуються, можуть мати різноманітне походження: абстраговані, релевантні, орієнтовані на профіль конкретного користувача. Правила можуть використовуватися на трьох рівнях: перед-правила – використовуються перед початком обробки запиту, для корекції і доповнення вихідного запиту релевантними кейс-представленнями; правила, що використовуються після успішної обробки запиту з метою доповнення відповіді системи шляхом виконання додаткових запитів по звужених системах обмежень; правила, що використовуються у випадку збою запиту, використовуються для виклику альтернативних запитів у послаблених системах обмежень і видачі відповідних пояснень.

Ключові слова: буріння свердловин, експертний досвід, керовані параметри, запити оператора, оптимізація, обмеження, кейс-представлення

Предлагаемое решение в форме имплементированных кейсов активностей оператора включают манипуляцию выражениями на основе правил и цели правил. Правила, которые используются, могут иметь разнообразное происхождение: абстрагированные, релевантные, ориентированные на профиль конкретного пользователя. Правила могут использоваться на трех уровнях: пред-правила - используются перед началом обработки запроса, для коррекции и дополнения исходного запроса релевантными кейс-представлениями; правила, используемые после успешной обработки запроса с целью дополнения ответа системы путем выполнения дополнительных запросов по суженным системам ограничений; правила, используемые в случае сбоя запроса, используются для вызова альтернативных запросов в ослабленных системах ограничений и выдачи соответствующих объяснений.

Ключевые слова: бурение скважин, экспертный опыт, управляемые параметры, запросы оператора, оптимизация, ограничения, кейс-представление

The proposed solution, in the form of implemented case studies, includes manipulation of expressions based on rules and the purpose of the rules. The rules that are used can have a variety of origins: abstract, relevant, user-oriented. The rules can be used at three levels: pre-rules used before the processing of the request to correct and supplement the original query with relevant case-presentations; rules used after the successful processing of the request in order to supplement the system response by performing additional queries on the restricted constraint systems; the rules applied in the case of a query failure are used to call for alternative queries in weakened constraint systems and provide appropriate explanations.

Keywords: well drilling, expert experience, controlled parameters, operator's requests, optimization, constraints, case representation.

Постановка проблеми в загальному вигляді

Контекст оптимізації є одним з первинних стосовно прийняття рішень у процесі буріння нафтових та газових свердловин [1]. Традиційно розглядають модель лінійної швидкості буріння і аналізують параметри буріння з метою вибору осьового навантаження на долото, швидкості обертання долота і системи промивання долота. При такому способі аналізу розглядаються такі параметри: 1) міцність гірської породи; 2) глибина залягання гірської породи; 3) щільність гірської породи; 4) перепад тисків по довжині свердловини; 5) діаметр долота; 6) осьове навантаження на долото; 7) швидкість обертання долота; 8) ступінь зношеності долота; 9) система промивання долота. Основним результатом є те, що встановлено, як процедура аналізу може бути використана для систематичної оцінки багатьох констант у рівнянні для механічної швидкості буріння. При цьому для

ефективного оцінювання параметрів слід використовувати промислові дані з багатьох свердловин. Встановлено, що навіть використання відносно простих рівнянь для прийняття рішень у процесі буріння може зменшити вартість спорудження свердловини на 10%. Результати лабораторних експериментів з долотами лопатевого та шарошкового типів для прийнятого бурового розчину і гірських порід з заданою пористістю і пластовим тиском, який відрізняється міцністю і проникністю, свідчать, що зниження в механічній швидкості буріння через зростання міцності породи можна контролювати через різницю між тиском, що створює потік бурового розчину, і поровим тиском. Відомо також, що гірські породи на глибині мають менший показник буримості ніж ті, що ближче до поверхні, внаслідок збільшення пригнічуючого тиску.

Аналіз останніх досліджень

Аналіз фахових досліджень [2–18] свідчить, що оцінка параметрів в більшості випадків виконується з метою визначення ефективного поєднання осьового навантаження на долото та швидкості обертання долота. В таких дослідженнях виводяться відповідні рівняння для механічної швидкості буріння для випадку, наприклад, шарошкового долота з урахуванням механізму кратеризації породи. За допомогою релевантних математичних відношень описується ефект кращого сталого осьового навантаження на долото і швидкості обертання для найменшої вартості, пропонуються рівняння для механічної швидкості буріння, що базується на лабораторних експертних даних. У роботі [3] проведено дослідження долота малого діаметра, що дозволило виразити швидкість буріння у вигляді експоненціальної залежності як функції псевдовібою свердловини або найближчого фіксованого значення для насадки бурового долота. У роботі [4] представлено розробку комп'ютерної системи контролю осьового навантаження на долото і швидкості обертання долота. У дослідженні [5] показано, що буровий розчин і гідравлічна система промивання долота є двома з найбільш впливовими на ефективність бурових робіт чинниками. Співвідношення між ефективністю і швидкістю буріння контролюється через швидкість обертання або через осьове навантаження на долото. Тому *прийняття рішень* у процесі буріння визначається змінним осьовим навантаженням на долото та змінною швидкістю обертання долота, що реалізується на основі методу Монте-Карло для визначеної найменшої вартості метра буріння. У роботі [6] вказується на важливість отримання та аналізу *даних* з метою *прийняття рішення* у процесі буріння. У дослідженні [7] представлено різноманітні системи прийняття рішення у процесі буріння з акцентом на керування осьовим навантаженням на долото і швидкістю обертання. У роботі [8] запропоновано підхід, який включає роботу з оперативними даними процесу буріння і також із застосуванням статистично-ймовірнісних технік для буріння. Представлений підхід у роботі [9] не дає абсолютного процесу буріння, хоча дає змогу впровадити систематизований *інтелектуальний фреймворк*, який може бути покращений у ході технологічного процесу буріння. У дослідженні [10] представлено задачу прийняття рішень щодо осьового навантаження на долото і вибору швидкості обертання долота. Як метод пошуку мінімальних значень застосовують також евристичний підхід, що дозволяє здійснювати прийняття рішень у процесі буріння на основі симуляції методу Монте-Карло, а також з використанням числових алгоритмів спеціального виду. Тож аналіз динаміки бурового долота і розробка систем комп'ютерної симуляції для різних умов буріння є визначальними. Так, у роботах [11–18] розроблено комплексні моделі для отримання рішення для визначення механічної швидкості буріння. Проаналізувавши попередні

літературні джерела та досягнення стосовно комунікаційних і комп'ютерних технологій, можна зробити висновок про відсутність алгоритму прийняття рішень у процесі буріння за допомогою статистичного *кейс-базованого* синтезу в режимі реального часу. Таким чином, для гарантованої валідації виконуваного статистичного аналізу необхідним є застосування відповідних інформаційних *кейс-базованих* моделей.

Постановка задачі

Метою роботи є розробка *кейс-орієнтованих* інформаційно-програмних моделей для методології моделювання підтримки прийняття рішень у середовищі у знання-орієнтованої інформаційної технології, що базується на методах і алгоритмах контролю та модифікації керування змінних режиму процесу буріння нафтогазових свердловин на основі сформованих та динамічно оновлюваних сутностей *кейсів даних та знань* з формалізованим експертним досвідом висококваліфікованих операторів технологічного процесу буріння.

Викладення основних матеріалів дослідження

Важливим аспектом досліджень предметної області нафтогазового буріння є використання методу математичного аналізу для оцінки коштів, пов'язаних з процесом буріння. Побудовано ряд емпіричних математичних виразів для очікувань щодо циклу роботи долота і швидкості буріння як функції від глибини, швидкості обертання, осьового навантаження на долото. Як підконтрольні змінні розглядаються: осьове навантаження на долото, швидкість обертання і потужність гідравлічної системи долота. Мінімізація вартості у пропонованому підході досягається шляхом застосування евристичного фреймворку. Встановлено, що швидкість буріння і термін роботи долота можуть бути отримані в уніфікованому буровому інтервалі із застосуванням одного і того ж долота.

Встановлено, що стійкість ефекту мультиколінеарності для кожного параметра є оберненопропорційною до впливу даного параметра на механічну швидкість буріння. В результаті показано, що зі збільшенням кількості вимірюваних точок збільшувалася надійність оцінюваних параметрів буріння. Проте недоліком запропонованої моделі є те, що точність оцінювання значення осьового навантаження на долото і швидкості обертання долота недостатньо високі через присутність мультиколінеарності в запропонованій моделі.

Таким чином, загальні результати дослідження дозволяють запропонувати оператору інструмент *прийняття рішень* щодо осьового навантаження на долото і швидкості обертання шляхом проведення розрахунків згідно із заданими умовами буріння з метою мінімізації загальних витрат на технологічний процес буріння.

Опис обмеження	Значення	Ступінь релевантності
Прихоплення бурильної колони	Спостережуваний параметр	93
Цементування	Прояви активності	86
Геологічні причини	Особливості формації	89
Мала площа перерізу кільцевого зазору	Спостережуваний параметр	67
Природна тріщинуватість	Є причиною	75
Малі втрати бурового розчину	Спостережуваний параметр	21

Рисунок 1 – Інформаційний кейс типових обмежень, що накладаються на процес буріння

Виберіть критерії оптимальності

Механічна швидкість буріння Термін служби бурового долота Проходка на долото

Встановлення бажаних значень вихідних параметрів

Механічна швидкість буріння Термін служби бурового долота Проходка на долото

Встановлюване значення

Чітке Лінгвістичне

Введіть число в межах 1 до 15 м/год

Виберіть лінгвістичне значення зі списку

Дуже низька

Оцінка доцільності встановлення значення

В чіткій шкалі В лінгвістичній шкалі

Доцільність встановлення значення: 50

Доцільність встановлення значення: Середня

Рисунок 2 – Встановлення значень вихідних параметрів

Проте такі рівняння передбачають умови ідеального очищення, за якого усі уламки породи видаляються у проміжку між ударами зубця бурового долота. Співвідношення між швидкістю буріння, осьовим навантаженням на долото і швидкістю обертання долота визначено з припущення, що у свердловині забезпечено ідеальні умови очищення. Крім того, отримане співвідношення розглядається як функція від глибини буріння.

На основі даних залежностей генеруються графові представлення і рекомендуються процедури польового застосування, які дають змогу визначати краще поєднання сталого осьового навантаження на долото та швидкості обертання. Також використовується представлення параметра швидкості зношення долота як функції часу у відношенні до оберненопропорційної залежності осьового навантаження на долото до діаметра долота. Також використовується рівняння, яке задає співвідношення між швидкіс-

тю зношення зубців долота і швидкістю обертання долота тільки для долот з фрезерованими зубцями, призначеними для м'яких порід. На основі даного рівняння можна побудувати графічні залежності: вартості буріння; глибини, пробуреної за одиницю часу; часових характеристик буріння і стану зубців долота, на основі яких може розраховуватися динаміка зношеного долота. Основним результатом застосування підходу є висновок, що часові витрати можуть бути знижені шляхом використання *рекомендованих комбінацій параметрів буріння*.

У даному рівнянні порогове значення осьового навантаження на долото розглядалося настільки малим, що ним можна знехтувати, і механічна швидкість буріння розглядається як функція прикладеного до долота осьового навантаження і швидкості обертання долота.

Представлене співвідношення виражається як незалежне від осьового навантаження на долото і швидкості обертання, а також від дифе-

Рекомендації системи по основних режимних параметрах

Значення режимних параметрів

Осьове навантаження на бурове долото	<input type="text"/>	kH
Швидкість обертання бурового долота:	<input type="text"/>	Об./хв

Рисунок 3 – Значення рекомендовані системою

Рекомендовані значення режимних параметрів буріння:

Осьове навантаження на бурове долото, kH
 Швидкість обертання бурового долота, об/хв
 Витрата промивної рідини, NaN, л/хв
 Густина промивної рідини, NaN, кг/м³
 В'язкість промивної рідини, NaN, x10³ Па*с

Прогнозована механічна швидкість проходки та термін служби бурового долота становитимуть:

Механічна швидкість буріння, NaN, м/год
 Термін служби бурового долота, NaN, год
 Проходка на долото, NaN, м

Тип бурового долота: III undefined

Рисунок 4 – Генерація системного сценарію

ренційного тиску у стовбурі свердловини і тиску в гірській породі.

Параметри визначають за критерієм мінімальної вартості буріння на основі чотирьох основних рівнянь: 1) швидкість буріння як функція від осьового навантаження на долото і від висоти зубців долота; 2) швидкість зношення долота як функції швидкості обертання долота; 3) швидкості зношення зубців долота; 4) вартості буріння. При інтеграції всіх даних рівнянь для сталих значень осьового навантаження на долото і швидкості обертання долота отримуються *найкращі рішення*.

Маніпулювання двома контрольованими параметрами відбувається через перепад тиску на вибої, параметрів бурового розчину, швидкість циркуляції бурового розчину, швидкість витікання струменя з насадки долота і конструкцію долота. За залежністю між швидкістю буріння та іншими параметрами буріння можна обчислити також параметри буріння.

Для цього розвинуто лінійні техніки згладжування за методом найменших квадратів, а також криволінійні згладжувальні техніки для перевпорядкування і згладжування шляхів так само, як зменшення вартості метра буріння для проміжних станів розрахунків на основі методу

Монте-Карло. Такий метод показав свою цінність завдяки строгості і простоті включення обмежень. Прийняття рішень у процесі буріння є важливим не тільки для осьового навантаження на долото і швидкості обертання в загальному, але також і для промивання свердловини, вибору долота, конструкції свердловини, обробки бурового розчину і для сепарації шламу.

Таким чином, застосування систем *прийняття рішень* у процесі буріння буде можливим, якщо потужності бурової установки буде достатньо для забезпечення адекватної гідравлічної характеристики. Бурова установка повинна бути здатною забезпечити необхідну швидкість обертання бурильної колони і через компоновку низу бурильної колони достатнє осьове навантаження на долото. Також обладнання для оперування з буровим розчином повинно мати достатню потужність, щоб відповідати зазначеним вимогам.

Підставою до проведення даного дослідження є потреба у плануванні підтримки буріння свердловини. Загалом задача прийняття рішення у процесі буріння зводиться до відбору необхідних даних на вхід комп'ютерної системи, що дозволило б обчислювати значення під-

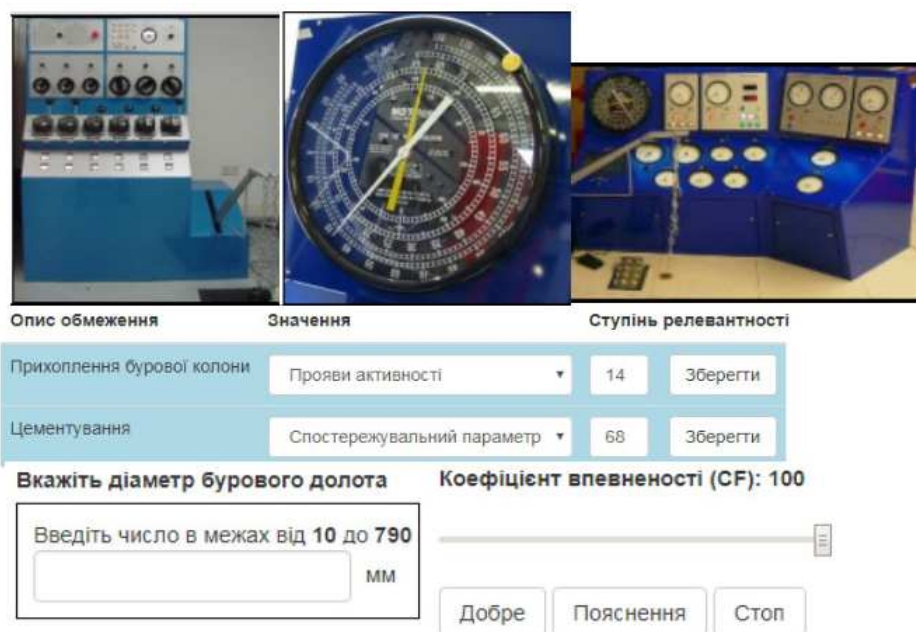


Рисунок 5 – Буровий симулятор

контрольних параметрів буріння. Для цього необхідні, зокрема, щоденні дані з бурової установки для визначення ефективності буріння та внесення у процес необхідних змін. Узагальнення отриманих даних необхідне також для побудови більш ефективних свердловин у майбутньому.

Побудова динамічної нелінійної багатовимірної моделі для глибокого буріння вимагає використання теорії розмірного аналізу, що використовується для генерування рівнянь у безрозмірній формі. Модель складається з трьох рівнянь відповідно для механічної швидкості буріння, для швидкості зношення долота і для швидкості зношення підшипника. Дане дослідження відображає ефекти входження в рівняння таких змінних: осьового навантаження на долото, швидкості обертання долота, діаметр долота, діаметр насадки, діаметр підшипника долота, параметрів бурового розчину (густина і в'язкість), швидкість циркулювання бурового розчину, диференціальний тиск, твердість гірської породи, температурний коефіцієнт, коефіцієнт тепловіддачі. В роботі визначено механічну швидкість буріння в формі нелінійного рівняння з мультизмінними. Для того, щоб знайти коефіцієнти, використовуючи наявні дані, застосовано методологію аналізу засобами статистичного аналізу.

Зрозуміло, що експоненціальні значення всіх похідних моделей від базової є чутливими до значень невідомих параметрів, що даватиме відповідні флуктуації по нафтогазоносних регіонах і свердловинах. За даною залежністю можливо узагальнити результати моделі шляхом специфікації нафтогазоносного регіону і умов конкретних свердловин.

Представлення моделі механічної швидкості буріння повинно включати ефекти від початкової генерації уламків і їх видалення. Отримані рівняння для механічної швидкості буріння

складаються з двох виразів, які працюють тільки при припущенні досягнення ідеального очищення свердловини. Перший вираз визначає максимальне значення швидкості, яка підтримується заданим осьовим зусиллям на долото без урахування швидкості буріння зубцем, а другий вираз, у свою чергу, описує процес буріння зубцем в гірській породі. Отримані експериментальні дані підтвердили правильність побудованого рівняння як для випадку сталевих зубців, так і для твердосплавної коронки. В той же час слід враховувати формулювання для механічної швидкості буріння, швидкості зношення зубців і швидкості зношення підшипників. Встановлено, що задані рівняння можуть бути успішно використані для цілей прогнозування при задоволенні ряду накладених обмежень, а саме: 1) адекватного очищення вибою свердловини; 2) ефективного співвідношення порода – долото залежно від типу гірської породи; 3) припущення щодо однорідності гірської породи на макрорівні.

Методології для планування і контролю процесу буріння поєднують теорію контролю одиничного долота з програмами буріння декількома долотами для свердловини. Динамічна стратегія буріння може бути прирівняна до задачі прийняття рішення при звичайному бурінні в умовах типового польового досвіду. В даному контексті оцінено можливість значного потенціалу економії коштів (від 25% до 60% відповідно). Запропонований метод є найбільш ефективним стосовно вартості саме для дорогих і з тривалим терміном експлуатації доліт з полікристалічними алмазними вставками, що проявляється у більш ефективному їх використанні.

Тестування запропонованої моделі буріння на даних технологічного процесу і порівняння результатів з результатами, які отримуються для попередніх моделей, дає достатній рівень кореляції. Завдання розробленої моделі полягає

ло у здатності вибирати долото, підшипник долота, осьове навантаження на долото і швидкість обертання бурильної колони для мінімізації вартості процесу буріння. Основним результатом даного дослідження стало те, що значення механічної швидкості буріння для послідовних стовбурів свердловини в одному і тому ж родовищі може бути прогнозованим і базуватись на коефіцієнтах, обчислених на основі попередніх промислових даних, що буде результатом збереження коштів. Ефективність моделі буріння залежить від якості даних, які використовуються для проведення синтезу. Все це дає можливість представлення діаграм для організації процесу буріння з максимальною ефективністю за вартістю. Програмне забезпечення *бурового симулятора* є простим для розуміння та використання. Типовий симулятор володіє властивостями, з якими можуть експериментувати оператори технологічного процесу, змінюючи ефекти операційних параметрів з метою ефективного прийняття рішень.

Проведена комп'ютерна симуляція і лабораторні тести для квантифікації і розробки енергетично збалансованої моделі буріння стовбурів свердловин за умов гідростатичної герметичності дозволили вивести рівняння для механічної питомої енергії. Представлено методики ідентифікації, ефективніші, ніж концентроване оцінювання осьового навантаження на долото, і механічну швидкість буріння для проблем з підшипниками бурових доліт.

Також симулятор містить алгоритм, який дозволяє визначати механічну швидкість буріння і швидкість зношення бурового долота. При роботі зі симулятором доступні змінні загального часу і вартості разом з вартістю буріння одного метра в загальному і для долота, що, зокрема, використовується під час одного рейсу.

Однією з найбільш важливих задач є отримання найменшої вартості буріння метра буріння. Також висувалася задача контролю напряму стовбура свердловини та ідентифікації зон підвищеного тиску. Дані задачі розглядалися в контексті вибору параметрів буріння. Також досліджувався метод контуризації для вибору осьового навантаження на долото і значення його швидкості обертання.

Розглядається добуток змінних витрати рідини і перепаду тиску на долоті для прийняття рішень щодо гідравліки при бурінні стовбура свердловини. Подібно до попередньо представлених загальних підходів максимальної потужності і критерію ударної сили потоку, нова модель призначена для забезпечення достатньої продуктивності насоса для видалення шламу із стовбура свердловини. В дослідженні розглядається п'ять різних методів процесу буріння, таких як виділена проходка долота (для випадку гомогенних і негомогенних порід), виділена проходка долота (для випадку гомогенних і негомогенних інтервалів буріння) і підвищення ефективності (для кожної гомогенної гірської породи і виділеного типу долота). В результаті зроблено висновок, що прийняття рішень щодо

буріння на кожному з етапів буріння свердловини є більш економічно доцільним, ніж на виділених проходках долота. Також встановлено, що евристичний метод може бути використаний для прийняття рішень у спрямованому бурінні. Крім того, встановлено, що технологічно прийняття рішення може бути виконано після отримання даних для їх необхідної модифікації в наступній фазі буріння долота.

Проаналізовано існуючі комп'ютерні програми для найбільш загальних шести методів прийняття рішень у процесі буріння, що дозволяють графічну інтерпретацію. Розглянуто такі методи: 1) метод Galle-Woods; 2) постійний енергетичний метод прогнозування параметрів буріння; 3) підхід до дослідження режиму буріння у свердловині (пробне буріння); 4) підхід на основі засобів математичної статистики; 5) підхід до модифікованої ймовірнісно-можливісної оцінки; 6) підхід на основі гідравліки буріння. Також завданням дослідження було розроблення рекомендацій операторам технологічного процесу буріння в польових умовах щодо здатності визначати параметри буріння шляхом їх ефективного оцінювання.

Виконано симуляцію основних дисфункцій динаміки буріння, таких як осьові коливання долота на вибої, поперечні коливання, збурення компоновки низу бурової колони або долота, різке підняття крутного моменту (крутий удар), скачкоподібні і оберткові коливання. В результаті зроблено висновок, що модель буріння в режимі on-line повинна бути базована на акумульованому і статистично обробленому практичному досвіді експертів буріння (операторів технологічного процесу).

Квантифікація контрольованих параметрів буріння виконується з метою спостереження за їх впливом на ефективність механічної швидкості буріння, базуючись на принципі подібностей гірських порід. Проведено чіткі спостереження досліджуваного впливу контрольованих параметрів буріння. Також виконано поділ бурових секцій на підсекції для мінімізації варіації механічної швидкості буріння в залежності від станів долота. Аналітичне представлення задач прийняття рішень щодо ефективності двигуна і бурових параметрів є безумовно центральним елементом моделювання. Представлено засоби комплексного прийняття рішень щодо вибору об'ємних двигунів з буровими параметрами для кінцевих шарошок і алмазних доліт. Встановлено загальне співвідношення між швидкістю обертання і осьовим навантаженням на долото, що дозволить оператору виключити експлуатацію двигуна поза експлуатаційним терміном.

Більшість відомих результатів, базуються на тестах, виконаних у процесі буріння нафтових та газових свердловин у віддаленому режимі з метою підвищення механічної швидкості буріння і терміну служби долота.

Заслугує на увагу побудова і використання рішення для комплексних мультизмінних проблем буріння шляхом одночасного прийняття рішень щодо механічних та гідравлічних

Бажане значення механічної швидкості буріння

Виберіть лінгвістичне значення зі списку

Дуже низька

Доцільність встановлення значення: 50

Бажане значення терміну служби долота

Виберіть лінгвістичне значення зі списку

Дуже низька

Доцільність встановлення значення: 50

Повернутися
Розрахувати значення режимних параметрів

Рисунок 6 – Встановлення значень доцільності

Некеровані параметри

Діаметр бурового долота

Вкажіть діаметр бурового долота з діапазону від 75 до 490 мм

_____ мм

Кількість шарошок в долоті

Одна

Густина промивної рідини

Вкажіть густину промивної рідини з діапазону від 1000 до 1500 кг/м³

_____ кг/м³

В'язкість промивної рідини

Вкажіть в'язкість промивної рідини з діапазону від 5 до 35 Па/с

_____ x10³ Па/с

Повернутися
Продовжити

Рисунок 7 – Усталені статистичні значення некерованих параметрів

параметрів, а також параметрів видалення шламу з вертикальних і горизонтальних свердловин. Результати підтверджують, що використання таких рішень може значно зменшити витрати на процес буріння. Даний процес розглядається як процес симуляції віртуального експертного досвіду в галузі буріння. Розроблений в результаті дослідження симулятор характеризується спеціальним ергометричним дизайном, сумісним із специфікованими наборами даних про процес буріння у виділеному нафтогазоносному районі за умов певного геологічного середовища. Симуляція такого виду може розглядатися як з'єднувальна ланка між знаннями, що містяться в активованих наборах даних, і здатністю до швидкого вивчення попередньо отриманих ідей та експертного досвіду стосовно наведених статистичних оцінок даних. Цінністю даного дослідження полягає в розробці ізометричних карт механічної швидкості буріння, а також відповідних 3-D діаграм. Обсяг дослідження стосується похилих та горизонтальних сверд-

ловин. Розроблена модель забезпечує ефективний інструмент для визначення ефекту поєднання кількох змінних та механічної швидкості буріння з накладеними технологічними обмеженнями. Існуючі результати також відображають той важливий факт, що використання технік інтерпретації інформації про нафтогазові об'єкти на основі нечітких моделей для прийняття рішень може суттєво знизити витрати на процес буріння.

За допомогою тих самих бурових установок у різних країнах неможливо з однаковою ефективністю проводити буріння через відсутність надійного обладнання для досягнення і підтримання високої якості бурових операцій. На старих бурових установках також бракує надійного інструментарію, а саме апаратури реєстрації разом з інструментами підтримки свердловини або супутніх технічних систем. Зокрема, для випадку широковживаного методу турбінного буріння не існує інструментарію для вимірювання швидкості обертання долота.

Література

Отримані в результаті математичні відношення містять константи, які відповідають властивим гірським породами на досліджуваному родовищі. Існуючі методи відрізняються зростаючою комплексністю і вимогами щодо даних: 1) точковий метод мінімізує вартість метра буріння під час роботи долота; 2) інтервальний метод мінімізує вартість вибраного інтервалу; 3) мультиінтервальний метод мінімізує вартість над множиною інтервалів. Запропоновані моделі можуть використовуватися для прийняття рішень у процесі буріння, в тому числі й щодо зниження його вартості.

В основу даного дослідження покладено аналіз даних, отриманих при бурінні спрямованих свердловин. Буріння свердловин виконувалося спрямовано з фіксованих розміщень. Основним завданням, яке ставилося у процесі буріння, було досягнення заданих рівнів дебіту вуглеводнів з відносно високими кутами нахилу стовбура свердловини, тому власне параметри, записані з метою прийняття рішень у процесі буріння, є вкрай важливими.

Висновки

Таким чином, проведений аналіз суті технологічного процесу нафтогазового буріння доводить доцільність побудови послідовностей імплементації кейсів модифікації запитів оператора-бурильника в два етапи: абстрагування, яке призводить до побудови нечіткого запиту, результатом якого буде більш докладна відповідь системи (значення параметрів на виході з більш широким діапазоном), ніж на вихідний запит. Наступний етап передбачатиме виконання низки послідовних уточнень, що уможливуватимуть побудову множини більш конкретних запитів, відповіді системи, які більшою мірою відповідатимуть потребам оператора технологічного процесу (вибраному режиму перебігу процесу).

Подальші дослідження даного напрямку полягатимуть у створенні та імплементації інформаційно-програмних кейсів для формально-логічних моделей контролю процесу буріння, ідентифікації його параметрів, для алгоритмів контролю та реагування на зміни умов буріння шляхом модифікації відповідних керування змінних процесу в умовах невизначеності, що є особливо актуальним для нафтогазовидобувної галузі України, що на сьогодні потребує створення нових високоефективних інтелектуальних рішень та систем.

Загалом впровадження в нафтогазовій галузі інформаційних систем на основі знань дозволить якісно змінити інформаційний супровід технологічних процесів галузі шляхом побудови нових інтелектуальних сутностей, що в своїй роботі базуватимуться на передовому експертному досвіді фахівців галузі, що поширюватиметься мережею в рамках корпоративних інтелектуальних рішень.

1 Шекета В.І. Методологія моделювання підтримки прийняття рішень у знання-орієнтованих інформаційних технологіях керування бурінням: дис. д-ра техн. наук. – Київ, ІПММС НАН України, 2017. – 507 с. – http://www.immsp.kiev.ua/postgraduate/Dysertacij/i/dis_Sheketa_17.pdf

2 Крижанівський Є. І. Підвищення ефективності буріння тришарошковими буровими долотами з відкритою опорою / Є. І. Крижанівський, Р. С. Яким, Л. Є. Шмандровський [та ін.] // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. – № 2 (35). – С. 17–22.

3 Горбійчук М. І. Оптимальне відпрацювання шарошкових доліт за станом озброєння в неоднорідних породах / М. І. Горбійчук, Т. В. Гуменюк // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2006. – № 4 (21). – С. 23–26.

4 Кропивницька В. Б. Комп'ютерна система оптимального керування процесом буріння нафтових і газових свердловин / В. Б. Кропивницька // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2008. – № 1. – С. 105–108.

5 Чудик І. І. Оптимальна подача промивальної рідини на вибій при бурінні свердловини / І. І. Чудик, Р. Б. Бабій // Нафтогазова енергетика. – 2007. – № 3 (4). – С. 71–75.

6 Семенцов Г. Н. Метод інтенсифікації параметрів математичної моделі за умов апріорної та поточної невизначеності процесу буріння / Г. Н. Семенцов, О. В. Фадеева // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2005. – № 3 (12). – С. 165–168.

7 Информационное обеспечение процесса бурения / Т. О. Акбулатов, Х. И. Акчурин, Л. М. Левинсон [и др.]. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2002. – 55 с.

8 Горбійчук М. І. Аналіз алгоритмів ідентифікації процесу заглиблення свердловин / М. І. Горбійчук, В. Б. Кропивницька // Нафтова і газова промисловість. – 2005. – № 2. – С. 24–26.

9 Шекета В.І. Імплементація інтелектуальної стратегії прийняття рішень у процесі буріння / В. І. Шекета, М. М. Демчина, В. Д. Мельник // Нафтогазова енергетика. – 2013. – № 2 (20). – С. 38–50.

10 Дудля М. А. Алгоритм адаптивної стабілізації навантаження на долото / М. А. Дудля, В. М. Карпенко // Науковий вісник: збірник наукових праць Національної гірничої академії. – 2000. – № 4. – С. 81–88.

11 Osgouei R. E. Rate of Penetration Estimation Model for Directional and Horizontal Wells / R. E. Osgouei // Ms.S. Thesis. The Graduate School. – Ankara, TURKEY: Middle East Technical University, 2007. – 83 p.

12 Семенцов Г. Н. Моделювання функції мети для системи адаптивного оптимального керування процесом буріння нафтових і газових свердловин долотами нового покоління /

Г. Н. Семенцов, О. В. Гутак // Вісник Хмельницького нац. ун-ту. – 2010. – № 2. – С. 133–140.

13 Горбійчук М. І. Адаптація оптимального режиму до зміни умов буріння / М. І. Горбійчук // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2001. – № 1 (1). – С. 40–49.

14 Горбійчук М. І. Інформаційне забезпечення адаптивної системи керування процесом буріння / М. І. Горбійчук // Методи та прилади контролю якості. – 2002. – № 8. – С. 86–89.

15 Pereira J. J. Comprehensive Optimization of Drilling Parameters for Horizontal Wells / J. J. Pereira, E. Kuru, S. Miska // Energy technology conference and exhibition: presented at ETCE/OMAE 2000 Joint Conference: energy for the new millennium, (New Orleans, Louisiana, 14–17 February 2000). – New Orleans, Louisiana, 2000. – P. 1087–1096.

16 Шекета В. І. Управління процесом інтерпретації інформації про нафтогазові об'єкти на основі нечітких моделей / В. І. Шекета, М. М. Демчина, Л. М. Гобир // Математичне та імітаційне моделювання систем: матеріали XII міжнар. наук.-практ. конф., (Чернігів-Жукин, 25–28 червня 2012 р.). – Чернігів, 2012. – С. 43–46.

17 Millheim K. Proactively Managed Drilling Operations Optimize Company Performance / K. Millheim // Oil & Gas Journal. – 2001. – September 17. – P. 71–77.

18 Cayeux E. Real-Time Optimization of the Drilling Process – Challenges in Industrialization / E. Cayeux, E. W. Dvergsnes, F. Iversen // SPE/IADC 119650, SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition, (Amsterdam, March 2009). – Amsterdam, Netherlands, 2009. – P. 1–12.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
17.03.18*

*Рекомендована до друку
професором **Горбійчуком М.І.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
д-ром техн. наук **Кузем М.В.**
(Івано-Франківський університет права
ім. Короля Данила Галицького,
м. Івано-Франківськ)*