

Актуальні питання нафтогазової галузі

УДК 622.279.72

ОЦІНКА ЗА ПРОМИСЛОВИМИ ДАНИМИ ЗАПАСІВ ГАЗУ В РОДОВИЩІ В УМОВАХ НЕОДНОРІДНОЇ БУДОВИ ПРОДУКТИВНИХ ВІДКЛАДІВ, ПІДКЛЮЧЕННЯ ТА ІЗОЛЮВАННЯ ОКРЕМИХ ПЛАСТІВ У ВИДОБУВНИХ СВЕРДЛОВИНАХ

Р.М. Кондрат, О.Р. Кондрат

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727141,
e-mail: alexkondrat@gmail.com*

Охарактеризовано причини відхилення фактичної залежності зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу з родовища від теоретичної прямої лінії для газового режиму розробки: нерівномірне дренавання продуктивних відкладів по площі і розрізу, поступове підключення в розробку ділянок пласта з початковим градієнтом тиску, взаємодія різнопроникних ділянок пласта в процесі розробки родовища з перетіканням газу з низькопроникних ділянок з більшим тиском у високопроникні ділянки з меншим тиском, підключення чи відключення у свердловинах окремих пластів. Запропоновано методiku оцінки за промисловими даними запасів газу в родовищі за наявності на залежності зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу кінцевої прямолінійної ділянки. Наведено результати апробації запропонованої методики для умов покладу горизонтів НД-1, 2, 3 Карпатського газового родовища.

Ключові слова: родовище, розробка, зведений пластовий тиск, накопичений видобуток газу, підрахунок запасів газу за методом зниження пластового тиску.

Указаны причины отклонения фактической зависимости приведенного среднего пластового давления от накопленной добычи газа из месторождения от теоретической прямой линии для газового режима разработки: неравномерное дренавание продуктивных отложений по площади и разрезу, постепенное подключение в разработку участков пласта с начальным градиентом давления, взаимодействие разнопроницаемых участков пласта в процессе разработки месторождения с перетоками газа с низкопроницаемых участков с повышенным давлением в высокопроницаемые участки с пониженным давлением, подключение или отключение в скважинах отдельных пластов. Предложена методика оценки по промысловым данным запасов газа в месторождении при наличии на зависимости приведенного среднего пластового давления от накопленной добычи газа конечного прямолинейного участка. Приведены результаты апробирования предложенной методики оценки запасов газа для условий залежи горизонтов НД-1, 2, 3 Карпатского газового месторождения.

Ключевые слова: месторождение, разработка, приведенное пластовое давление, накопленная добыча газа, подсчет запасов газа методом снижения пластового давления.

The article analyses the causes of deviations of actual dependence of the reduced average reservoir pressure on cumulative gas production from the theoretical straight line for gas drive. They are the following: uneven drainage of producing formation according to the area and profile, gradual involvement of the sections with the initial pressure gradient in the development of the reservoir, interaction of the reservoir sections with different permeability under development of the reservoir with gas cross-flow from low permeable sections with increased pressure to high permeable reservoir sections with decreased pressure, connecting or disconnecting of separate formations in wells. The methodology of evaluation based on gas field reserves data in the presence of the dependence of reduced average reservoir pressure on the cumulative gas production of the final straight section was developed. The results of the developed methodology for reserves evaluation were approbated for depositional conditions of the ND-1, 2, 3 horizons of Karpatske gas field.

Key words: field, development, reduced reservoir pressure, cumulative gas production, estimation of gas reserves in accordance with the method of formation pressure decreasing..

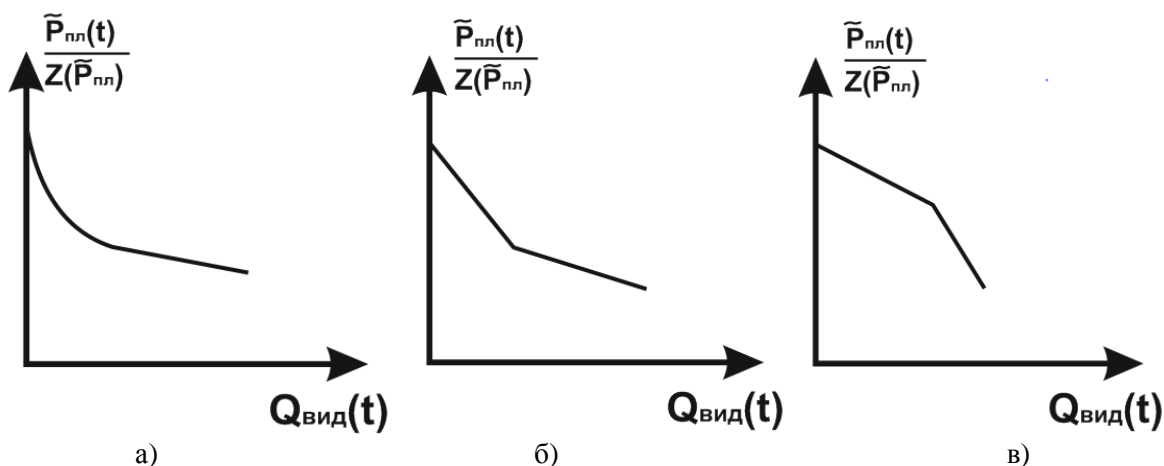


Рисунок 1 – Залежності зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу з родовища для зонально неоднорідного пласта (а), підключенні у свердловинах додаткових газонесних пластів (б) та ізоляції у свердловинах обводнених пластів (в)

Вступ. Відома методика уточнення запасів газу в родовищі за промисловими даними про його розробку ґрунтується на використанні графічної залежності зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу. Для родовищ з однорідними і нестисливими колекторами вона має традиційний прямолінійний характер, що дає змогу отримати достовірне значення дренажних запасів газу. Для родовищ з ділянками пластів різної проникності, які поступово підключаються в розробку і взаємодіють між собою з перетіканням газу між ними, наведена залежність в початковий період розробки родовища переважно має криволінійний характер і тільки в подальшому може набувати прямолінійного характеру. Для багатопластових родовищ, в яких пласти розробляються спільно єдиною сіткою свердловин, при підключенні або ізоляції у свердловинах окремих пластів залежність зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу може складатися з декількох прямолінійних ділянок або мати криволінійний чи прямолінійний характер на різних ділянках залежно від ступеня неоднорідності окремих пластів. Тому актуальним є вдосконалення методики підрахунку за промисловими даними запасів газу в родовищі для наведених випадків.

Мета роботи. Удосконалення методики підрахунку за промисловими даними початкових і залишкових запасів газу в родовищі за криволінійно-прямолінійного характеру залежності зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу і наявності на ній кінцевої прямолінійної ділянки.

Постановка проблеми. В умовах неоднорідної будови продуктивних відкладів за наявності різнопроникних пластів і зональної неоднорідності в межах кожного пласта) і нерівномірного розміщення видобувних свердловин на площі газонасності залежність зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу з родовища переважно відхиляється від теоретичної прямої лінії для газового

режиму розробки [1]. У початковий період розробки родовища ця залежність може бути криволінійною (рис. 1а). В подальшому у міру підключення в розробку всіх газонасичених ділянок пласта ця залежність набуватиме прямолінійного характеру. У невеликих за розмірами родовищах, у свердловинах яких підключаються або відключаються через обводнення окремі пласти, можливі дві прямолінійні ділянки (рис. 1б, 1в). За значної зональної неоднорідності пластів залежність зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу може бути криволінійною впродовж більшого або всього періоду розробки родовища. Криволінійний характер наведеної залежності пов'язаний з поступовим підключенням у розробку ділянок пласта з початковим градієнтом тиску і взаємодією у процесі розробки родовища різнопроникних ділянок пласта з перетіканням газу з низькопроникних ділянок із більшим пластовим тиском у високопроникні ділянки з меншим пластовим тиском. Характерні види залежності зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу з родовища зображено на рисунку 1.

За криволінійного характеру залежності зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу і наявності на залежності декількох прямолінійних ділянок для підрахунку запасів газу в родовищі потрібно використовувати кінцеву прямолінійну ділянку. Наведемо методику підрахунку запасів газу в родовищі за наявності на залежності двох прямолінійних ділянок (рисунку 2).

Викладення основного матеріалу. Підрахунок запасів газу в родовищі за промисловими даними, що відповідають кінцевій прямолінійній ділянці 2 залежності, проводять в такій послідовності.

1. Визначають для кінцевої прямолінійної ділянки залежності з використанням методу найменших квадратів зведеної газонасиченої поровий об'єм Ω_2^* .

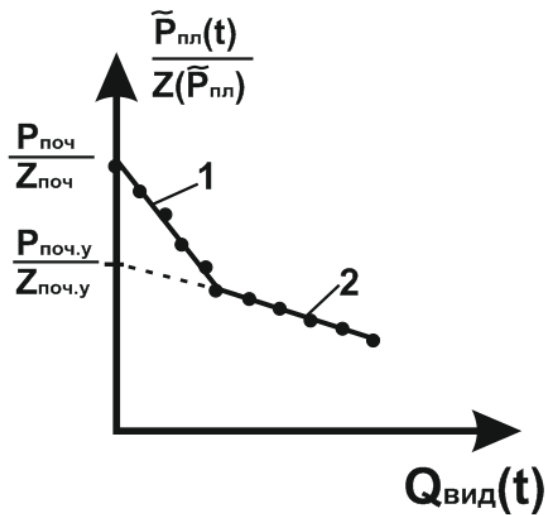


Рисунок 2 – Залежність зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу з родовища із початковою (1) і кінцевою (2) прямолінійними ділянками

$$\Omega_2^* = \sum_{j=1}^n [Q_{вид}(t_j) - Q_{вид}(t_{j-1})]^2 \times \quad (1)$$

$$\times \left(\sum_{j=1}^n [Q_{вид}(t_j) - Q_{вид}(t_{j-1})] \cdot \left[\frac{\tilde{P}_{нл}(t_{j-1})}{z(\tilde{P}_{нл.j-1})} - \frac{\tilde{P}_{нл}(t_j)}{z(\tilde{P}_{нл.j})} \right] \right)^{-1}$$

де n – кількість точок (значень $\tilde{P}_{нл}(t)$ і $Q_{вид}(t)$) на лінії 2.

2. Визначають зведений умовний початковий пластовий тиск, $\frac{P_{поч.y}}{Z_{поч.y}}$, який відповідає відрітку, що відтинається екстрапольованою прямою лінією 2 на осі ординат.

$$\frac{P_{поч.y}}{Z_{поч.y}} = \frac{\sum_{j=1}^n \frac{\tilde{P}_{нл}(t_j)}{z(\tilde{P}_{нл.j})} + \frac{\sum_{j=1}^n Q_{вид}(t_j)}{\Omega_2^*}}{n} \quad (2)$$

3. Визначають зведений поточний середній пластовий тиск $\frac{\tilde{P}_{нл}(t)}{Z(\tilde{P}_{нл}(t))}$.

$$\frac{\tilde{P}_{нл}(t)}{Z(\tilde{P}_{нл}(t))} = \left[\frac{P_{поч.y}}{Z_{поч.y}} - \frac{Q_{вид}(t)}{\Omega_2^*} \right] \quad (3)$$

4. Визначають залишкові запаси газу в родовищі.

$$Q_{зап.зал}(t) = \Omega_2^* \cdot \frac{\tilde{P}_{нл}(t)}{Z(\tilde{P}_{нл}(t))} \quad (4)$$

5. Визначають початкові запаси газу, що дренуються наявним фондом свердловин.

$$Q_{зап.поч} = Q_{зап.зал}(t) + Q_{вид}(t) \quad (5)$$

Початкові запаси газу характеризують запаси газу в тих пластах, які на момент проведення розрахунків були охоплені розробкою, і

не враховують запаси газу в пластах, які були відключені з розробки (наприклад ізоляцією), а також запаси газу в окремих лінзах, блоках, на яких відсутні свердловини.

З використанням залежностей (1)-(5) виконано оцінку запасів газу горизонтів НД-1, 2, 3 Карпатського газового родовища.

Карпатське газове родовище розташоване в Мостиському районі Львівської області на території, що прилягає до польсько-українського кордону. Північно-західне його закінчення знаходиться за межами кордону.

Родовище приурочене до північно-західної частини Зовнішньої зони Передкарпатського прогину. У геологічній будові родовища приймають участь породи баденського і сарматського ярусів, які залягають на розмитій поверхні дислокованих та метаморфізованих утворень докембрію.

Промислова газоносність пов'язана з відкладами дашавської світи сарматського ярусу неогену. Дашавська світа поділяється на нижньодашавську і верхньодашавську підсвіти. Промислово газоносними є горизонти НД-1, 2, 3, 4, 5, 7 верхньої частини нижньодашавської підсвіти і горизонт ВД-13 верхньодашавської підсвіти. Газоносні горизонти залягають на глибинах від 500 до 1260 м.

Об'єкти нижнього сармату представлені перешаруванням глин, пісковиків і алевролітів. У межах кожного горизонту вміст пісковиків по розрізу збільшується знизу угору. У північно-західному напрямку спостерігається заміщення середніх і грубозернистих пісковиків алевролітами і глинами. Сумарна товщина піщано-алевролітових прошарків становить 5-10 м, рідко досягаючи значення 15 м.

Газові поклади в нижньодашавських відкладах є пластового або масивного типів, які з південно-східної сторони підпираються законтурними водами, а в північно-західному напрямку поступово переходять у прошарки лінзоподібного характеру. Тектонічними порушеннями родовище розбите на ряд блоків, які газодинамічно взаємодіють між собою.

Газ родовища метановий з вмістом метану 98,97-99,08%. Відносна густина газу становить 0,557-0,568.

Родовище відкрите у 1939 р., розвідувальною свердловиною Х-5, глибиною 800 м, в якій отримано приплив газу з нижньої частини горизонту ВД-13 і верхньої частини горизонту НД-1.

Розробка родовища розпочата у 1966 р. за проектом дослідно-промислової розробки (ДПР), складеним УкрНДІгазом. Проектом ДПР передбачалась розробка родовищ 50-ма свердловинами. У 1969 р. складено проект розробки родовища існуючим фондом свердловин з уведенням в експлуатацію з початку 1971 р. дотискувальної компресорної станції (ДКС). Фактично ДКС була уведена в експлуатацію у вересні 1972 р.

Згідно з останнім проектним документом (1994 р.) на родовищі виділено п'ять експлуатаційних об'єктів:

перший – горизонти НД-1, 2, 3 північно-західної частини родовища;
 другий – горизонти НД-4, 5, 7 північно-західної частини родовища;
 третій – горизонти НД-1, 2, 3 південно-східної частини родовища;
 четвертий – горизонти НД-4, 5 південно-східної частини родовища;
 п'ятий – горизонт ВД-13 по всій площі родовища.

У крайній північно-західній частині родовища бурінням оціночних свердловин Х-139, Х-144 виявлено горизонти НД-8 та НД-9, які були пропущені в період розвідувального буріння.

Розробка покладу горизонтів НД-2, 3 розпочата у 1966 р. В 1984 р. у свердловинах, що експлуатують горизонти НД-2, 3, підключено горизонт НД-1 і всі три горизонти об'єднані в один експлуатаційний об'єкт. Достовірні дані про видобуток газу з горизонту НД-1 до моменту його об'єднання з горизонтами НД-2 і НД-3 відсутні.

Перший експлуатаційний об'єкт (горизонти НД-1, 2, 3) забезпечує близько 35% від загального видобутку газу з родовища.

За промисловими даними на 01.01.2011 р. залишкові запаси газу першого експлуатаційного об'єкту становлять 793,54 млн.м³. З покладу видобуто 2040,28 млн.м³ газу, що становить 83,82% від уточнених в останньому проектному документі початкових запасів газу в обсязі 2833,82 млн.м³. Поклад розробляється безштучерним способом, дебіт газу обмежується протитиском у газозбірній мережі. Дебіт газу змінюється від 1 до 21 тис.м³/д і в середньому становить 7,65 тис.м³/д. Робочий устьовий тиск змінюється в межах 0,25-0,29 МПа. Середньозважений по дебітах газу робочий тиск становить 0,274 МПа. Глибина свердловин до середини інтервалу перфорації змінюється від 763 до 940 м і в середньому становить 856 м. Відносна густина газу дорівнює 0,56, пластова температура – 307 К, середня температура на гирлі свердловини – 288 К.

В таблиці 1 наведено вихідні дані для побудови залежності зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу для покладу горизонтів НД-1, 2, 3. Значення сумарного видобутку газу до 1984 р. наведено тільки по горизонтах НД-2 і НД-3, а з 1984 р. після підключення у свердловинах горизонту НД-1, по всіх трьох горизонтах.

За даними таблиці 1 побудовано залежність зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу для покладу горизонтів НД-1, 2, 3 північно-західної частини Карпатського газового родовища (рисунк 3).

Наведена залежність має дві прямолінійні ділянки. Перша (початкова) ділянка відповідає спільній розробці горизонтів НД-2 і НД-3, друга – спільній розробці горизонтів НД-1, НД-2 і НД-3.

Згідно з даними таблиці 1 і рисунку 3 на кінець 1998 р. спостерігається різке зростання середнього пластового тиску до 3,42 МПа порівняно зі зниженням 2,71 МПа на кінець 1997 р.

Це пов'язано із уведенням в експлуатацію в лютому 1998 р. свердловини 143-Карпатська, розташованої в низькопроникній периферійній частині покладу. Початковий пластовий тиск в ній становив 4,51 МПа і був менший за початковий пластовий тиск у першому експлуатаційному об'єкті. В подальшому у міру вироблення запасів газу в зоні дренавання свердловини 143-Карпатська середній пластовий тиск у покладі поступово знизився і залежність зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу стала прямолінійною.

За промисловими даними з використанням методу найменших квадратів знайдено зведені газонасичені порові об'єми горизонтів НД-2, 3 $\Omega_{2,3}^*$ (перша ділянка) і горизонтів НД-1, 2, 3 $\Omega_{1,2,3}^*$ (друга ділянка), по яких уточнено початкові і залишкові запаси газу у першому експлуатаційному об'єкті. Вихідні дані для знаходження $\Omega_{2,3}^*$ і $\Omega_{1,2,3}^*$ наведено в таблицях 2 і 3.

Знаходимо зведений газонасичений поровий об'єм горизонтів НД-2, 3 $\Omega_{2,3}^*$ за формулою:

$$\Omega_{2,3}^* = \frac{\sum_{j=1}^n Q_{\text{вуд}}^2(t)}{\frac{P_{\text{поч}}}{Z_{\text{поч}}} \sum_{j=1}^n Q_{\text{вуд}}(t_j) - \sum_{j=1}^n Q_{\text{вуд}}(t_j) \frac{\tilde{P}_{\text{нл}}(t_j)}{Z(P_{\text{нл}j})}}, \quad (6)$$

де $P_{\text{поч}}=8,61$ МПа – початковий пластовий тиск;

$Z_{\text{поч}}=0,867$ – коефіцієнт стисливості газу при пластовій температурі і початковому пластовому тиску.

$$\Omega_{2,3}^* = \frac{5999178,98}{\frac{8,61}{0,867} 8485,21 - 48792,18} = 169,121 \text{ млн.м}^3/\text{МПа}.$$

Визначаємо початкові запаси газу в горизонтах НД-2 і НД-3.

$$Q_{\text{зап.поч.2,3}} = \Omega_{2,3}^* \frac{P_{\text{поч}}}{Z_{\text{поч}}},$$

$$Q_{\text{зап.поч.2,3}} = \frac{8,61}{0,867} \cdot 169,121 = 1679,506 \text{ млн.м}^3.$$

Визначаємо сумарний зведений газонасичений поровий об'єм горизонтів НД-1, НД-2, НД-3.

$$Q_{\text{зап.поч.2,3}} = \sum_{j=1}^n [Q_{\text{вуд}}(t_j) - Q_{\text{вуд}}(t_{j-1})]^2 \times \left(\sum_{j=1}^n [Q_{\text{вуд}}(t_j) - Q_{\text{вуд}}(t_{j-1})] \cdot \left[\frac{\tilde{P}_{\text{нл}}(t_{j-1})}{Z(\tilde{P}_{\text{нл},j-1})} - \frac{\tilde{P}_{\text{нл}}(t_j)}{Z(\tilde{P}_{\text{нл},j})} \right] \right)^{-1};$$

$$\Omega_{1,2,3}^* = \frac{38102,55}{75,87869} = 502,151 \text{ млн.м}^3/\text{МПа}.$$

Таблиця 1 – Вихідні дані для побудови залежності зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу для покладу горизонтів НД-1, 2, 3 північно-західної частини Карпатського газового родовища.

| Рік розробки покладу | Пластовий тиск $\tilde{P}_{nl}(t)$, МПа | Коефіцієнт стисливості газу $Z(\tilde{P}_{nl})$ | Накопичений видобуток газу $Q_{\text{вид}}(t)$, млн.м ³ | Зведений пластовий тиск, $\tilde{P}_{nl}(t) / Z(\tilde{P}_{nl})$, МПа |
|----------------------|--|---|---|--|
| Поч. | 8,61 | 0,8670 | 0,00 | 9,930 |
| 1966 | 8,44 | 0,8686 | 6,47 | 9,717 |
| 1967 | 8,37 | 0,8692 | 18,67 | 9,630 |
| 1968 | 7,98 | 0,8729 | 56,03 | 9,142 |
| 1969 | 7,75 | 0,8751 | 98,39 | 8,856 |
| 1970 | 7,51 | 0,8776 | 146,77 | 8,558 |
| 1971 | 7,34 | 0,8794 | 202,24 | 8,347 |
| 1972 | 7,15 | 0,8814 | 257,10 | 8,112 |
| 1973 | 6,83 | 0,8850 | 328,05 | 7,718 |
| 1974 | 6,31 | 0,8911 | 435,11 | 7,081 |
| 1975 | 5,91 | 0,8960 | 526,27 | 6,596 |
| 1976 | 5,75 | 0,8981 | 589,54 | 6,403 |
| 1977 | 5,35 | 0,9034 | 652,43 | 5,922 |
| 1978 | 5,16 | 0,9060 | 713,77 | 5,696 |
| 1979 | 4,98 | 0,9085 | 774,34 | 5,482 |
| 1980 | 4,59 | 0,9141 | 834,65 | 5,021 |
| 1981 | 4,36 | 0,9176 | 893,80 | 4,752 |
| 1982 | 4,21 | 0,9199 | 949,48 | 4,577 |
| 1983 | 3,98 | 0,9234 | 1002,10 | 4,310 |
| 1984 | 3,85 | 0,9255 | 1053,14 | 4,160 |
| 1985 | 3,80 | 0,9263 | 1101,31 | 4,102 |
| 1986 | 3,75 | 0,9271 | 1148,47 | 4,045 |
| 1987 | 3,64 | 0,9289 | 1194,70 | 3,919 |
| 1988 | 3,57 | 0,9300 | 1240,02 | 3,839 |
| 1989 | 3,46 | 0,9318 | 1282,46 | 3,713 |
| 1990 | 3,39 | 0,9330 | 1327,72 | 3,633 |
| 1991 | 3,31 | 0,9344 | 1369,03 | 3,543 |
| 1992 | 3,25 | 0,9354 | 1408,45 | 3,475 |
| 1993 | 3,11 | 0,9378 | 1446,98 | 3,316 |
| 1994 | 3,00 | 0,9397 | 1481,35 | 3,193 |
| 1995 | 2,90 | 0,9414 | 1519,42 | 3,08 |
| 1996 | 2,80 | 0,9432 | 1554,20 | 2,969 |
| 1997 | 2,71 | 0,9448 | 1588,01 | 2,868 |
| 1998 | 3,42 | 0,9325 | 1619,27 | 3,668 |
| 1999 | 3,21 | 0,9361 | 1653,29 | 3,429 |
| 2000 | 3,09 | 0,9381 | 1688,42 | 3,294 |
| 2001 | 2,91 | 0,9412 | 1726,55 | 3,092 |
| 2002 | 2,77 | 0,9437 | 1764,50 | 2,935 |
| 2003 | 2,72 | 0,9446 | 1795,60 | 2,879 |
| 2004 | 2,68 | 0,9453 | 1830,73 | 2,835 |
| 2005 | 2,56 | 0,9475 | 1867,08 | 2,702 |
| 2006 | 2,52 | 0,9482 | 1902,42 | 2,658 |
| 2007 | 2,41 | 0,9502 | 1935,47 | 2,536 |
| 2008 | 2,33 | 0,9517 | 1969,75 | 2,448 |
| 2009 | 2,25 | 0,9532 | 2005,08 | 2,360 |
| 2010 | 2,19 | 0,9543 | 2040,28 | 2,295 |

Таблиця 2 – Вихідні дані для знаходження зведеного газонасиченого порового об'єму горизонтів НД-2, 3 $\Omega_{2,3}^*$

| Рік розробки | Пластовий тиск $\tilde{P}_{пл}(t)$, МПа | Коефіцієнт стисливості газу $Z(\tilde{P}_{пл})$ | $\tilde{P}_{пл}(t) / Z(\tilde{P}_{пл})$, МПа | $Q_{вид}(t)_3$ МЛН.М ³ | $Q_{вид}^2(t)_3$ (МЛН.М ³) ² | $Q_{вид}(t)(P_{пл}(t) / Z(P_{пл}))$, МЛН.М ³ МПа |
|--------------|--|---|---|-----------------------------------|---|--|
| 1966 | 8,44 | 0,8686 | 9,717 | 6,47 | 41,86 | 62,869 |
| 1967 | 8,37 | 0,8692 | 9,630 | 18,67 | 348,57 | 179,792 |
| 1968 | 7,98 | 0,8729 | 9,142 | 56,03 | 3139,36 | 512,226 |
| 1969 | 7,75 | 0,8751 | 8,856 | 98,39 | 9680,59 | 871,342 |
| 1970 | 7,51 | 0,8776 | 8,558 | 146,77 | 21541,43 | 1256,058 |
| 1971 | 7,34 | 0,8794 | 8,347 | 202,24 | 40901,02 | 1688,097 |
| 1972 | 7,15 | 0,8814 | 8,112 | 257,10 | 66100,41 | 2085,595 |
| 1973 | 6,83 | 0,8850 | 7,718 | 328,05 | 107616,80 | 2531,890 |
| 1974 | 6,31 | 0,8911 | 7,082 | 435,11 | 189320,71 | 3081,014 |
| 1975 | 5,91 | 0,8960 | 6,596 | 526,27 | 276960,11 | 3471,277 |
| 1976 | 5,75 | 0,8981 | 6,403 | 589,54 | 347557,41 | 3774,825 |
| 1977 | 5,35 | 0,9034 | 5,922 | 652,43 | 425664,90 | 3863,690 |
| 1978 | 5,16 | 0,9060 | 5,696 | 713,77 | 509467,61 | 4065,634 |
| 1979 | 4,98 | 0,9085 | 5,482 | 774,34 | 599602,44 | 4244,932 |
| 1980 | 4,59 | 0,9141 | 5,021 | 834,65 | 696640,62 | 4190,778 |
| 1981 | 4,36 | 0,9176 | 4,752 | 893,80 | 798878,44 | 4247,338 |
| 1982 | 4,21 | 0,9198 | 4,577 | 949,48 | 901512,27 | 4345,770 |
| 1983 | 3,98 | 0,9234 | 4,310 | 1002,10 | 1004204,41 | 4319,051 |
| Сума | | | | 8485,21 | 5999178,98 | 48792,18 |

Таблиця 3 – Вихідні дані для знаходження зведеного газонасиченого порового об'єму горизонтів НД-1, 2, 3 $\Omega_{1,2,3}^*$

| Рік розробки | Сумарний видобуток газу $Q_{вид}(t)_3$ МЛН.М ³ | $\Delta Q_{вид}(t_j, t_{j-1})$, МЛН.М ³ | $\Delta Q_{вид}^2(t_j, t_{j-1})$, (МЛН.М ³) ² | $P_{пл} / Z_{пл}$, МПа | $\Delta P_{пл} / Z_{пл}(t_{j-1}, t_j)$, МПа | $\Delta Q_{вид} \Delta P_{пл} / Z_{пл}(t_{j-1}, t_j)$, МЛН.М ³ МПа | $\frac{Q_{вид}(t_j)}{\Omega^*}$, МПа |
|--------------|---|---|---|-------------------------|--|--|---------------------------------------|
| 1984 | 1053,14 | - | - | 4,16 | - | - | 0 |
| 1985 | 1101,31 | 48,17 | 2320,35 | 4,102 | 0,058 | 2,79386 | 2,193 |
| 1986 | 1148,47 | 47,16 | 2224,07 | 4,045 | 0,057 | 2,68812 | 2,287 |
| 1987 | 1194,70 | 46,23 | 2137,21 | 3,919 | 0,126 | 5,82498 | 2,379 |
| 1988 | 1240,02 | 45,32 | 2053,9 | 3,839 | 0,08 | 3,6256 | 2,469 |
| 1989 | 1282,46 | 42,44 | 1801,15 | 3,713 | 0,126 | 5,34744 | 2,554 |
| 1990 | 1327,72 | 45,26 | 2048,47 | 3,633 | 0,08 | 3,6208 | 2,644 |
| 1991 | 1369,03 | 41,31 | 1706,52 | 3,543 | 0,09 | 3,7179 | 2,726 |
| 1992 | 1408,45 | 39,42 | 1553,94 | 3,475 | 0,068 | 2,68056 | 2,805 |
| 1993 | 1446,98 | 38,53 | 1484,56 | 3,316 | 0,159 | 6,12627 | 2,882 |
| 1994 | 1481,35 | 34,37 | 1181,3 | 3,193 | 0,123 | 4,22751 | 2,950 |
| 1995 | 1519,42 | 38,07 | 1449,32 | 3,08 | 0,113 | 4,30191 | 3,026 |
| 1996 | 1554,20 | 34,78 | 1209,65 | 2,969 | 0,111 | 3,86058 | 3,095 |
| 1997 | 1588,01 | 33,81 | 1143,12 | 2,868 | 0,101 | 3,41481 | 3,162 |
| 1998 | 1619,27 | 31,26 | 977,188 | 3,668 | -0,8 | -25,008 | 3,225 |
| 1999 | 1653,29 | 34,02 | 1157,36 | 3,429 | 0,239 | 8,13078 | 3,292 |
| 2000 | 1688,42 | 35,13 | 1234,12 | 3,294 | 0,135 | 4,74255 | 3,362 |
| 2001 | 1726,55 | 38,13 | 1453,9 | 3,092 | 0,202 | 7,70226 | 3,438 |
| 2002 | 1764,50 | 37,95 | 1440,2 | 2,935 | 0,157 | 5,95815 | 3,514 |
| 2003 | 1795,60 | 31,1 | 967,21 | 2,879 | 0,056 | 1,7416 | 3,576 |
| 2004 | 1830,73 | 35,13 | 1234,117 | 2,835 | 0,044 | 1,54572 | 3,646 |
| 2005 | 1867,08 | 36,35 | 1321,32 | 2,702 | 0,133 | 4,83455 | 3,718 |
| 2006 | 1902,42 | 35,34 | 1248,91 | 2,658 | 0,044 | 1,55496 | 3,789 |
| 2007 | 1935,47 | 33,05 | 1092,3 | 2,536 | 0,122 | 4,0321 | 3,854 |
| 2008 | 1969,75 | 34,28 | 1175,1 | 2,448 | 0,088 | 3,01664 | 3,923 |
| 2009 | 2005,08 | 35,33 | 1248,21 | 2,36 | 0,088 | 3,10904 | 3,993 |
| 2010 | 2040,28 | 35,2 | 1239,04 | 2,295 | 0,065 | 2,288 | 4,063 |
| Сума | | | 38102,55 | 86,99 | | 75,87869 | 82,566 |

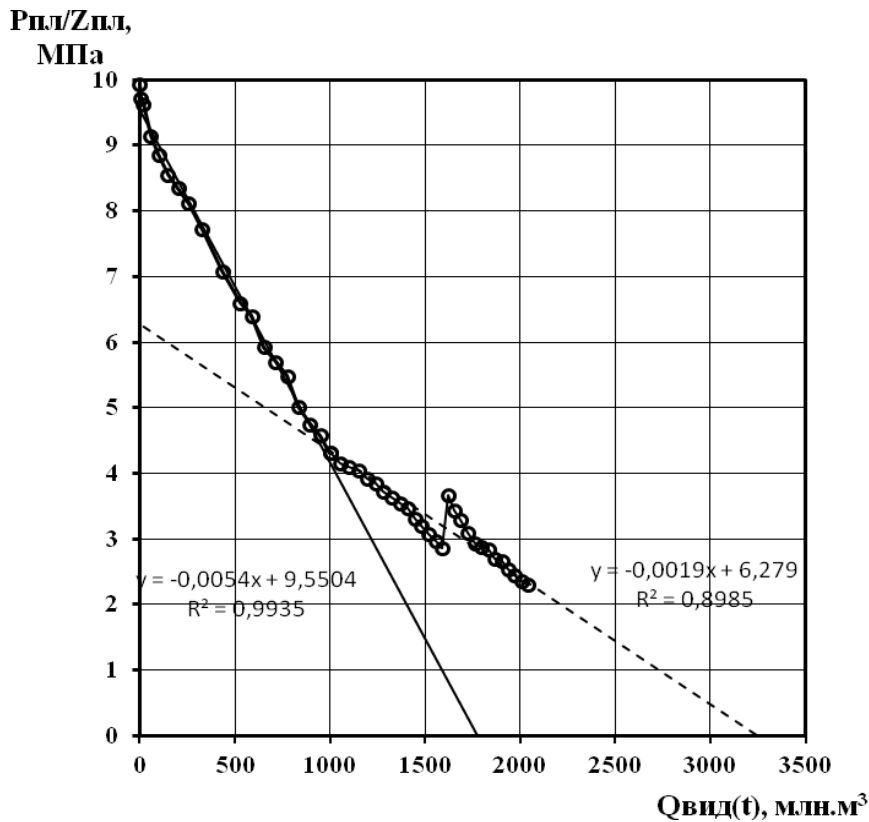


Рисунок 3 – Залежність зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу для покладу горизонтів НД-1, 2, 3 північно-західної частини Карпатського газового родовища

Знаходимо зведений умовний початковий пластовий тиск.

$$\frac{P_{поч.у}}{Z_{поч.у}} = \frac{\sum_{j=1}^n \frac{\tilde{P}_{пл}(t_j)}{Z(\tilde{P}_{пл.j})} + \frac{\sum_{j=1}^n Q_{вид}(t_j)}{\Omega_{1,2,3}^*}}{n};$$

$$\frac{P_{поч.у}}{Z_{поч.у}} = \frac{86,99 + 82,566}{27} = 6,280 \text{ МПа.}$$

Умовний початковий пластовий тиск дорівнює $P_{поч.у} = 7,079$ МПа, $Z_{поч.у} = 0,882$.

Визначаємо зведений поточний пластовий тиск.

$$\frac{\tilde{P}_{пл}(t)}{\tilde{Z}(\tilde{P}_{пл})} = \left[\frac{P_{поч.у}}{Z_{поч.у}} - \frac{Q_{вид}(t)}{\Omega_{1,2,3}^*} \right];$$

$$\frac{\tilde{P}_{пл}(t)}{\tilde{Z}(\tilde{P}_{пл})} = \left[6,27985 - \frac{2040,28}{502,1508674} \right] = 2,217 \text{ МПа.}$$

Визначаємо залишкові запаси газу в горизонтах НД-1, НД-2, НД-3.

$$Q_{зап.зал.1,2,3} = \Omega_{1,2,3}^* \cdot \frac{\tilde{P}_{пл.y}(t)}{\tilde{Z}(\tilde{P}_{пл.y})};$$

$$Q_{зап.зал.1,2,3} = 502,151 \cdot 2,217 = 1113,168 \text{ млн.м}^3.$$

Визначені за запропонованою методикою залишкові запаси газу горизонтів НД-1, 2, 3 (1113,168 млн.м³) перевищують залишкові за-

паси газу за промисловими даними (793,54 млн.м³).

Зведений газонасичений поровий об'єм горизонту НД-1 дорівнює:

$$\Omega_1^* = \Omega_{1,2,3}^* - \Omega_{2,3}^*;$$

$$\Omega_1^* = 502,1508674 - 169,121 = 333,03 \text{ млн.м}^3/\text{МПа.}$$

Початковий пластовий тиск в горизонті НД-1 за промисловими даними становить 7,75 МПа ($Z_{поч.1} = 0,8751$).

Початкові запаси газу в горизонті НД-1 дорівнюють:

$$Q_{зап.поч.1} = \Omega_1^* \frac{P_{поч.1}}{Z_{поч.1}}$$

$$= 333,03 \frac{7,75}{0,8751} = 2949,356 \text{ млн.м}^3.$$

Загальні початкові запаси газу горизонтів НД-1, 2, 3 дорівнюють:

$$Q_{зап.поч.1,2,3} = Q_{зап.поч.1} + Q_{зап.поч.2,3};$$

$$Q_{зап.зал.1,2,3} = 2949,356 + 1679,506 = 4628,862 \text{ млн.м}^3.$$

Оскільки відсутні достовірні дані про накопичений видобуток газу з горизонту НД-1 до моменту його об'єднання з горизонтами НД-2,3, то неможливо підрахувати початкові запаси газу в першому експлуатаційному об'єкті за сумою залишкових запасів газу і кількості газу, видобутого з горизонтів НД-1,2,3.

Затверджені в ДКЗ початкові запаси газу горизонтів НД-1,2,3 становлять 2264 млн.м³. Уточнені за запропонованою методикою початкові запаси газу горизонтів НД-1, 2, 3 становлять 4628,862 млн.м³ (у 2,045 рази більші, ніж затверджені в ДКЗ). Невідповідність наведених значень запасів газу пов'язана з тим, що затверджені в ДКЗ запаси газу підраховано об'ємним методом за відсутності достовірних даних про прикордонну зону родовища, в якій не бурилися свердловини.

Запропонована методика дозволяє достовірно оцінити запаси газу в родовищі за кінцевою прямолінійною ділянкою залежності зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу.

Висновки. Запропоновано методику оцінки за промисловими даними початкових і залишкових дренуваних запасів газу в родовищі з макронеоднорідними колекторами за наявності на залежності зведеного середнього пластового тиску від накопиченого видобутку газу кінцевої прямолінійної ділянки. Методику апробовано для умов покладу горизонтів НД-1,2,3 Карпатського газового родовища, що дало змогу отримати достовірне значення запасів газу в родовищі.

Література

1 Закиров С. Н. Теория и проектирование разработки газовых и газоконденсатных месторождений / С. Н. Закиров. – М.: Недра, 1998. – 628 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
30.01.15*

*Рекомендована до друку
професором **Коцкуlichem Я.С.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором **Дорошенком В.М.**
(Управління геології і розробки родовищ
нафти і газу ПАТ «Укрнафта», м. Київ)*

Техніка і технології

УДК 622.24.058

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ ЗГИНУ В ПЕРЕРІЗАХ КОЛОНИ НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ ЗА ГЕОМЕТРИЧНИМИ ПАРАМЕТРАМИ ЇЇ ПРОСТОРОВОЇ ДЕФОРМАЦІЇ

Я.С. Гриджук

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 717967,
e-mail: jaroslav.gridzhuk@gmail.com

Викладено позицію автора щодо можливості визначення напружень згину в колоні насосно-компресорних труб підземних сховищ газу за результатами експериментальних досліджень їх динаміки. Інтенсивні коливання колони насосно-компресорних труб за рахунок неусталених газодинамічних процесів, що мають місце як при відборі, так і при закачуванні газу є однією з причин самовідгвинчування труб. На підставі багаторічного досвіду експлуатації ліфтових колон, теоретичних та експериментальних досліджень встановлено, що саме під час вібрацій виникають сприятливі умови для самовільного відгвинчування насосно-компресорних труб та втомного руйнування їх конструктивних елементів. Через це актуальною є проблема визначення напружень в перерізах колони насосно-компресорних труб за параметрами їх коливань. У стислій формі подано спосіб розрахунку, запропоновано основні аналітичні залежності для визначення напружень.

Ключові слова: колона насосно-компресорних труб, динамічні навантаження, вібрація, напруження.

Изложена позиция автора о возможности определения напряжений изгиба в колонне насосно-компрессорных труб подземных хранилищ газа по результатам экспериментальных исследований их динамики. Интенсивные колебания колонны насосно-компрессорных труб за счет неустановившихся газодинамических процессов, существующих как при отборе, так и при закачке газа, являются одной из причин самоотвинчивания труб. На основании многолетнего опыта эксплуатации лифтовых колонн, теоретических и экспериментальных исследований установлено, что именно при вибрации возникают благоприятные условия для самопроизвольного отвинчивания насосно-компрессорных труб и усталостного разрушения их конструктивных элементов. Поэтому проблема определения напряжений в сечениях колонны насосно-компрессорных труб по параметрам их колебаний является актуальной. В краткой форме представлен способ расчета, предложены основные аналитические зависимости для определения напряжений.

Ключевые слова: колонна насосно-компрессорных труб, динамические нагрузки, вибрация, напряжение.

The author's attitude concerning the possibility of defining the bending stresses in the underground gas storages tubing in accordance with the results of the experimental researches of their dynamics is stated. Intensive tubing oscillations due to unsteady gas dynamic processes that occur both when extracting and injecting gas are considered to be one of the reasons of the tubing self-unsrewing. On the basis of the long-term tubing operating experience, as well as on the theoretical and experimental researches, it was found out that favorable conditions for tubing self-unsrewing and fatigue breakdown of its structural elements occur during vibrations. Because of this, the problem of defining the stresses in the tubing sections in accordance with their oscillation parameters is supposed to be a topical one. The way of calculation is provided in a condensed form and the main analytical dependences for determination of stresses are suggested.

Keywords: tubing, dynamic load, vibration, stress.

Вступ. Під час відбору чи закачування газу у природні сховища газу (ПСГ) через свердловину колона насосно-компресорних труб (НКТ) знаходиться під дією комплексу навантажень, які за певних обставин призводять до втрати її стійкості, тобто відхилення пружної лінії колони НКТ від осі свердловини. Внаслідок таких відхилень у поперечних перерізах НКТ вини-

кають напруження згину, які є ключовими при розрахунках на міцність та довговічність. Тому для точної та об'єктивної оцінки напружено-деформованого стану колони НКТ необхідно мати достовірну інформацію про експлуатаційні навантаження, що діють на її перерізи та геометричні параметри її деформації. Під експлуатаційною навантаженістю колони НКТ як

складної механічної системи розуміється сукупність чинників, які впливають на її працездатність. Аналіз експлуатаційної навантаженості є одним з необхідних етапів проектування, експлуатації та обслуговування НКТ.

Як основний фактор впливу на колону НКТ розглядається силова навантаженість, що описується величинами напружень і деформацій, які виникають в її елементах. Найбільш достовірні дані щодо силової навантаженості можуть бути отримані в результаті статистичної обробки результатів натурних експериментів, отриманих за допомогою тензометрування в різних режимах експлуатації об'єкта [1]. Подібний підхід має ряд істотних недоліків, таких, як високі матеріальні витрати на проведення експерименту, необхідність виготовлення серії натурних зразків і, таким чином, неможливий для застосування на ранніх стадіях розробки, коли вартість внесення змін у конструкцію мінімальна.

Альтернативною методикою оцінки експлуатаційної навантаженості колони НКТ є моделювання динамічних процесів, яке, в основному, зводиться до складання та розв'язку системи диференціальних рівнянь [2, 3]. Колона НКТ є складною механічною системою, яка складається з великої кількості послідовно з'єднаних труб. Точний розв'язок системи диференціальних рівнянь, кількість яких відповідатиме кількості труб, на даний час вимагає наявності аналітичних залежностей, якими можна було б описати деформації колони НКТ. Тому отримання аналітичних залежностей для визначення параметрів пружної лінії колони НКТ є актуальною та практичною задачею, вирішення якої в подальшому дасть можливість точно оцінити міцність та довговічність її елементів.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій. На даний час існує відносно невелика кількість досліджень, які присвячені вивченню рівноваги та руху ділянок колони насосно-компресорних труб у свердловині. Вирішені задачі в основному мають частковий характер, що не дає можливості створити узагальнену модель колони НКТ, яка б враховувала вплив геометричних та силових факторів на напружено-деформований стан її елементів. Використовуючи експериментальні методи дослідження, діючі навантаження та малі відносні деформації колони НКТ можна отримати шляхом тензометрування [4]. За зареєстрованою тензодавачами відносною деформацією можна встановити діючі напруження та навантаження. Що ж стосується великих просторових деформацій, то їх параметри більш доцільно визначати шляхом віброметрії [5] за допомогою подальших процедур відповідних перетворень.

Отримані у роботі [6] результати експериментальних досліджень викликають практичний інтерес, оскільки їх можна використати для вирішення конкретних задач, пов'язаних з визначенням параметрів пружної лінії колони

НКТ, згинальних моментів та напружень в довільному перерізі цієї колони. Шляхом віброметрії експериментально визначено максимальні вібропереміщення, віброшвидкості та віброприскорення поперечних перерізів ліфтової колони під час відбору та під час закачування газу через свердловину № 241, а також під час заповнення сховища газом через свердловину №34 на Більче-Волицько-Угерському ПСГ філії УМГ "Львівтрансгаз". За результатами експериментальних досліджень, наведених в [6], встановлено, що із зростанням глибини розташування давачів, в цілому, амплітуди вібропереміщень, віброшвидкостей і віброприскорень збільшуються. Однак, залежності зазначених параметрів вібрацій від глибини встановлення давачів не є монотонними.

Докладніше залежності максимальних вібропереміщень поперечних перерізів ліфтових колон від поздовжніх координат цих перерізів ілюструють графіки, подані на рис. 1. Наведені криві показують, що існує загальна тенденція до збільшення амплітуд прогинів y_i і z_i i -их центрів поперечних перерізів колони НКТ при переході від верхніх труб колони до нижніх вздовж осі x . Почергове зростання та спадання функцій $y(x)$ і $z(x)$ (рис. 2 – 4) свідчить про те, що на амплітуди вібрацій суттєво впливає взаємодія ліфтової колони з обсадною, обумовлена криволінійністю осі свердловини та її відхиленням від вертикалі. Більші амплітуди прогинів та вібрацій одержані для режимів відбору газу, менші – для режимів закачування. У випадку інтенсивних вібрацій ліфтової колони основну роль у динамічному процесі відіграє її нижня частина.

Із результатів теоретичних досліджень [7] відомо, що для колони НКТ, яка складається із великої кількості послідовно з'єднаних між собою труб, точно визначити форму пружної лінії досить складно, а в ряді випадків практично неможливо. Диференціальне рівняння згину кожної ділянки після інтегрування містить дві довільні постійні, а тому якщо колона НКТ матиме n ділянок, тоді потрібно буде спільно розв'язати $2n$ рівнянь для визначення $2n$ постійних інтегрування. При цьому, вираз для визначення згинального моменту, що діятиме на кожну наступну ділянку НКТ, цілком включатиме в себе вираз згинального моменту попередньої ділянки і відрізнятиметься від нього на величину нової складової. Також складно точно задати граничні умови на кінцях ділянок НКТ у випадку неспівпадання осі колони та свердловини, особливо для викривлених ділянок та ділянок змінної жорсткості. Практика розрахунків пружних систем які перебувають під дією змінних динамічних навантажень [8], показує, що задачу про пружну лінію колони НКТ постійної чи змінної жорсткості слід розглядати спільно із задачею про визначення частот власних коливань колони. В таких випадках, крім універсального рівняння пружної лінії колони НКТ слід застосувати і спосіб визначення власних частот коливань колони, як системи із багатьма степенями вільності.

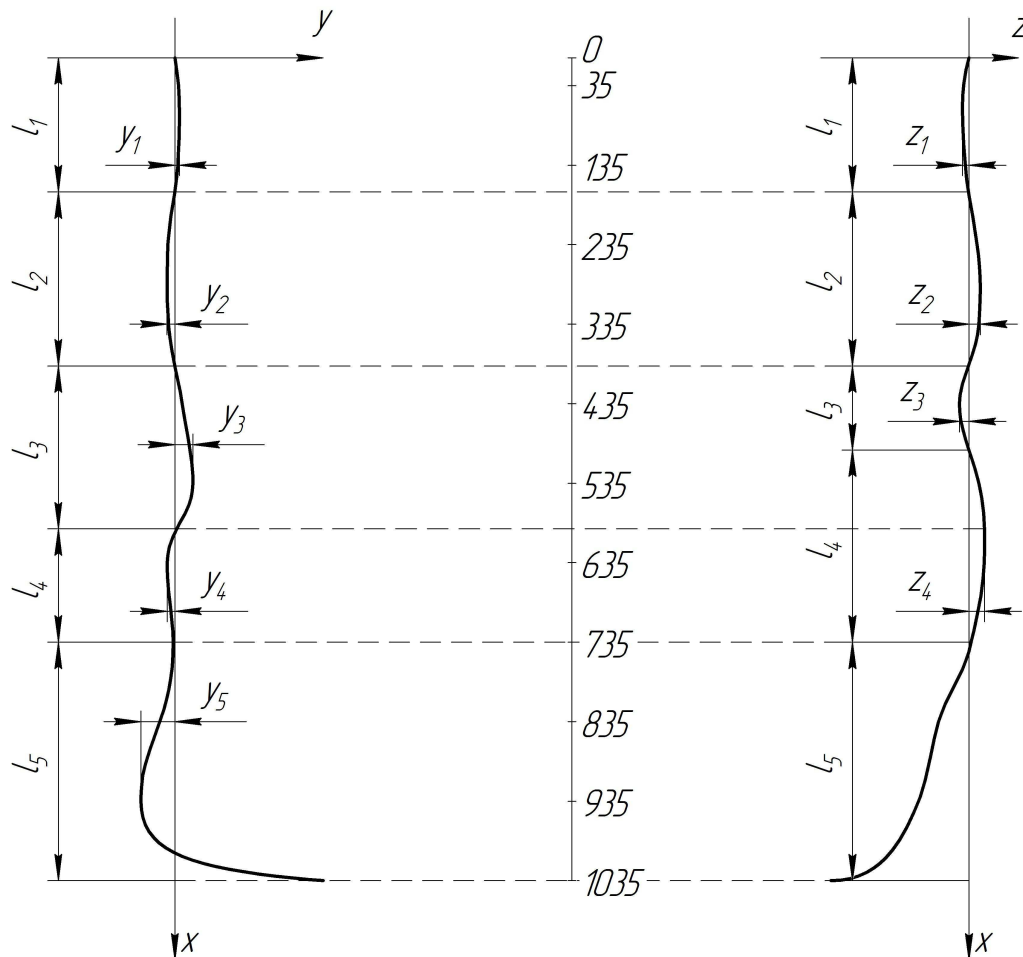
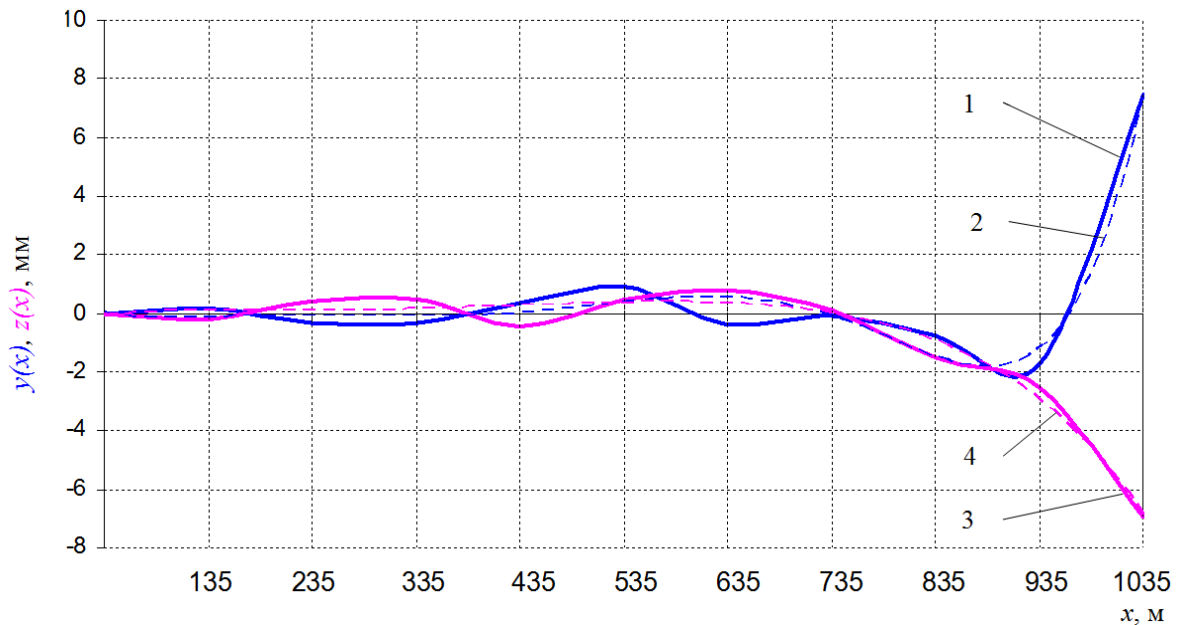
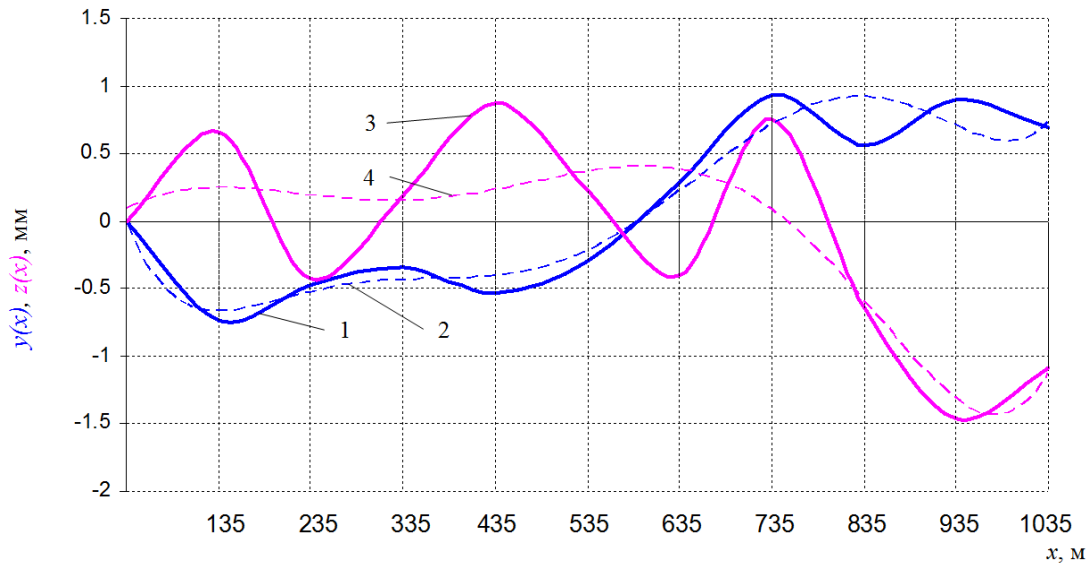


Рисунок 1 – Схема для визначення довжин півхвиль прогинів та поперечних відхилень центрів перерізів ділянок колони НКТ під час коливань в процесі відбору газу через свердловину №241



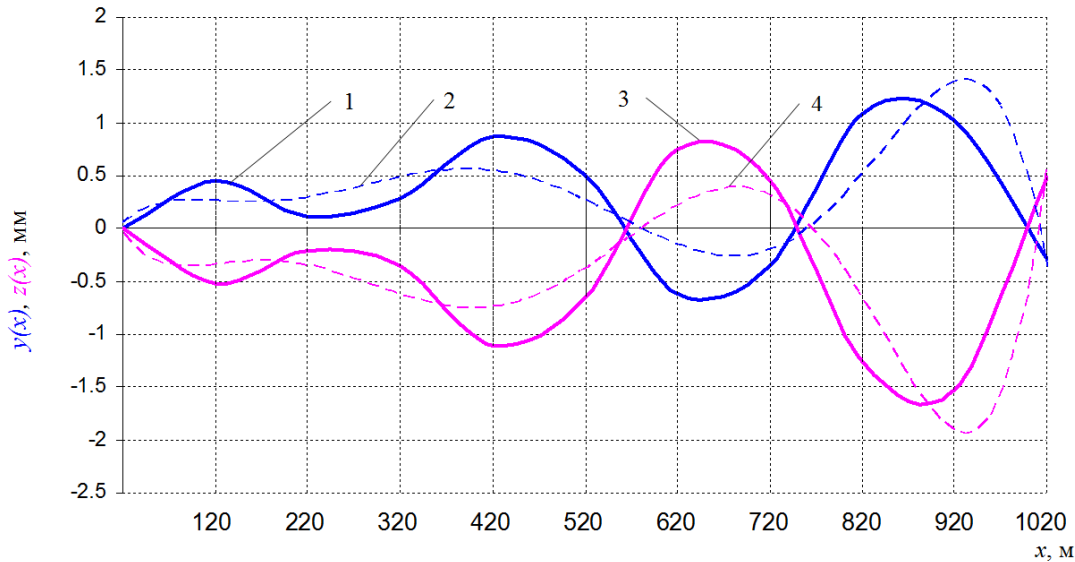
1 - експериментальна крива $y(x)$; 2 - апроксимація кривої $y(x)$;
3 - експериментальна крива $z(x)$; 4 - апроксимація кривої $z(x)$

Рисунок 2 – Проекції відхилень (поперечних прогинів) центрів перерізів колони НКТ під час відбору газу через свердловину № 241



1 - експериментальна крива $y(x)$; 2 - апроксимація кривої $y(x)$;
3 - експериментальна крива $z(x)$; 4 - апроксимація кривої $z(x)$

Рисунок 3 – Проекції відхилень (поперечних прогинів) центрів поперечних перерізів колони НКТ під час закачування газу через свердловину № 241



1 - експериментальна крива $y(x)$; 2 - апроксимація кривої $y(x)$;
3 - експериментальна крива $z(x)$; 4 - апроксимація кривої $z(x)$

Рисунок 4 – Проекції відхилень (поперечних прогинів) центрів поперечних перерізів колони НКТ під час закачування газу через свердловину № 34

Висвітлення проблеми і основні результати досліджень. Зважаючи на вказані вище обставини та особливості експериментально-теоретичного методу дослідження для вирішення задачі про визначення напружень згину в перерізах колони НКТ, скористаємось результатами реєстрації відхилень центрів поперечних перерізів колони НКТ від осі свердловини $y(x)$ і $z(x)$ (табл. 1 – 3), отриманими на свердловинах №241 та №34 Більче-Волицько-Угерському ПСГ філії УМГ “Львівтрансгаз [6].

Вісь колони НКТ як довгомірного однорідного стрижня в зігнутому стані розглядатимемо як пружну лінію. Щоб отримати достатньо точні аналітичні залежності, якими описувати-

меться пружна лінія колони НКТ в середовищі Maple, проведено апроксимацію числових даних графіків $y(x)$ і $z(x)$ (рис. 2 - 4) за допомогою поліноміальних рівнянь восьмого та дев'ятого степеня. За результатами апроксимації отримано такі емпіричні вирази пружної лінії колони НКТ:

Таблиця 1 – Згинальні моменти та напруження згину в поперечних перерізах колони НКТ під час відбору газу через свердловину № 241

| Повздовжня координата x , м | Координати центра перерізу НКТ, мм | | | Максимальний згинальний момент в перерізі НКТ, Нм | | | Максимальні напруження згину в перерізі НКТ, МПа | | |
|-------------------------------|------------------------------------|--------|--------|---|----------|----------|--|---------------|-------------|
| | $y(x)$ | $z(x)$ | $f(x)$ | $M_y(x)$ | $M_z(x)$ | $M(x)$ | $\sigma_y(x)$ | $\sigma_z(x)$ | $\sigma(x)$ |
| 35 | 0,18 | -0,27 | 0,39 | 341,5 | 927,213 | 988,102 | 6,176 | 16,768 | 17,870 |
| 135 | 0,15 | -0,19 | 0,23 | 90,919 | -113,594 | 145,499 | 1,644 | -2,054 | 2,631 |
| 235 | -0,35 | 0,41 | 0,41 | -79,863 | 9,264 | 80,398 | -1,444 | 0,168 | 1,454 |
| 335 | -0,32 | 0,46 | 0,49 | -38,001 | 82,303 | 90,652 | -0,687 | 1,488 | 1,639 |
| 435 | 0,37 | -0,48 | 0,57 | 56,251 | -11,214 | 57,358 | 1,017 | -0,203 | 1,037 |
| 535 | 0,91 | 0,49 | 0,99 | 52,692 | -65,898 | 84,374 | 0,953 | -1,192 | 1,526 |
| 635 | -0,39 | 0,76 | 0,79 | -43,607 | 3,736 | 43,767 | -0,789 | 0,068 | 0,792 |
| 735 | -0,08 | 0,11 | 0,13 | -85,041 | 53,831 | 100,647 | -1,538 | 0,974 | 1,820 |
| 835 | -0,76 | -1,53 | 1,57 | 47,840 | -65,656 | 81,237 | 0,865 | -1,187 | 1,469 |
| 935 | -1,71 | -2,54 | 2,99 | 117,704 | 44,794 | 125,94 | 2,129 | 0,810 | 2,278 |
| 1035 | 7,47 | -6,95 | 8,00 | -956,14 | 2222,603 | 2419,542 | -17,292 | 40,195 | 43,757 |

Таблиця 2 – Згинальні моменти та напруження згину в поперечних перерізах колони НКТ під час закачування газу через свердловину № 241

| Повздовжня координата x , м | Координати центра перерізу НКТ, мм | | | Максимальний згинальний момент в перерізі НКТ, Нм | | | Максимальні напруження згину в перерізі НКТ, МПа | | |
|-------------------------------|------------------------------------|--------|--------|---|----------|----------|--|---------------|-------------|
| | $y(x)$ | $z(x)$ | $f(x)$ | $M_y(x)$ | $M_z(x)$ | $M(x)$ | $\sigma_y(x)$ | $\sigma_z(x)$ | $\sigma(x)$ |
| 35 | -0,46 | 0,43 | 0,59 | 5784,13 | -654,331 | 5821,023 | 104,605 | -11,833 | 105,272 |
| 135 | -0,74 | 0,66 | 0,92 | -491,506 | 94,111 | 500,435 | -8,889 | 1,702 | 9,050 |
| 235 | -0,47 | -0,43 | 0,57 | 45,222 | 25,05 | 51,697 | 0,818 | 0,453 | 0,935 |
| 335 | -0,34 | 0,19 | 0,35 | 137,544 | -41,459 | 143,657 | 2,487 | -0,750 | 2,598 |
| 435 | -0,53 | 0,88 | 0,92 | -147,634 | 9,684 | 147,951 | -2,670 | 0,175 | 2,676 |
| 535 | -0,29 | 0,22 | 0,33 | -49,108 | 54,002 | 72,992 | -0,888 | 0,977 | 1,321 |
| 635 | 0,29 | -0,40 | 0,42 | 132,173 | 11,588 | 132,68 | 2,390 | 0,211 | 2,400 |
| 735 | -0,94 | 0,76 | 1,06 | -112,158 | -49,972 | 122,787 | -2,028 | -0,904 | 2,221 |
| 835 | 0,56 | -0,64 | 0,71 | -293,707 | 6,095 | 293,77 | -5,312 | 0,110 | 5,313 |
| 935 | 0,90 | -1,46 | 1,64 | 364,582 | 126,216 | 385,812 | 6,593 | 2,283 | 6,977 |
| 1035 | 0,69 | -1,08 | 1,16 | -1953,70 | -374,283 | 1989,232 | -35,332 | -6,769 | 35,975 |

Таблиця 3 – Згинальні моменти та напруження згину в поперечних перерізах колони НКТ під час закачування газу через свердловину № 34

| Повздовжня координата x , м | Координати центра перерізу НКТ, мм | | | Максимальний згинальний момент в перерізі НКТ, Нм | | | Максимальні напруження згину в перерізі НКТ, МПа | | |
|-------------------------------|------------------------------------|--------|--------|---|----------|----------|--|---------------|-------------|
| | $y(x)$ | $z(x)$ | $f(x)$ | $M_y(x)$ | $M_z(x)$ | $M(x)$ | $\sigma_y(x)$ | $\sigma_z(x)$ | $\sigma(x)$ |
| 20 | -0,08 | 0,11 | 0,14 | -2572,20 | 418,613 | 2606,04 | -46,518 | 7,571 | 47,13 |
| 120 | 0,45 | -0,52 | 0,57 | 233,309 | -96,990 | 252,666 | 4,219 | -1,754 | 4,569 |
| 220 | 0,12 | -0,21 | 0,23 | -10,200 | 38,612 | 39,937 | -0,184 | 0,698 | 0,722 |
| 320 | 0,28 | -0,35 | 0,47 | -98,683 | 49,702 | 110,493 | -1,785 | 0,899 | 1,998 |
| 420 | 0,87 | -1,11 | 1,24 | 65,241 | -46,871 | 80,332 | 1,180 | -0,848 | 1,453 |
| 520 | 0,50 | -0,65 | 0,72 | 46,205 | -49,075 | 67,403 | 0,836 | -0,888 | 1,219 |
| 620 | -0,61 | 0,74 | 0,85 | -179,166 | 91,016 | 200,959 | -3,240 | 1,646 | 3,634 |
| 720 | -0,35 | 0,45 | 0,54 | -300,059 | 196,053 | 358,43 | -5,427 | 3,546 | 6,482 |
| 820 | 1,08 | -1,27 | 1,46 | -165,227 | 60,343 | 175,901 | -2,988 | 1,091 | 3,181 |
| 920 | 1,03 | -1,53 | 1,79 | -86,071 | -85,111 | 121,046 | -1,557 | -1,539 | 2,189 |
| 1020 | -0,29 | 0,49 | 0,56 | -342,429 | 1160,542 | 1210,007 | -6,193 | 20,988 | 21,883 |

$$f(x) = \sqrt{(y(x))^2 + (z(x))^2}; M(x) = \sqrt{(M_y(x))^2 + (M_z(x))^2}; \sigma(x) = \sqrt{(\sigma_y(x))^2 + (\sigma_z(x))^2}.$$

для свердловини №241 під час відбору газу:

$$\left\{ \begin{aligned} y(x) &= 1,243 \cdot 10^{-20} \cdot x^8 - 4,802 \cdot 10^{-17} \cdot x^7 + \\ &+ 7,51 \cdot 10^{-14} \cdot x^6 - 6,075 \cdot 10^{-11} \cdot x^5 + \\ &+ 2,688 \cdot 10^{-8} \cdot x^4 - 6,308 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 + \\ &+ 6,986 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 - 0,02717 \cdot x - 0,0009609, \\ z(x) &= -5,903 \cdot 10^{-21} \cdot x^8 + 2,087 \cdot 10^{-17} \cdot x^7 - \\ &- 2,819 \cdot 10^{-14} \cdot x^6 + 1,757 \cdot 10^{-11} \cdot x^5 - \\ &- 4,361 \cdot 10^{-9} \cdot x^4 - 2,159 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + \\ &+ 2,573 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 - 0,02638 \cdot x + 0,0017514; \end{aligned} \right. \quad (1)$$

для свердловини №241 під час закачування газу:

$$\left\{ \begin{aligned} y(x) &= -6,773 \cdot 10^{-21} \cdot x^8 + 2,746 \cdot 10^{-17} \cdot x^7 - \\ &- 4,498 \cdot 10^{-14} \cdot x^6 + 3,807 \cdot 10^{-11} \cdot x^5 - \\ &- 1,764 \cdot 10^{-8} \cdot x^4 + 4,345 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 - \\ &- 4,93 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 + 0,01454 \cdot x - 0,0004312 \\ z(x) &= -9,392 \cdot 10^{-23} \cdot x^9 + 4,357 \cdot 10^{-19} \cdot x^8 - \\ &- 8,442 \cdot 10^{-16} \cdot x^7 + 8,854 \cdot 10^{-13} \cdot x^6 - \\ &- 5,444 \cdot 10^{-10} \cdot x^5 + 1,984 \cdot 10^{-7} \cdot x^4 - \\ &- 4,117 \cdot 10^{-5} \cdot x^3 + 4,358 \cdot 10^{-3} \cdot x^2 - \\ &- 0,1754 \cdot x + 0,00025; \end{aligned} \right. \quad (2)$$

для свердловини №34 під час закачування газу:

$$\left\{ \begin{aligned} y(x) &= 1,002 \cdot 10^{-20} \cdot x^8 - 3,82 \cdot 10^{-17} \cdot x^7 + \\ &+ 5,791 \cdot 10^{-14} \cdot x^6 - 4,433 \cdot 10^{-11} \cdot x^5 + \\ &+ 1,798 \cdot 10^{-8} \cdot x^4 - 3,677 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 + \\ &+ 3,154 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 - 0,004287 \cdot x - 0,0006225 \\ z(x) &= 2,519 \cdot 10^{-23} \cdot x^9 - 1,289 \cdot 10^{-19} \cdot x^8 + \\ &+ 2,743 \cdot 10^{-16} \cdot x^7 - 3,138 \cdot 10^{-13} \cdot x^6 + \\ &+ 2,084 \cdot 10^{-10} \cdot x^5 - 8,106 \cdot 10^{-7} \cdot x^4 + \\ &+ 1,77 \cdot 10^{-5} \cdot x^3 - 1,938 \cdot 10^{-3} \cdot x^2 + \\ &+ 0,07721 \cdot x - 0,000949 \end{aligned} \right. \quad (3)$$

Для подальших теоретичних досліджень вважатимемо, що прогини у двох взаємноперпендикулярних напрямках колони НКТ (рис. 5) в порівнянні із її загальною довжиною є малими деформаціями, а деформації зсуву при цьому відсутні. В межах малих деформацій кути повороту поперечних перерізів колони НКТ згідно [9] визначаються наступним чином:

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi_y(x) &= \frac{dy(x)}{dx}; \\ \varphi_z(x) &= \frac{dz(x)}{dx}. \end{aligned} \right. \quad (4)$$

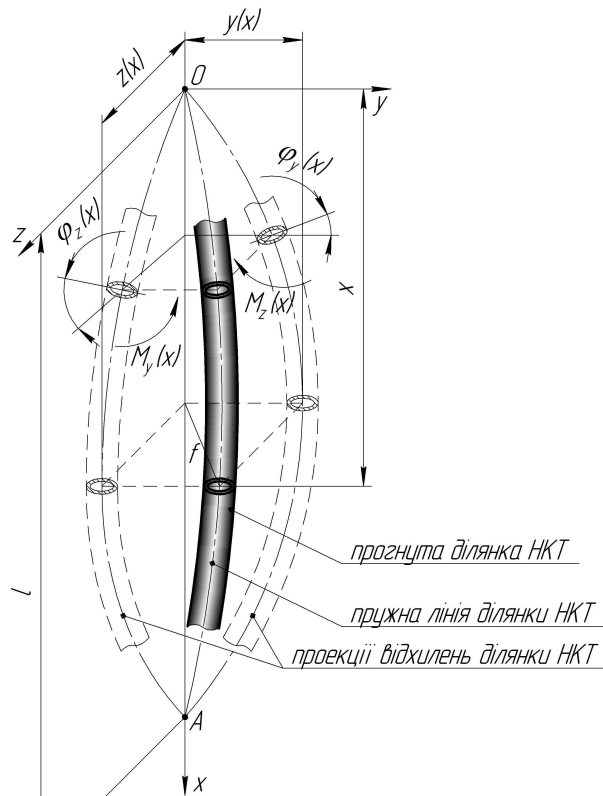


Рисунок 5 – Схема прогину ділянки колони НКТ під час коливань

Диференціюючи рівняння пружної лінії (1), (2) і (3) по координаті x , отримуємо емпіричні залежності для визначення кутів повороту перерізів колони НКТ:

для свердловини №241 під час відбору газу:

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi_y(x) &= \frac{dy(x)}{dx} = 0,0013972 \cdot x - 0,000018924 \cdot x^2 + \\ &+ 1,0752 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 - 3,0375 \cdot 10^{-10} \cdot x^4 + \\ &+ 4,506 \cdot 10^{-13} \cdot x^5 - 3,3614 \cdot 10^{-16} \cdot x^6 + \\ &+ 9,944 \cdot 10^{-20} \cdot x^7 - 0,02717; \\ \varphi_z(x) &= \frac{dz(x)}{dx} = 0,0005146 \cdot x - 6,477 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 - \\ &- 1,7444 \cdot 10^{-8} \cdot x^3 + 8,785 \cdot 10^{-11} \cdot x^4 - \\ &- 1,6914 \cdot 10^{-13} \cdot x^5 + 1,4609 \cdot 10^{-16} \cdot x^6 - \\ &- 4,7224 \cdot 10^{-20} \cdot x^7 - 0,02638; \end{aligned} \right. \quad (5)$$

для свердловини №241 під час закачування газу:

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi_y(x) &= \frac{dy(x)}{dx} = 0,0013972 \cdot x - 0,000018924 \cdot x^2 + \\ &+ 1,0752 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 - 3,0375 \cdot 10^{-10} \cdot x^4 + \\ &+ 4,506 \cdot 10^{-13} \cdot x^5 - 3,3614 \cdot 10^{-16} \cdot x^6 + \\ &+ 9,944 \cdot 10^{-20} \cdot x^7 - 0,02717; \quad (6) \\ \varphi_z(x) &= \frac{dz(x)}{dx} = 0,0005146 \cdot x - 6,477 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 - \\ &- 1,7444 \cdot 10^{-8} \cdot x^3 + 8,785 \cdot 10^{-11} \cdot x^4 - \\ &- 1,6914 \cdot 10^{-13} \cdot x^5 + 1,4609 \cdot 10^{-16} \cdot x^6 - \\ &- 4,7224 \cdot 10^{-20} \cdot x^7 - 0,02638; \end{aligned} \right.$$

для свердловини №34 під час закачування газу:

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi_y(x) &= \frac{dy(x)}{dx} = 0,0013972 \cdot x - 0,000018924 \cdot x^2 + \\ &+ 1,0752 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 - 3,0375 \cdot 10^{-10} \cdot x^4 + \\ &+ 4,506 \cdot 10^{-13} \cdot x^5 - 3,3614 \cdot 10^{-16} \cdot x^6 + \\ &+ 9,944 \cdot 10^{-20} \cdot x^7 - 0,02717; \quad (7) \\ \varphi_z(x) &= \frac{dz(x)}{dx} = 0,0005146 \cdot x - 6,477 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 - \\ &- 1,7444 \cdot 10^{-8} \cdot x^3 + 8,785 \cdot 10^{-11} \cdot x^4 - \\ &- 1,6914 \cdot 10^{-13} \cdot x^5 + 1,4609 \cdot 10^{-16} \cdot x^6 - \\ &- 4,7224 \cdot 10^{-20} \cdot x^7 - 0,02638. \end{aligned} \right.$$

Диференціальні рівняння згину колони НКТ у двох взаємноперпендикулярних площинах згідно [9] в загальному випадку подають наступним чином:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d\varphi_y(x)}{dx} &= \frac{d^2 y(x)}{dx^2} = \frac{M_z(x)}{EJ}; \\ \frac{d\varphi_z(x)}{dx} &= \frac{d^2 z(x)}{dx^2} = \frac{M_y(x)}{EJ}, \end{aligned} \right. \quad (8)$$

де E – модуль пружності матеріалу НКТ;

J – момент інерції поперечного перерізу НКТ;

$M_y(x)$, $M_z(x)$ – згинальні моменти, що діють на ділянку НКТ у двох взаємноперпендикулярних площинах, як функції поздовжньої координати x :

$$\left\{ \begin{aligned} M_y(x) &= EJ \frac{d^2 z(x)}{dx^2}; \\ M_z(x) &= EJ \frac{d^2 y(x)}{dx^2}. \end{aligned} \right. \quad (9)$$

Диференціюючи вирази (5), (6) і (7) по координаті x та підставляючи їх у (9), отримуємо наступні емпіричні залежності для визначення згинальних моментів:

для свердловини №241 під час відбору газу:

$$\left\{ \begin{aligned} M_z(x) &= EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = EJ(-0,000037848 \cdot x + \\ &+ 3,2256 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 - 1,215 \cdot 10^{-9} \cdot x^3 + \\ &+ 2,253 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 - 2,01684 \cdot 10^{-15} \cdot x^5 + \\ &+ 6,9608 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 + 0,0013972); \\ M_y(x) &= EJ \frac{d^2 z}{dx^2} = EJ(-0,0000012954 \cdot x - \\ &- 5,2332 \cdot 10^{-8} \cdot x^2 + 3,514 \cdot 10^{-10} \cdot x^3 - \\ &- 8,457 \cdot 10^{-13} \cdot x^4 + 8,7654 \cdot 10^{-16} \cdot x^5 - \\ &- 3,30568 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 + 0,0005146); \end{aligned} \right.$$

для свердловини №241 під час закачування газу:

$$\left\{ \begin{aligned} M_z(x) &= EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = EJ(0,00002607 \cdot x - \\ &- 2,1168 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 + 7,614 \cdot 10^{-10} \cdot x^3 - \\ &- 1,3494 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 + 1,15332 \cdot 10^{-15} \cdot x^5 - \\ &- 3,79288 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 - 0,000986); \quad (11) \\ M_y(x) &= EJ \frac{d^2 z}{dx^2} = EJ(-0,00024702 \cdot x + \\ &+ 0,0000023808 \cdot x^2 - 1,0888 \cdot 10^{-8} \cdot x^3 + \\ &+ 2,6562 \cdot 10^{-11} \cdot x^4 - 3,54564 \cdot 10^{-14} \cdot x^5 + \\ &+ 2,43992 \cdot 10^{-17} \cdot x^6 - 6,76224 \cdot 10^{-21} \cdot x^7 + \\ &+ 0,008716); \end{aligned} \right.$$

для свердловини №34 під час закачування газу:

$$\left\{ \begin{aligned} M_z(x) &= EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = EJ(-0,000022062 \cdot x + \\ &+ 2,1576 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 - 8,866 \cdot 10^{-10} \cdot x^3 + \\ &+ 1,7373 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 - 1,6044 \cdot 10^{-15} \cdot x^5 + \\ &+ 5,6112 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 + 0,0006308); \quad (12) \\ M_y(x) &= EJ \frac{d^2 z}{dx^2} = EJ(0,0001062 \cdot x - \\ &- 9,7272 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 + 4,168 \cdot 10^{-9} \cdot x^3 - \\ &- 9,414 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 + 1,15206 \cdot 10^{-14} \cdot x^5 - \\ &- 7,2184 \cdot 10^{-18} \cdot x^6 + 1,81368 \cdot 10^{-21} \cdot x^7 - \\ &- 0,003876). \end{aligned} \right.$$

Встановивши аналітичні залежності, за якими визначатимуться згинальні моменти, що діятимуть в довільних перерізах колони НКТ,

можна отримати своєрідний математичний інструмент для оцінки напруженого стану її елементів. Напруження згину, що виникатимуть у поперечних перерізах колони НКТ внаслідок дії згинальних моментів $M_y(x)$, $M_z(x)$, згідно [9] визначатимуться таким чином:

$$\begin{cases} \sigma_y(x) = \frac{M_y}{W} = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 y}{dx^2}; \\ \sigma_z(x) = \frac{M_z}{W} = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 z}{dx^2}, \end{cases} \quad (13)$$

де W – момент опору поперечного перерізу НКТ.

Підставивши вирази (10), (11), (12) у (13), отримуємо наступні емпіричні залежності для визначення напружень згину:

для свердловини №241 під час відбору газу:

$$\begin{cases} \sigma_z(x) = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 z}{dx^2} = \frac{EJ}{W} (-0,000037848 \cdot x + 3,2256 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 - 1,215 \cdot 10^{-9} \cdot x^3 + 2,253 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 - 2,01684 \cdot 10^{-15} \cdot x^5 + 6,9608 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 + 0,0013972); \\ \sigma_y(x) = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{EJ}{W} (-0,0000012954 \cdot x - 5,2332 \cdot 10^{-8} \cdot x^2 + 3,514 \cdot 10^{-10} \cdot x^3 - 8,457 \cdot 10^{-13} \cdot x^4 + 8,7654 \cdot 10^{-16} \cdot x^5 - 3,30568 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 + 0,0005146); \end{cases} \quad (14)$$

для свердловини №241 під час закачування газу:

$$\begin{cases} \sigma_z(x) = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 z}{dx^2} = \frac{EJ}{W} (0,00002607 \cdot x - 2,1168 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 + 7,614 \cdot 10^{-10} \cdot x^3 - 1,3494 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 + 1,15332 \cdot 10^{-15} \cdot x^5 - 3,79288 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 - 0,000986); \\ \sigma_y(x) = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{EJ}{W} (-0,00024702 \cdot x + 0,0000023808 \cdot x^2 - 1,0888 \cdot 10^{-8} \cdot x^3 + 2,6562 \cdot 10^{-11} \cdot x^4 - 3,54564 \cdot 10^{-14} \cdot x^5 + 2,43992 \cdot 10^{-17} \cdot x^6 - 6,76224 \cdot 10^{-21} \cdot x^7 + 0,008716); \end{cases} \quad (15)$$

для свердловини №34 під час закачування газу:

$$\begin{cases} \sigma_z(x) = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 z}{dx^2} = \frac{EJ}{W} (-0,00002206 \cdot x + 2,1576 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 - 8,866 \cdot 10^{-10} \cdot x^3 + 1,7373 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 - 1,6044 \cdot 10^{-15} \cdot x^5 + 5,6112 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 + 0,0006308); \\ \sigma_y(x) = \frac{EJ}{W} \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{EJ}{W} (0,0001062 \cdot x - 9,7272 \cdot 10^{-7} \cdot x^2 + 4,168 \cdot 10^{-9} \cdot x^3 - 9,414 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 + 1,15206 \cdot 10^{-14} \cdot x^5 - 7,2184 \cdot 10^{-18} \cdot x^6 + 1,81368 \cdot 10^{-21} \cdot x^7 - 0,003876). \end{cases} \quad (16)$$

Обчислені за залежностями (10) – (16) значення максимальних згинальних моментів та максимальних напружень згину ділянок колони НКТ ($\varnothing 114$ мм, $J = 3,16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$,

$W = 5,53 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$), наведені в таблиці 1. За отриманими результатами розрахунку побудовано епюри напружень згину (рис. 6, 7 і 8). З побудованих епюр видно, що найбільшими є напруження згину, що виникають у перерізах верхнього (0–135 м) та нижнього (835–1035 м) кінців колони. Причиною виникнення великих напружень згину у верхньому нерухомому кінці є наявність жорсткого защемлення, в якому виникають великі реактивні моменти. В нижньому, вільному від защемлення кінці, великі напруження згину виникають внаслідок більших відхилень центрів перерізів колони НКТ під час її нестационарних випадкових коливань від осі свердловини.

Також слід зазначити, що в поставленій задачі важливе значення має питання стійкості колони НКТ як циліндричної оболонки, що знаходиться під дією внутрішнього тиску, сил інерції внаслідок прокачування газу та згинальних моментів. Вказані силові параметри в комплексі створюють критичне навантаження $P_{кр}$, при якому мале випадкове відхилення осі колони НКТ призводить до раптового інтенсивного збільшення прогинів, а разом з ними і напружень. Якщо сумарне навантаження менше критичного і напруження нижче границі пропорційності, колона НКТ при поступовому збільшенні сумарного навантаження зберігатиме стійку прямолінійну форму. Однак у пружно-пластичній стадії навантаження, починаючи з деякого значення навантаження $P'_{кр} < P_{кр}$, прямолінійна форма рівноваги при збільшенні навантаження вже не буде стійкою, що, в свою чергу, і спричинить прогин колони. Помітні прогини колони також можуть спостерігатися при досягненні силами інерції значень більше критичних, що можливе внаслідок різкого збільшення тиску чи швидкості прокачування газу.

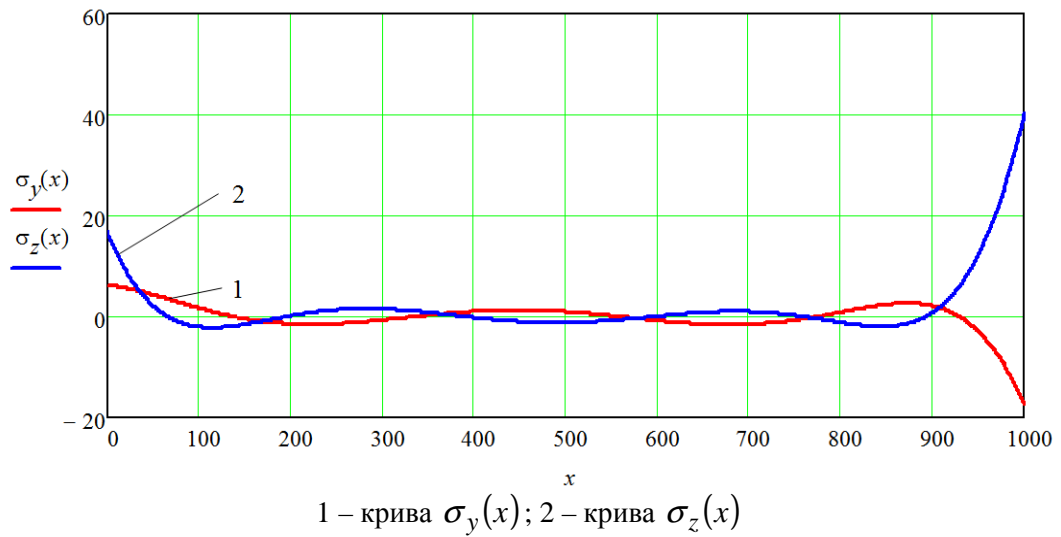


Рисунок 6 – Залежність максимальних напружень згину в поперечних перерізах колони НКТ від її довжини під час відбору газу через свердловину № 241

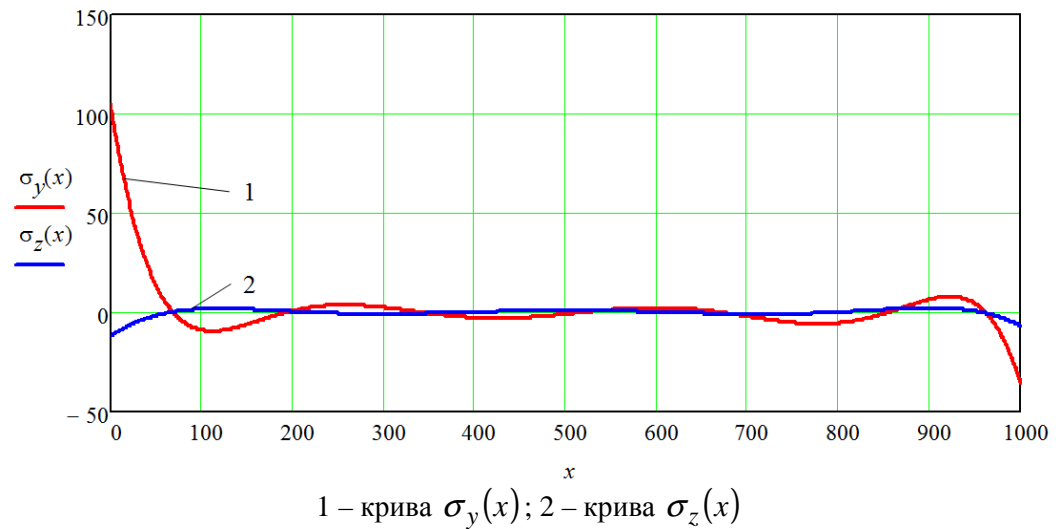


Рисунок 7 – Залежність максимальних напружень згину в поперечних перерізах колони НКТ від її довжини під час закачування газу через свердловину № 241

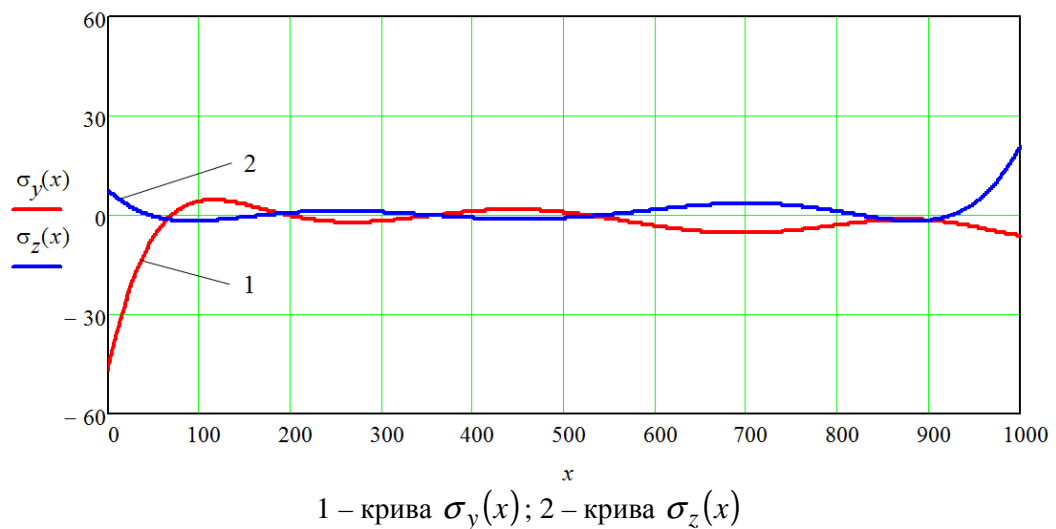


Рисунок 8 – Залежність максимальних напружень згину в поперечних перерізах колони НКТ від її довжини під час закачування газу через свердловину № 34

Висновки

За результатами теоретичних досліджень отримано сукупність аналітичних залежностей, які дають можливість розв'язати ряд важливих прикладних задач пов'язаних з: визначенням внутрішніх сил та моментів в перерізах НКТ, а також сил взаємодії колони НКТ із обсадною колоною; оптимізацією параметрів пружної лінії колони НКТ; розробленням практичних рекомендацій щодо удосконалення конструкції НКТ та технології відбору і закачування газу. Встановлені емпіричні залежності для визначення координат пружної лінії, згинальних моментів та напружень згину в довільному перерізі колони НКТ можуть служити теоретичним підґрунтям для системного дослідження нелінійних згинальних коливань колони в режимах закачування та відбору газу, а також проведення розрахунків елементів колони на міцність та довговічність.

Література

- 1 Голосков Е.Г. Нестационарные колебания деформируемых систем / Е.Г. Голосков, А.П. Филиппов. – Киев: Наукова думка, 1977. – 339 с.
- 2 Рыжиков Ю.И. Имитационное моделирование / Ю.И. Рыжиков. – М.: Логос, 2003. – 357 с.
- 3 Pukach P. Ya. On the unboundedness of a solution of the mixed problem for nonlinear evolution equation at a finite time / P.Ya. Pukach // Nonlinear Oscillations. – 2012. – Vol. 14, Is. 3. – P. 369-378.
- 4 Руководство по методике электромеханических измерений с применением датчиков активного сопротивления. – М.: Госстрой СССР, лаборатория измерительной техники НИИЖБ, 1965. – 86 с.
- 5 ГОСТ 26044-83. Вибрация. Аппаратура для эксплуатационного контроля вибрационного состояния энергетических гидротурбинных агрегатов. Общие технические требования.
- 6 Савула С. Ф. Експериментальні дослідження динаміки ліфтових колон підземного сховища газу / С.Ф. Савула, Є.В. Харченко, А.О. Кичма // Машинознавство. – 2006. – №6. – С. 30-34.
- 7 Пукач П.Я. Нелінійні поперечні коливання необмеженої балки з урахуванням дисипативних сил / П.Я. Пукач, З.М. Нитребич, П.Л. Сохан // Комп'ютерні технології друкарства. – 2013. – Вип. 29 – С. 225-232.
- 8 Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени / В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
- 9 Феодосьев В.И. Сопротивление материалов / В.И. Феодосьев. – М.: Наука, 1964. – 539 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
03.02.15*

*Рекомендована до друку
професором Івасівим В.М.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук Соколевським Я.Ю.
(НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)*

ВПЛИВ СПОСОБУ ОТРИМАННЯ ЗАГОТОВКИ ТА ЙОГО ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ЯКІСНІ ПОКАЗНИКИ ПОРОДОРУЙНІВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ДОЛІТ

І.О. Шуляр

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 771345,
e-mail: t n g m @ n u n g . e d u . u a

Розглядається проблема дослідження впливу на якісні показники робочої частини бурових доліт способу отримання його породоруйнівних елементів. Досліджено породоруйнівні елементи, виготовлені об'ємним армуванням у нерухомі форми, відцентровим армуванням у форми, що обертаються навколо вертикальної осі і у форми, що обертаються навколо двох взаємноперпендикулярних осей. Проведено експерименти з використанням розробленого ливарного обладнання. Досліджено макро- і мікроструктуру виливків, визначено мікротвердість армованої зони. Встановлено залежність концентрації твердого сплаву від температури нагрівання та частоти обертання ливарної форми, а також від кількості введеного твердого сплаву. Встановлено вплив законів розподілу твердосплавних частинок на їх концентрацію в перехідній зоні від робочої до хвостовика породоруйнівного елемента. Встановлено показники абразивної, ударно-абразивної та ударно-втомної стійкості і їх залежності від технологічних параметрів виготовлення породоруйнівних елементів бурових доліт.

Ключові слова: породоруйнівний елемент, технологічні параметри, знос, ударно-абразивна, ударно-втомна стійкість.

Рассматривается проблема исследования влияния на качественные показатели рабочей части буровых долот способа получения его породоразрушающих элементов. Исследованы породоразрушающие элементы, изготовленные объемным армированием в неподвижные формы, центробежным армированием в формы, вращающиеся вокруг вертикальной оси и в формы, вращающиеся вокруг двух взаимноперпендикулярных осей. Проведены эксперименты с использованием разработанного литейного оборудования. Исследованы макро- и микроструктура отливок, определена микротвердость армированной зоны. Установлена зависимость концентрации твердого сплава от температуры нагрева и частоты вращения литейной формы, а также от количества вводимого твердого сплава. Установлено влияние законов распределения твердосплавных частиц на их концентрацию в переходной зоне от рабочей к хвостовику породоразрушающего элемента. Установлены показатели абразивной, ударо-абразивной и ударо-усталостной стойкости и их зависимости от технологических параметров изготовления породоразрушающих элементов буровых долот.

Ключевые слова: породоразрушающий элемент, технологические параметры, износ, ударо-абразивная, ударо-усталостная стойкость.

The article deals with the problem of studying the influence of the way for obtaining the drill bit rock cutting elements on the qualitative characteristics of their working parts. The rock cutting elements, made with the help of three-dimensional reinforcement in the fixed casting moulds, with the help of centrifugal reinforcement in the moulds that rotate around their vertical axes, and moulds that rotate around two mutually perpendicular axes, were studied. The experiments were conducted using the foundry equipment. The macro- and microstructure of the casted elements was examined and microhardness of the reinforced zone was determined. The dependence of the hard alloy concentration on the heating temperature and rotations per minute of the casting mould, as well as on the quantity of the added hard alloy, was found out. The influence of the hard alloy particles distribution laws on their concentration in the transition zone that is between the working space and rock cutting tool shank was established. The indicators of abrasive, shock-and-abrasive, and shock-and-fatigue resistance and their dependencies on the process parameters of the drill bit rock cutting elements manufacturing were determined.

Keywords: rock-cutting element, process parameters, wear, shock-and-abrasive, shock-and-fatigue resistance.

Актуальність (постановка проблеми). Продуктивність буріння нафтових і газових свердловин значною мірою залежить від надійності, продуктивності і довговічності бурових шарошкових доліт. Залежно від типу долота функцію породоруйнівних елементів виконують зуби, виготовлені як одне ціле з шарошкою або зубці, що запресовуються у тіло шарошки.

Зазвичай, у промисловості зуби шарошок, доліт, призначених для розбурювання м'яких і середньом'яких порід, отримують шляхом фрезерування западин між зубами на кованих заготовках шарошок або литвом заготовок шарошок в оболонкові форми чи кокіль [1]. Для на-

дання зубам шарошок необхідної твердості і зносостійкості їхню робочу поверхню армують зернистим карбідом вольфраму методом індукційного або газополуменового наплавлення. Отримані таким чином зуби не забезпечують високих експлуатаційних характеристик доліт з тієї причини, що при зменшенні товщини армованого шару останній під впливом динамічних навантажень інтенсивно сколюється з поверхні зубів, що спричинює вихід з ладу бурового інструменту [2].

Шарошки доліт, призначених для буріння твердих порід, оснащують суцільними твердосплавними зубцями з голівкою сферичної або

клиноподібної форми. Зубці виготовляють методом порошкової металургії з карбідів вольфраму та порошку металевого кобальту. Циліндричною частиною зубці запресовують у тіло шарошки, що має високу пластичність, і тільки поверхневий шар насичують вуглецем і цементують. Під час роботи долота під дією знакозмінних динамічних навантажень зубці розтріскуються або розбивають отвір в тілі шарошки і випадають. Відтак шарошка втрачає свої експлуатаційні властивості, а частинки зруйнованих зубців на вибої пошкоджують металеві частини долота [2].

Запропонована нами вдосконалена технологія виготовлення породоруйнівних елементів бурових та породоруйнуючих інструментів об'ємним армуванням в процесі відцентрового литва [4, 5] забезпечує цим елементам комплексні експлуатаційні показники – високу твердість і зносостійкість робочої зони у поєднанні з пластичністю основи. Ця технологія поєднує операції ливарного виробництва, армування в процесі литва, термообробку, механічну обробку виливків з метою отримання потрібної точності та шорсткості тощо і може бути застосована для отримання високих експлуатаційних характеристик не лише бурових доліт, а й інших інструментів, що працюють в умовах значних динамічних і статичних навантажень в присутності абразивного середовища.

Саме тому виникла необхідність дослідження впливу способу отримання заготовки та його технологічних параметрів на якісні показники робочої частини інструментів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Відомо, що основними показниками якості заготовок породоруйнівних елементів доліт, отриманих за технологією об'ємного армування в процесі відцентрового литва, є концентрація армуючих частинок в об'ємі армованої зони, конфігурація цієї зони та її розміщення в об'ємі виробу, ступінь легування металозв'язки елементами армуючих частинок. Перелічені характеристики визначають твердість зубів та зубців шарошок, їхню механічну міцність та стійкість до абразивного і ударно-абразивного спрацювання на вибої [1, 2]. Попередніми дослідженнями [6–9] було виявлено загальні закономірності процесу об'ємного армування в процесі відцентрового литва і залежності параметрів якості породоруйнуючих елементів доліт від основних параметрів згаданого процесу. Встановлено, що частота обертання ливарної форми та її температура, температура рідкого металу і маса армуючих частинок впливають насамперед на конфігурацію армованої зони в тілі вилівка. Розмір армуючих частинок визначає ступінь їх розчинення в рідкому металі і, відповідно, такі фізико-механічні властивості металевій матриці, як пластичність і твердість, а отже, і здатність утримувати армуючі частинки в тілі інструменту. Розроблена нами технологія і устаткування для її реалізації дозволяють суттєво розширити можливості вже відомого методу відцентрового армування. Такими вдоско-

наленнями є можливість зміни положення осі обертання ливарної форми в процесі литва, регулювання швидкості та місця введення армуючих частинок в рідкий метал, можливість зміни кінематичних параметрів процесу [10–12]. Очевидно, що за допомогою вдосконаленої технології можна отримувати широкий спектр виробів для оснащення не тільки бурових доліт і породоруйнуючих інструментів, але й робочих елементів породоруйнівного обладнання гірничозбагачувальної промисловості. Отже, детальне дослідження залежності показників якості від технологічних параметрів процесу виготовлення є запорукою ефективного застосування розробленої технології.

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є дослідження впливу способу отримання заготовки, його технологічних параметрів та характеристик армованої зони на якісні показники породоруйнуючих елементів бурових доліт. При цьому передбачається проведення експериментів з використанням розробленого нами ливарного обладнання, металографічних досліджень макро- і мікроструктури отриманих зразків, визначення мікротвердості металозв'язки армованої зони та встановлення показників абразивної, ударно-абразивної та ударно-втомної стійкості робочої зони породоруйнуючих елементів доліт.

Виклад основного матеріалу. Нами досліджувались зубці шарошок бурових доліт, виготовлені способами:

- об'ємного армування виливків у нерухомих формах;
- відцентрового армування у формах, що обертаються навколо вертикальної осі;
- відцентрового армування у формах, що обертаються навколо двох взаємноперпендикулярних осей.

Дослідження макроструктури армованих виливків.

Макроструктура робочої зони породоруйнуючих елементів доліт є визначальним фактором їхньої працездатності і оцінюється за такими критеріями, як розташування і конфігурація власне армованої зони в об'ємі вилівка, наявність дефектів та об'ємна концентрація і рівномірність розподілу твердого сплаву в самій армованій зоні.

В результаті порівняння макроструктури досліджених зразків встановлено наступне. Армуючі деталі при литві в нерухомих формах, досить важко отримати рівномірний розподіл і високу (більше 35–40%) концентрацію зерен твердого сплаву в металевій матриці при її задовільній структурі. Основними дефектами є порожнини (рис. 1, в).

В результаті надання ливарній формі обертального руху процентний вміст твердого сплаву в армованій зоні підвищується до 55–60 % при більш рівномірному його розподілі по всьому перерізі (рис. 1, а, б).

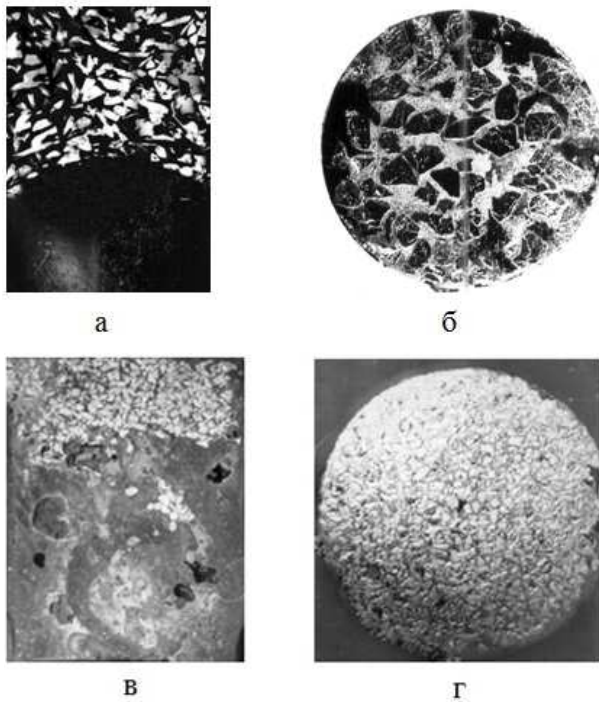


Рисунок 1 – Макроструктура зразків, армованих різними способами

При відцентровому армуванні вищезгадані дефекти практично повністю усуваються під дією відцентрових сил.

Окрім способу армування відчутний вплив на якість армованої зони має грануляція твердого сплаву і температура попереднього нагрівання ливарної форми. З підвищенням грануляції твердого сплаву від 1 мм до 1.6 мм концентрація зерен майже не зменшується при постійних значеннях інших вказаних параметрів. Підвищення температури нагрівання форми до 650 – 700 °С призводить до повного розчинення більшої частини твердого сплаву, що вводиться, внаслідок чого утворюється сильно легований метал (рис. 1, г). Це особливо помітно при армуванні виливок в нерухомі форми, оскільки переміщення гранул твердого сплаву в периферійну зону під дією сили тяжіння відбувається набагато повільніше, ніж під впливом відцентрових сил. Крім того, в умовах обертання ливарної форми обмивання гранул рідким металом відбувається інтенсивніше, ніж в спокійному стані.

Встановлено також, що при обертанні навколо двох взаємоперпендикулярних осей поліпшується заповнювання зернами твердого сплаву периферійних об'ємів форми. Це особливо важливо для зменшення розмірного зношування оснащення породоруйнівного інструменту різально-стираючого типу в період припрацювання і забезпечується майже повною відсутністю послабленої зони у відцентрово армованих виливках.

Мікроструктура або фазовий склад металеві матриці армованої зони визначає її механічну міцність і пластичність. Дослідження структури металозв'язки армованої зони, що визна-

час стійкісні показники останньої, проводилося на металографічному робочому мікроскопі МИМ-8. Зразки травилися реактивом Мураками і 2% розчином азотної кислоти в спирті.

Основними їх структурними фазами металозв'язки, є: α -твердий розчин W у залізі, залізо-вольфрамовий карбід (η -фаза), подвійна евтектика $\alpha + \eta$, а також вольфрамід заліза – ε -фаза, подвійна $\eta + \theta$ і потрійна $\alpha + \eta + \theta$ евтектики. Травлення реактивом Мураками впродовж 5–10 с проявляється карбідна складова – η -фази, яка набуває коричневого забарвлення. α -твердий розчин не травиться і залишається світлим. Розчин HNO_3 травить виключно α -твердий розчин, виявляючи його неоднорідність, яка утворюється внаслідок нерівномірності насичення сплаву при розчиненні литого карбиду W [13].

Показниками якості мікроструктури є кількість і форма карбідних фазових складових, наявність порожнин і тріщин, а також нерівномірності структури по об'єму.

На фазовий склад металозв'язки армованої зони впливають як спосіб армування, так і технологічні параметри процесу.

При армуванні зразків, відлитих в нерухомі форми, структура металозв'язки відрізняється, в першу чергу, значною неоднорідністю складу в об'ємі. Характерні для неї є як значний розмір включень η -фази, особливо навколо зерна WC, так і об'єми α -твердого розчину і нелегованого основного металу. Механічна міцність зчеплення гранул твердого сплаву з такою металозв'язкою невисока за рахунок пустот, тріщин і порівняно великих розмірів зерен зв'язки (рис. 2, а).

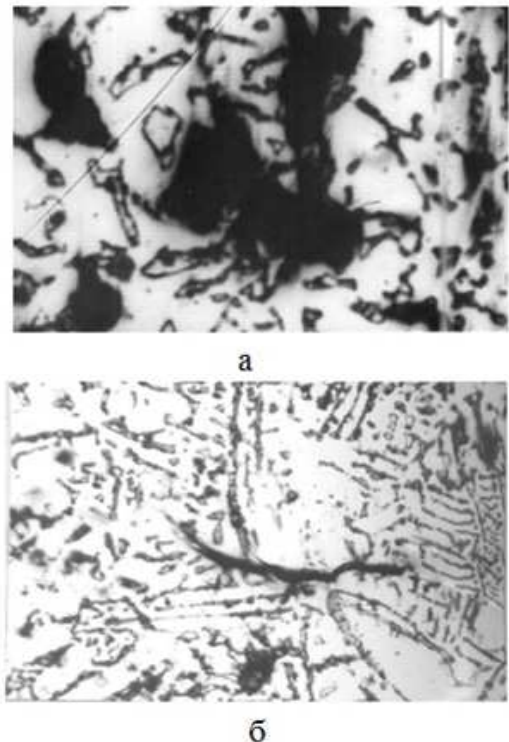


Рисунок 2 – Дефекти мікроструктури армованої зони

Наявність таких дефектів обумовлена, в основному, нерівномірністю протікання процесу кристалізації, усадочними явищами внаслідок введення зерен наповнювача, що є мікрохолодильниками. У виливку ускладнюється відведення газів. Все це сприяє виникненню значних внутрішніх напружень.

При обертанні ливарної форми відбувається наступне. Рухливість частинок розплаву, що кристалізується, зростає, поліпшується тепловіддача і подрібнюється зерно основного металу. Гранули твердого сплаву переміщуються в робочий об'єм виливка під впливом відцентрових сил і рівномірніше заповнюють його. Структура металозв'язки стабілізується і значно зменшується число дефектів, що мають місце в першому випадку (рис. 2, б).

При армуванні в процесі відцентрового лиття металозв'язка якісніша. На відміну від попередніх випадків, включення η -фази приблизно однакові за розмірами, мають пластинчасту форму і рівномірно розподілені в просторі між твердим сплавом, навколо зерен якого утворюється широка (до 10–20 мкм) облямівка η -фази. Рихлоти і тріщини зустрічаються рідко і, в основному, по межах армованої зони і основного металу.

З підвищенням температури форми до 650 °С і вище твердий сплав практично повністю розчиняється, що призводить до надмірного утворення карбідів, вольфрамидів і рихлот, а внаслідок розкладання θ -фази виділяється графіт.

Однорідність структури і її оптимальний фазовий склад спостерігається при об'ємній концентрації зерен (грануляцією 0,6–0,9 і 0,9–1,6 мм) від 45 до 65%. Зі зниженням концентрації структура стає неоднорідною. в деяких місцях не містить карбідів W. При грануляції зерен твердого сплаву менше 0,6 мм металозв'язка надмірно насичується великою η -фазою. Із зростанням грануляції твердого сплаву вище 1,6 мм розчинність останнього знижується.

Подальшими дослідженнями було встановлено, що найвищу стійкість до абразивного зношування мають армовані зразки, металозв'язка яких містить багато рівномірно розподіленої η -фази і подвійної евтектики $\alpha + \eta$, а навколо зерен твердого сплаву утворюється широка облямівка з дрібною η -фази. Зразки з такою структурою добре протистоять ударно-абразивному зношуванню. Збільшення кількості і розмірів включень η -фази, так само, як і розширення облямівки навколо зерен твердого сплаву призводить до деякого підвищення абразивної стійкості зразків, але негативно позначається при випробуваннях на ударно-абразивне зношування.

Комплексним показником, що визначає якість композиційних матеріалів на сталевій металозв'язці, а, отже, і відцентрово армованих зубців, є середня мікротвердість. Вплив твердої складової на середню мікротвердість визнача-

ється за рахунок концентрації і розмірів твердосплавних частинок, а вплив металозв'язки визначається процесами її додаткового легування вольфрамом, вуглецем, нікелем, хромом, молібденом, ванадієм і так далі. Оскільки концентрація і розміри твердої складової композиційного матеріалу є стабільними, то і вплив твердої складової на композиційний матеріал стабільний і залежить від технологічних параметрів виготовлення.

Отже, зміна середньої мікротвердості певною мірою залежить і може регулюватися структурою металозв'язки, і, в основному, ступенем її легування вольфрамом і вуглецем, які в певній взаємодії з рідкою сталлю дозволяють отримати подвійні і потрійні карбіди вольфраму, що мають високу абразивну стійкість.

Вивчення залежності значень мікротвердості армованої зони досліджуваних зразків проводилося методами вколювання і дряпання за відомими методиками.

Значення мікротвердості металозв'язки залежать від її фазового і хімічного складу, що у свою чергу обумовлюється способом отримання заготовки.

При дослідженні металозв'язки у зразків, відлитих в нерухомі форми, встановлений великий розкид значень мікротвердості $(27,5–64,2) \cdot 10^2$ МПа, а середнє її значення складає $(44–48) \cdot 10^2$ МПа. Концентрація зерен реліта складає 34–39%, число карбідних включень незначне.

При дослідженні металозв'язки у відцентрово-армованих зразків зафіксовано підвищення середнього значення мікротвердості до $(62–65) \cdot 10^2$ МПа для концентрації гранул 53–58%. Фактичні значення мікротвердості в цьому випадку $(51,4–72,4) \cdot 10^2$ МПа, що обумовлене вищою якістю мікроструктури.

Характер зміни мікротвердості залежно від ступеня її легування і насичення карбідними складовими представлені на рис. 3.

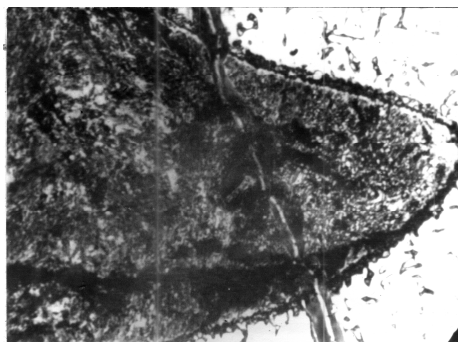


Рисунок 3 – Характер зміни мікротвердості при переході від зерна до металозв'язки

На значення середньої мікротвердості по певному перерізі армованої зони в цілому домінуючий вплив робить концентрація твердого сплаву.

При армуванні зразків в нерухомих формах середня мікротвердість зростає від 10,4-102 до 13,8-102 МПа при концентраціях відповідно 38 і 55%. Середня мікротвердість армованої

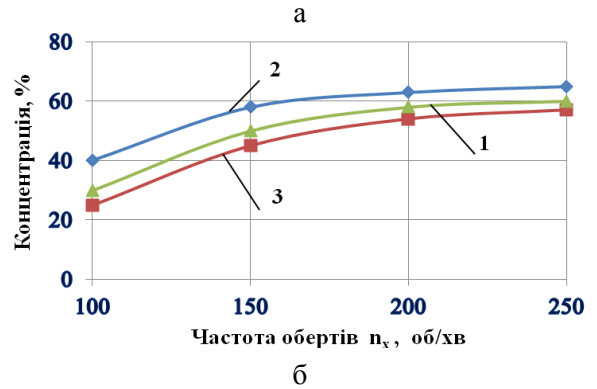
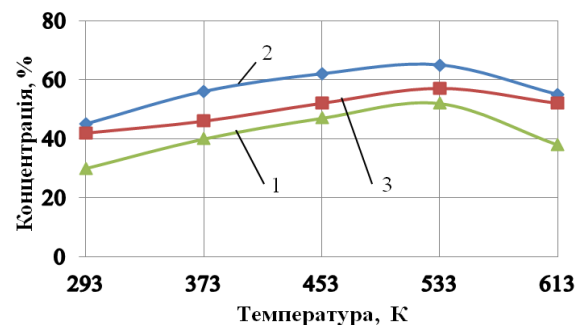
зони відцентрово-армованих зразків збільшується від 15,0·10² до 16,8·10² МПа з підвищенням концентрації твердого сплаву від 46 до 62%. Це пояснюється більшою щільністю металозв'язки і стабільністю її структури по перерізах армованої зони.

Експлуатаційні показники бурового інструменту, одержаного відцентровим армуванням, насамперед залежать від якості армованої зони. Комплексним показником якості армованої зони є концентрація в ній твердого сплаву.

Основні закономірності впливу параметрів розробленого процесу армування на концентрацію твердого сплаву реліт наступні. Переважаючий вплив на якість армування має температура нагрівання форми, маса і грануляція реліту.

Процес реалізується в неширокому інтервалі температур від 470К до 610К. Зниження температури форми до 293К супроводжується різким зниженням концентрації реліту – до 35–40%. Оскільки термічний цикл процесу армування дуже малий, кристалізація металу в армованій зоні відбувається дуже швидко. Підвищення температури форми до 650–700 К викликає швидке розчинення гранул реліту, тому його концентрація зменшується до 40–45%, а сама армована зона стає високолегованою із значним вмістом карбідів. Найбільшої концентрації твердого сплаву (до 62%) можна досягти у випадку використання реліту грануляцією 1,0 мм, оскільки зменшення розмірів гранул до 0,63 мм супроводжується їх швидким розчиненням, а збільшення до 1,6 мм викликає швидку кристалізацію металозв'язки (рис. 4, а).

Співвідношення частот обертання ливарної форми суттєво впливає на конфігурацію одержаної армованої зони, тому дослідження проводилися при фіксованому оптимальному значенні частоти обертання відносно вертикальної осі (рис. 4, б). Це значення встановлено попередніми методичними експериментами. Характер впливу частоти обертання форми відносно горизонтальної осі суттєво залежить від грануляції використовуваного реліту. Так, максимальної концентрації твердого сплаву вдається досягнути при грануляції 1,0 мм; керувати процесом легше при використанні гранул розміром 1,6 мм, а менш чутливим до зміни частоти обертання навколо горизонтальної осі процес стає за грануляції 0,63 мм, оскільки в цьому випадку переважає вплив в'язкості металу матриці, який кристалізується. Зниження частоти обертання менше 150 хв⁻¹ призводить до значного зниження концентрації реліту в армованій зоні. Збільшення частоти обертання понад 300 хв⁻¹ призводить до підвищення концентрації твердого сплаву і зменшення відсоткового вмісту металозв'язки. Із зменшенням частоти обертання форми відносно вертикальної осі нижче встановленого оптимального процес армування стає нестабільним і важкокеруваним, а з її збільшенням понад 800 хв⁻¹ практично неможливо одержати потрібну конфігурацію армованої зони в об'ємі виливка, оскільки бокові сторони останнього практично не армуються.



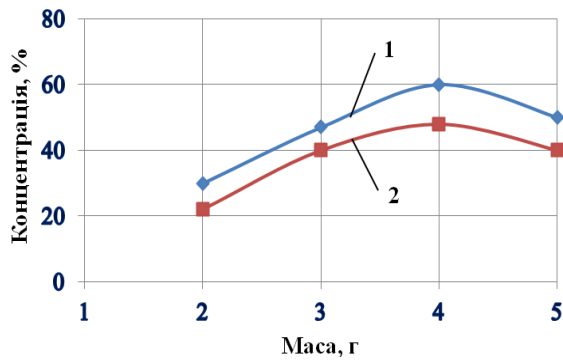
1 - 0,63 мм; 2 - 1,0 мм; 3 - 1,6 мм

Рисунок 4 – Вплив температури нагрівання форми (а) та частоти обертання форми навколо горизонтальної осі (б) на концентрацію реліту в армованій зоні при різних його грануляціях

Зміна кількості введеного реліту при армуванні суттєво визначає його концентрацію в армованій зоні (рис. 5): хоча найбільшої концентрації досягається при грануляції 1,0 мм і дещо меншої – при 1,6 мм, зменшення кількості введеного реліту знижує його концентрацію на 12–15% з одночасним звуженням армованої зони, а збільшення кількості гранул понад встановлений оптимум супроводжується різким падінням концентрації на 25–40% і збільшенням загального об'єму армування. Очевидним поясненням цього є пришвидшення кристалізації металу в зоні армування і повільне проходження гранул до периферійних об'ємів виливка.

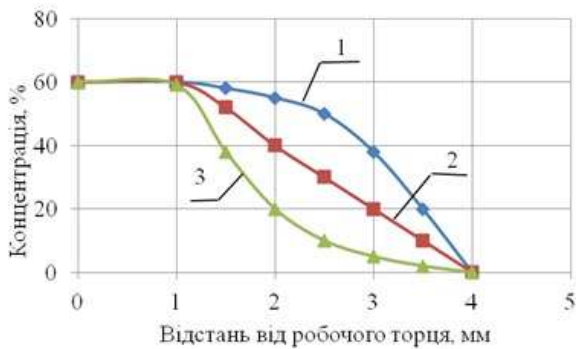
Змінюючи основні технологічні параметри, можна досягти розподілу концентрації армуючих частинок в армованій зоні, які б підлягали певним законам розподілу. Теоретично обґрунтовано, що концентрація армуючих частинок зменшується в напрямі від робочого торця до хвостової частини за: нелінійним законом із спадаючим градієнтом, лінійним законом, нелінійним законом із зростаючим градієнтом (рис. 6). На розподіл напружень в тілі зубця суттєво впливає розподіл концентрації армуючих частинок, який змінюється за нелінійним законом із спадаючим градієнтом.

Абразивне зношування визначає показники роботи породоруйнівних елементів і довговічність бурового долота загалом. Дослідження абразивного зношування породоруйнівних елементів проводилися для комбінованих зубців за стандартними методиками порівняно із серій-



1 – 1,0 мм; 2 – 1,6 мм

Рисунок 5 – Вплив маси введенного реліту на його концентрацію в армованій зоні під час грануляції

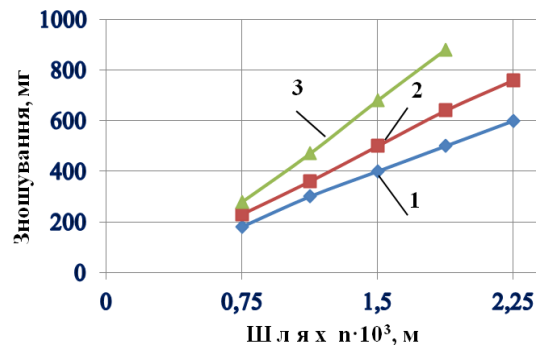


1 – за нелінійним законом зі спадаючим градієнтом; 2 – за лінійним законом; 3 – за нелінійним законом із зростаючим градієнтом
Рисунок 6 – Розподіл концентрації твердого сплаву в сталевій матриці вздовж осі зубка в напрямку від робочого торця до хвостової частини

ними, виготовленими із твердих сплавів ВК8-ВК і ВК11-ВК, які сьогодні використовуються на Дрогобицькому долотному заводі, а також з поверхнево-армованими зубцями.

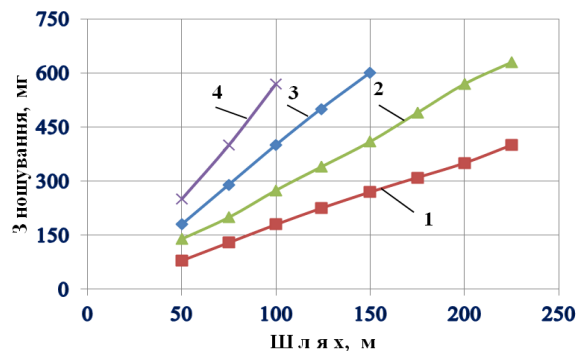
Найперше ми дослідили залежність величини абразивного зношування від концентрації армованих частинок (рис. 7). Для зубців характерна лінійна залежність абразивного зношування від концентрації твердого сплаву. Вона є найменшою за концентрації 60 %. В подальшому для різних досліджень вибирали зразки з такою концентрацією. Залежність величини абразивного зношування зразків від вибраного шляху зображена на рис. 8. Для зубців, одержаних різними способами, характерна лінійна залежність зношування залежно від шляху тертя, однак ступінь зношування та його інтенсивність для всіх способів різні.

Одержані результати випробувань при абразивному зношуванні взаємозв'язані з даними, одержаними при вивченні впливу технологічних параметрів процесу армування на концентрацію твердого сплаву в армованій зоні. Залежність інтенсивності абразивного зношування від концентрацій зерен реліту різних фракцій, які вводяться при армуванні, зображена на рис. 9.



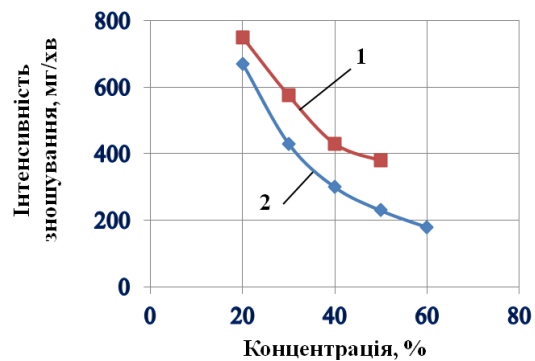
1 – 60%; 2 – 50%; 3 – 40%

Рисунок 7 – Зношування зубців за різних концентрацій твердого сплаву



1 - серійні з твердого сплаву ВК8-ВК; 2 - серійні з твердого сплаву ВК11-ВК; 3 - відцентрово армовані з двома взаємноперпендикулярними осями; 4 - поверхнево армовані

Рисунок 8 – Зношування зубців при терті до абразивного круга

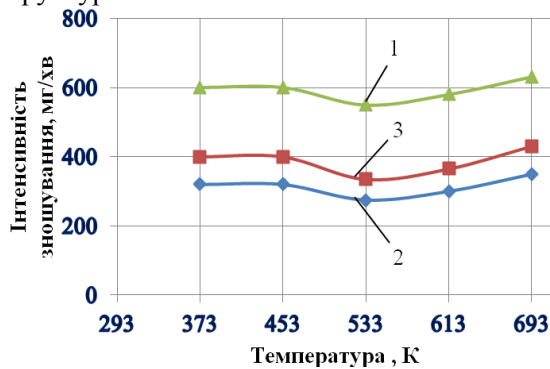


1 - 0,63 мм; 2 - 1,0 мм

Рисунок 9 – Вплив концентрації твердого сплаву на величину інтенсивності абразивного зношування під час грануляції

Збільшення концентрації більш дрібної фракції призводить до пришвидшення абразивного зношування за одиницю часу, а отже, зменшується стійкість до абразивного зношування. Дослідження свідчать, що вагове зношування за одиницю часу різко зменшується (в середньому в 1,8–2 рази) з підвищенням концентрації твердого сплаву в армованій зоні з 30 до 50–60%.

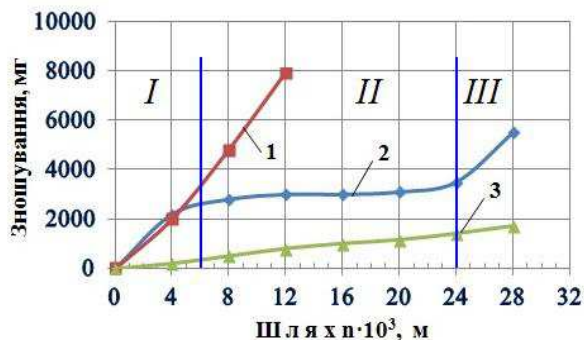
Вибором оптимальної грануляції реліту можна підвищити управління якістю армування і, відповідно, інтенсивністю зношування зубців зміною температури нагрівання ливарної форми в межах інтервалу значень реалізації процесу армування (рис. 10). При нижніх значеннях вказаного інтервалу температур зміна грануляції реліту від 0,63 мм до 1,6 мм знижує інтенсивність зношування на 27 % переважно за рахунок підвищення концентрації зерен і зміни конфігурації армованої зони внаслідок скорочення термічного циклу процесу. Зменшення грануляції реліту з одночасним нагріванням форми до 650 К різко знижує абразивну стійкість зубців, що пов'язано з підвищенням розчинності твердого справу і зменшенням середньої мікротвердості армованої зони. Правильний вибір грануляції реліту у поєднанні з оптимальними значеннями температури нагрівання форми 540–550 К знижує інтенсивність зношування зразків на 40 % за рахунок високої концентрації твердого сплаву і оптимальної мікроструктури металозв'язки.



1 - 0,63 мм; 2 - 1,0 мм; 3 - 1,6 мм

Рисунок 10 – Залежність інтенсивності абразивного зношування від температури нагрівання форми зубців, армованих релітом із різною грануляцією

Результати дослідження абразивного зношування поверхнево армованих, композиційно армованих і серійних твердосплавних зубців відображено на рис. 11.



1 - поверхнево-армовані; 2 - відцентрово армовані; 3 - серійні твердосплавні

Рисунок 11 – Залежність абразивного зношування від пройденого шляху при терті

Абразивна стійкість відцентрово армованих породоруйнівних елементів в 2–5 разів вища,

ніж поверхнево армованих, але в 2–2,5 рази нижча за стійкість серійних твердосплавних зубців. Підвищення абразивної стійкості відцентрово армованих породоруйнівних елементів пояснюється більшою площею контакту армованої зони з абразивним кругом при зношуванні, яка в процесі випробувань збільшується, в той час як у поверхнево армованих породоруйнівних елементів залишається постійною.

Залежність абразивного зношування поверхнево армованих зразків від пройденого шляху при терті має лінійний характер. Лінійним також є характер зношування твердосплавних зразків. Крива зношування відцентрово армованих зразків складається з трьох основних ділянок: I – припрацювання, яка утворюється при зношуванні послабленої і слабкоармованої зони; II – основного зношування (при зношуванні армованої зони); III – катастрофічного зношування внаслідок спрацювання слабколегованої і основної зон металу.

Відомо, що твердий сплав, маючи підвищену твердість, а значить і абразивну стійкість, погано витримує знакозмінні згинальні ударні навантаження, яким є навантаження оснащення породоруйнівного інструменту. Це повністю підтверджено результатами проведених порівняльних випробувань твердосплавного і відцентрово армованих породоруйнівних елементів при динамічному знакозмінному їх навантаженні (рис. 12).

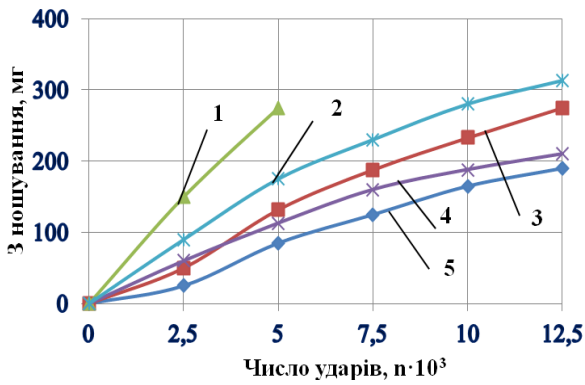
Найбільший вплив на ударно-абразивне зношування має грануляція використовуваного для армування реліту. Так, стійкість до ударно-абразивного зношування зразків, поверхнево армованих релітом грануляцією 1,6 мм, на 10–12 % нижча, ніж у відцентрово армованих релітом цієї грануляції. Ударно-абразивна стійкість у зразків, відцентрово армованих релітом грануляцією 1,0 мм, на 40–45 % вища, ніж у зразків, армованих релітом грануляцією 1,6 мм, на 8–10 % вища ніж у зразків, поверхнево армованих релітом грануляцією 1,0 мм і в три рази перевищує стійкість твердосплавних зразків.

Дослідження залежності ударно-абразивного зношування від концентрації твердого сплаву в армованій зоні свідчить, що з підвищенням концентрації від 25 % до 60 % інтенсивність зношування зразків значно зменшується (рис. 13).

Візуальне вивчення поверхні зношування свідчить про менше сколювання реліту по границях зерен. Викришування зерен по периферійних ділянках торців зустрічається рідко (рис. 14).

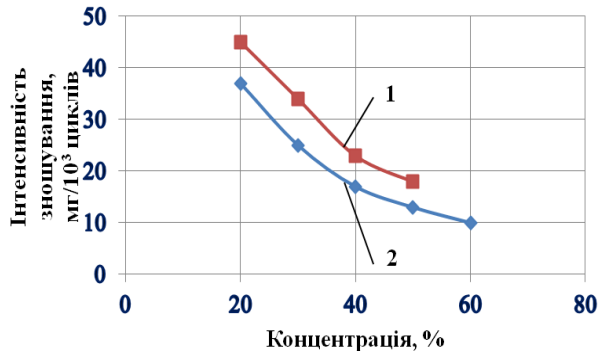
Результати ударно-втомних випробувань серійних твердосплавних, поверхнево-армованих і відцентрово-армованих зубців відтворені на рис. 15, а та рис. 15, б.

Основним видом руйнування твердосплавних зубців є втомне крихке руйнування, а саме, сколювання і ламання зубців. Це пояснюється знакозмінним динамічним характером прикладання навантаження. Спостереження в процесі експериментів показали, що в твердосплавному зубці відбувається зародження тріщин найчас-



1 - серійні з твердого сплаву; 2 – поверхнево армовані релітом грануляцією 1,6 мм; 3 - відцентрово армовані релітом грануляцією 1,6 мм; 4 – поверхнево армовані релітом грануляцією 1,0 мм; 5 - відцентрово армовані релітом грануляцією 1,0 мм

Рисунок 12 – Залежність ударно-абразивного зношування від числа ударів при енергії удару 10 Дж



1 - 0,63 мм; 2-1,0 мм

Рисунок 13 – Вплив концентрації твердого сплаву на ударно-абразивну стійкість під час грануляції

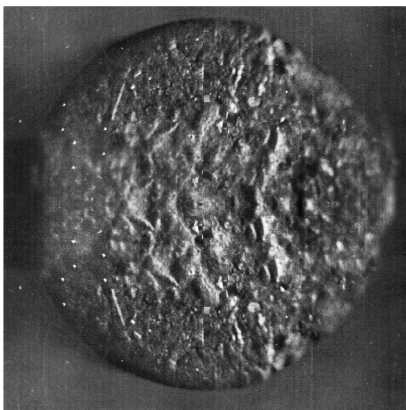
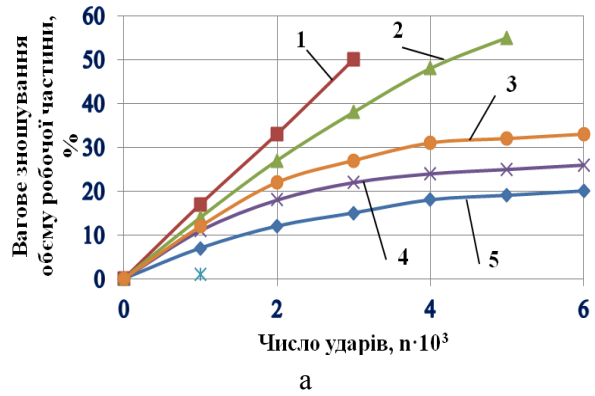
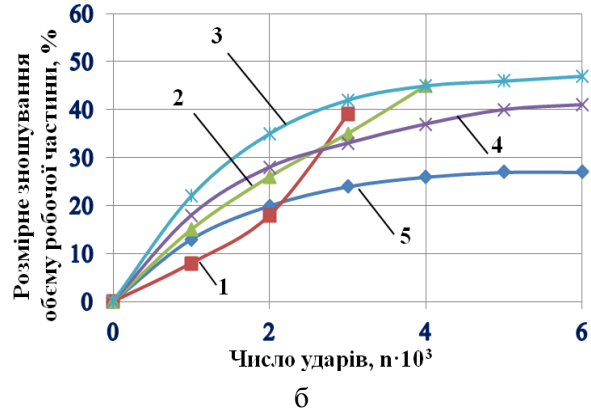


Рисунок 14 – Характер ударно-абразивного зношування армованої зони відцентрово армованого зразка

тіше в місці концентрацій напружень, викликаних запресуванням (в місці входу зубця в корпус шарошки). Наявність втомних тріщин в подальшому призводить до сколювання твердого сплаву.



а



б

1 - твердосплавний; 2 - поверхнево-армований; 3 - віброармований; 4 - відцентрово армований без ХТО; 5 - відцентрово армований з ХТО

Рисунок 15 – Залежність ударно-втомного вагового (а) та розмірного (б) зносу від числа ударів зубців

Під час випробувань сколювання твердосплавних зубців спостерігається на першій тисячі циклів (рис. 15, а), що призводить до різкого вагового зношування, однак частота випадіння зубця при цьому зберігається незмінною. Збільшення циклів навантаження призводить до різкого зменшення розміру твердосплавного зубця. Після 2000 ударів розмірне зношування сягає катастрофічного (рис. 15, б), і робоча частина зубця повністю відколюється. Захисний шар поверхнево армованого зубця, нанесений на еластичну основу, володіє підвищеною крихкістю і в процесі випробувань відколюється.

В початковий момент випробувань відцентрово армованого не термообробленого породоруйнівного інструмента характерне пластичне деформування поверхні зубця, а саме послаблення його слабкоармованої зони. Тому зазвичай зношування зубця є розмірним, а не ваговим. Зі збільшенням кількості циклів навантаження оголюється зона армування, проте під дією навантажень вона зміщується всередину зубця, який продовжує пластично деформуватися. Це дещо збільшує вагове зношування, однак розмірне зростає набагато швидше. Зношування породоруйнівного елемента відбувається із притупленням.

Дещо інший характер зношування відцентрово армованих породоруйнівних елементів, що пройшли хіміко-термічну обробку. В почат-

ковий момент випробувань відбувається зародження тріщин в цементованому шарі металу поверхні зубця. Із збільшенням циклів цементований шар сколюється, оголюючи армовану зону. При цьому значно пришвидшується вагове зношування, але випадання зубця зберігається, що стабілізує розмірне зношування. Зона армування, яка опинилася на поверхні, не вдаюється всередину зубця, тож зношування відбувається із загостренням. Після $4 \cdot 10^3$ циклів випробувань як вагове, так і розмірне зношування стабілізується і мають лінійний характер.

Проведений комплекс досліджень дає можливість встановити, що при знакозмінних динамічних навантаженнях при вищій у 2,5 рази абразивній стійкості відцентрово армовані породоруйнівні елементи мають утричі вищу втомну стійкість, ніж твердосплавні.

Висновки

У роботі запропоновано комплексну схему лабораторних досліджень, яка дозволяє оцінити ефективність застосування вдосконаленої технології об'ємного відцентрового армування для виготовлення зубців бурових доліт і дослідити вплив технологічних параметрів процесу на показники якості останніх.

Встановлено характер залежності показників стійкості зубців бурових доліт від технологічних параметрів процесу армування, а саме:

- зниження температури ливарної форми до 293К супроводжується різким зменшенням концентрації «реліту» до 35–40 %; підвищення температури форми до 650–700 К призводить до інтенсивного розчинення гранул реліту, і зменшення його концентрації, а сама армована зона стає високолегованою із значним вмістом карбідів. Найбільшу концентрацію твердого сплаву (до 62%) отримують у випадку використання реліту грануляцією 1,0 мм за температури ливарної форми 550 К;

- абразивна стійкість відцентрово армованих виливків більше залежить від концентрації твердого сплаву, аніж від структури металозв'язки: при зростанні концентрації твердого сплаву до 60 % абразивна стійкість збільшується в 2 рази;

- збільшення грануляції твердого сплаву від 0,63 мм до 1.0 мм призводить до підвищення абразивної стійкості на 50 %;

- концентрацію твердого сплаву в армованій зоні і, відповідно, стійкість зразків до різних видів зношування можна регулювати кількістю введеного твердого сплаву.

Література

- 1 Виноградов В. Н. Абразивное изнашивание бурильного инструмента / В. Н. Виноградов, Г. М. Сорокин, В. А. Доценко. – М.: Недра, 1980. – 204 с.
- 2 Виноградов В. Н. Ударно-абразивный износ буровых долот / В. Н. Виноградов, Г. М. Сорокин, Г. К. Шрейбер. – М.: Недра, 1975. – 166 с.
- 3 А.с. 685429 СССР, В22D 19/02. Способ армирования олинок / К. А. Крылов, Ю.Н. Бу-

гай, В. А. Ясашин (СССР). – заявл. 24.04.78; опубл. 15.09.79; Бюл. №34.

4 А.с. 1001573 СССР, В22 D 19/02. Способ получения армированных олинок / Ю. Н. Бугай, Э. Б. Милевский, Р. Т. Карпик. И. О. Загайдук и др.(СССР).- заявл. 15.12.80; не подлежит опубл. в открытой печати.

5 Шуляр І.О. Відцентрове армування озброєння бурових інструментів / І. О. Шуляр, В. В. Кустов. Л. Я. Роп'як // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем // IV міжнар. наук.-практ. конф., 23-25 трав. 2012 р.: тези доп. – Чернівці, 2012. – С. 29.

6 Бугай Ю. Н. Центробежно-армированный породоразрушающий буровой инструмент / Ю. Н. Бугай, И. В. Воробьев. - Львов: Выща шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. – 208 с.

7 Бугай Ю.Н., Крылов К.А., Кацов К.Б. и др. Центробежное армирование металла для породоразрушающего инструмента. Академия наук СССР, XVIII сессия Научного Совета по проблеме «Новые процессы получения и обработки металлических материалов». Слоистые и волокнистые металлические материалы. Киев: ИЭС им. Е.О.Патона. – 1982. – С.28–30.

8 Борушак Б. О. Разработка технологического процесса центробежного армирования лопастных долот: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08 / Богдан Онуфриевич Борушак. – Ивано-Франковск, 1993. – 187 с.

9 Ясашин В.А. Конструкторские и технологические методы повышения эффективности работы буровых шарошечных долот большого диаметра : автореф. дис. д-ра техн. наук / В.А.Ясашин – М., 2009. – 48с.

10 Шуляр І. О. Технологія і устаткування для отримання армованих виливків відцентровим литвом із змінним положенням осі обертання форми [Електронний ресурс] / І. О. Шуляр. Л. О. Борушак, В. Г. Панчук // Науковий Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – Краматорськ, 2012. – № 2 (10Е). – С. 154–163.

11 Шуляр І. Дослідження руху твердих частинок у рідкому сплаві при відцентровому армуванні з двома взаємно перпендикулярними осями обертання ливарної форми / І. Шуляр, М. Маковійчук, Л. Роп'як // Наукові нотатки. – Луцьк. – 2013. – № 40. – С. 321–330.

12 Пат. 72194 Україна, МПК В 22 D 13/02. Машина для відцентрового литва і армування виливків / І. О. Шуляр, Л. О. Борушак, С. Л. Борушак; и201200992: заявл. 31.01.12, опубл. 10.08.12, Бюл. № 15.

13 Коваленко В. С. Металлургические реактивы / В. С. Коваленко. – М.: Металлургия. – 132 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
06.02.15

Рекомендована до друку
професором **Петриною Ю.Д.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором **Фрейдом Д.М.**

(Прикарпатський національний університет
ім. В. Стефаника, м. Івано-Франківськ)

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ КОМБІНОВАНИХ ЄМНОСТЕЙ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ СТИСНЕНОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ (CNG) МОРСЬКИМИ АКВАТОРІЯМИ

А.П. Джуєс

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727101,
e-mail: andriy_dzhhus@i.ua

Проведено аналіз можливих варіантів виконання ємностей для транспортування стисненого природного газу морськими акваторіями. Розглянуто питання будови, механічних властивостей та особливостей руйнування композитних матеріалів, що використовуються для виготовлення ємностей комбінованого типу. Встановлено необхідність врахування при їх експлуатації таких фізичних властивостей матеріалів, як коефіцієнт теплопровідності та коефіцієнт лінійного теплового розширення. Результатами експериментів підтверджено можливість корозійного пошкодження металевих оболонок ємностей комбінованого типу, призначених для монтажу на морських транспортних засобах.

Ключові слова: ємності комбінованого типу, композитний матеріал, міцність та руйнування композитів, температурні навантаження.

Проведен анализ возможных вариантов выполнения емкостей для транспортировки сжатого природного газа по морским акваториям. Рассмотрен вопрос строения, механических свойств и особенностей разрушения композитных материалов, которые используются для изготовления емкостей комбинированного типа. Установлена необходимость учета при их эксплуатации таких физических свойств материалов, как коэффициент теплопроводности и коэффициент линейного теплового расширения. Результаты экспериментов подтверждена возможность коррозионного повреждения металлических оболочек емкостей комбинированного типа, предназначенных для монтажа на морских транспортных средствах.

Ключевые слова: емкости комбинированного типа, композитный материал, прочность и разрушение композитов, температурные нагрузки.

Analysis of possible ways of production of the tanks for compressed natural gas offshore transportation was carried out. The problem of the structure, mechanical properties, and peculiarities of composite materials destruction that are used for manufacturing of the combination type tanks was considered. The necessity of taking into account such physical properties of materials as coefficient of thermal conductivity and coefficient of linear thermal expansion was established. The results of experiments confirmed the possibility of corrosion damage of metal shells of combination type tanks designed for mounting on marine vehicles.

Keywords: combination type tanks, composite material, strength and destruction of composites, thermal stresses.

Вступ. З урахуванням загального рівня енергозалежності України та існуючих можливостей видобутку газу на шельфі Чорного моря біля острова Зміїний, а також в перспективі освоєння глибоководного шельфу постає питання створення гнучкої системи транспортування видобутих вуглеводнів до Українського берега в Одеській області.

За результатами аналізу наявних на сьогодні досліджень економічної доцільності використання різних технологій транспортування газу морськими акваторіями можна стверджувати, що транспортування газу з Одеського родовища, розташованого на відстані близько 120 км від Одеси в кількості 1 млрд. м³ на рік і менше, знаходиться в області використання технології CNG. З міркувань мінімізації капітальних вкладень на початкових етапах впровадження технології CNG доцільним є варіант використання в якості транспортних засобів несамохідних барж. Слід зауважити, що ефективним буде використання барж в період введення в експлуатацію нових невеликих родовищ продуктивністю 700 тис. м³ за добу і менше [1]. Такі перевезення можна здійснювати як окремими баржами, так і їх караванами з вико-

ристанням буксирів-штовхачів. На баржах можуть бути реалізовані різні технологічні рішення щодо зберігання стисненого газу.

Однак, беручи до уваги кількість можливих проблем та ризиків, важливо при розробленні початкового проекту покластися на прості, перевірені у подібних робочих середовищах процеси та обладнання. Тому мінімізація або зменшення невизначеностей процесів та обладнання повинні зняти деякі вагання та уможливити поетапне впровадження проекту.

Аналіз стану проблеми та формування цілей. На сьогодні відомі різні концептуальні рішення CNG суден. Фірма TransCanada Pipeline запропонувала варіант газозову з горизонтальними балонами, виготовленими з труби і зміцненими композиційним матеріалом. Для збільшення об'ємів перевезень при тій же масі балонів фірми EnerSea Transport і TransOcean пропонують вертикальні балони помістити в герметичні охолоджувані модулі. Фірма Sea NG пропонує балон замінити довгомірною трубою, укладеною в бухту і розглядати її як відтинок газогону. Це дозволяє зменшити коефіцієнт запасу міцності на етапі проектування з 2,5 до 1,7.

Загалом балони для зберігання і транспортування стисненого природного газу прийнято класифікувати таким чином: CNG-1 – суцільнометалеві безшовні балони, виготовлені з легваної або вуглецевої сталі без застосування зварювання, CNG-2 –металопластикові балони, які складаються з металевого лейнера та зовнішньої несівної циліндричної оболонки з композиційного матеріалу; CNG-3 – металопластикові балони, які складаються з металевого лейнера та зовнішньої несівної оболонки з композиційного матеріалу по всій поверхні лейнера; CNG-4 – балони з композиційних матеріалів.

Високотехнологічними і дорогими є конструкції CNG-4, але потенціал їх застосування найбільш високий. Балони типу CNG-4 у порівнянні з іншими типами мають наступні переваги: менша вага, більша надійність, нижчий рівень вибухонебезпеки. Компанією HEXAGON Lincoln USA з використанням балонів CNG-4 виготовляється система для транспортування газу “TITAN™4” на базі 40 футового контейнера (рис. 1).



Рисунок 1 – Модуль TITAN 4, розроблений на базі балонів типу CNG-4

Модуль TITAN 4 складається з чотирьох полімерно-композиційних балонів з робочим тиском 25 МПа і загальною місткістю 10080 м³ газу. Балони між собою з'єднані сталевими трубопроводами і арматурою. Трубопровідна система дозволяє здійснювати завантаження і розвантаження через один вхід, а її компоненти змонтовані безпосередньо на рамі. Завдяки



Рисунок 3 – Модулі на базі балонів типу CNG-1

спеціальному монтажу балони можуть збільшуватися в розмірах в осьовому і діаметральному напрямку з підвищенням тиску.

На сьогодні на світовому ринку пропонуються також спеціальні модулі з балонами типу CNG-2 (рис. 2). Фірма KelleyGTM виготовляє модулі з розмірами 20 футового контейнера, які містять 9 сталевих ємностей з композиційним підсиленням. Кожна окрема ємність містить 389 м³ стисненого до тиску 22,5 МПа природного газу. Модуль забезпечує транспортування 3500 м³ газу.

З використанням балонів цього ж типу є можливим виготовлення 20 футових контейнерних модулів на вітчизняних підприємствах. Відповідна технологія розроблена інститутом електрозварювання ім. Є. О. Патона.



Рисунок 2 – Модуль KGTM, розроблений на базі балонів типу CNG-2

Корейською фірмою NK CO LTD Korea пропонуються 20 і 40 футові контейнери з балонами для транспортування газу типу CNG-1 (рис. 3). Однак вони характеризуються доволі високою металоємністю.

Альтернативним варіантом для такого типу балонів може бути виконання вантажних систем для транспортування стисненого природного газу у вигляді ділянок трубопроводів великого діаметру із застосування високоміцних труб із сталей підвищеного класу міцності (X80, X100). Робочий тиск таких систем складає 10 МПа. Однак, зважаючи на те, що запропонована конструкція вантажної ємності є ді-

лянкою трубопроводу, можливим є, як вже зазначалось, зниження коефіцієнта запасу міцності для неї до 1,7. З метою зниження маси таких ємностей та підвищення робочого тиску також пропонують використовувати двошарову комбіновану конструкцію. В окремих випадках ємності такої конструкції називають рухомим трубопроводом [2].

В процесі експлуатації ємності будь-яких конструкцій зазнають циклічного навантаження внутрішнім тиском, що супроводжується коливаннями температури. Безпосередньо процес заповнення рухомих трубопроводів на початковому етапі супроводжується розширенням газу і, як наслідок, різким зниженням його температури. Подальше заповнення супроводжується поступовим підвищенням температури газу, незважаючи на її початкові значення [3]. Розвантаження ємностей супроводжується охолодженням газу. Також температурні коливання, зумовлені особливостями технологічного процесу, періодично підсилюються коливаннями температури навколишнього середовища.

Більшість досліджень посудин високого тиску комбінованого типу не враховують можливих комбінацій експлуатаційних навантажень. З метою забезпечення їх міцності розрахунок ведеться в основному за внутрішнім тиском газу [4]. За результатами проведених досліджень напружено-деформованого стану зони з'єднання лінійних ділянок рухомого трубопроводу, встановлено наявність циклу напружень низького рівня, зумовлених температурними процесами при його заповненні [5]. Цим доведено, що оцінку довговічності окремих елементів рухомого трубопроводу потрібно здійснювати з врахуванням двочастотності процесу навантаження. Що стосується безпосередньо лінійних ділянок рухомого трубопроводу та балонів типу CNG-2, які є конструкціями комбінованого типу, то потрібно відзначити необхідність проведення додаткових досліджень їх напружено-деформованого стану за різних експлуатаційних умов.

Постановка завдання. З метою зменшення можливих ризиків при розробленні початкового проекту морських транспортних засобів, забезпечення їх експлуатаційної надійності та розуміння процесів в конструкціях комбінованого типу необхідним є дослідження властивостей матеріалів, з яких вони виготовляються, і особливостей їх експлуатації у складі конструкції.

Висвітлення основного матеріалу дослідження. За результатами проведених в світовій практиці досліджень сталей, які використовують для виготовлення ємностей високого тиску різних типів, сформовано достатньо повний перелік їх властивостей.

Аналіз зарубіжних джерел, а також загальні тенденції розвитку матеріалознавства свідчать, що на сьогодні ведуться розробки і дослідження в області композиційних матеріалів, які використовуються для підсилення ємностей

високого тиску, армуючих компонентів та зв'язуючих матеріалів для них.

Композиційний матеріал складається з високоміцного наповнювача, орієнтованого в певному напрямку і матриці. При цьому він виступає як єдине структурне ціле і володіє властивостями, яких не мають його компоненти. Завдяки унікальному поєднанню фізико-механічних характеристик композити знаходять все ширше використання в машинобудуванні і, зокрема, в нафтогазовій промисловості.

Найбільшого поширення за кордоном набули матеріали з вуглецевими волокнами на основі епоксидних матриць (вуглепластики) і матеріали на основі вуглецевих графітованих матриць, армованих волокнами вуглецю ("вуглець-вуглець"). Однак, залишаються перспективними композиційні матеріали зі скляними волокнами на основі епоксидних матриць (склопластики), які не поступаються якістю вуглецевому волокну, але є значно дешевшими.

При використанні композиційних матеріалів особливої уваги вимагає їх макроскопічна неоднорідність. Механічні властивості композиту в основному визначаються властивостями армуючих волокон, міцність яких забезпечується полімерною матрицею і її адгезією до волокна, здатністю матриці розподіляти навантаження між волокнами та зберігати монолітність матеріалу [6]. Навантаження розтягу, прикладені до композитного матеріалу, передаються на волокна через матрицю. При цьому на поверхні розділу волокон і матриці виникають дотичні напруження. Руйнування композитів проходить шляхом "витягування" волокна із матриці у міру розвитку мікротріщини. Граничне значення дотичних навантажень залежить від адгезійної міцності контакту волокна і матриці. В результаті втрати такого контакту розтягу конструкції протидіють в основному її волокна.

Для композиційних матеріалів з однонаправленими волокнами його міцність визначають як:

$$\sigma_k = \sigma_g \cdot V_g + \sigma_m \cdot (1 - V_g),$$

де σ_g – границя міцності волокна, МПа;

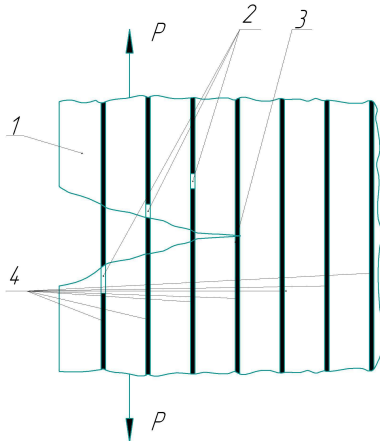
V_g – об'ємна частка волокон у композитному матеріалі;

σ_m – границя міцності матриці, МПа.

В реальних композиційних матеріалах значення V_g не перевищує 60%. Зниження міцності матеріалу з подальшим збільшенням V_g пояснюється неоліком матричної фази при забезпеченні рівномірного перерозподілу робочого навантаження між матрицею і волокнами. Подальше збільшення міцності волокна не завжди призводить до збільшення міцності композиту, що зумовлено характером його руйнування.

Механізм руйнування волокон характеризується зародженням мікродфектів в локальних об'ємах матриці і у самому волокні (так зване розтріскування) з їх подальшим накопиченням та в кінцевому результаті розшаруванням на межі "матриця – волокно".

Після розриву першого волокна в структурі композиційного матеріалу конструкція не руйнується та продовжує виконувати свої функції. Навантаження через матрицю перерозподіляється між неушкодженими волокнами та частинами зруйнованого волокна. В результаті подальшого навантаження конструкції волокна окрихчуються на невеликі відрізки. Зруйновані волокна сприймають навантаження як дискретні волокна до того моменту, поки їх довжина не досягне критичного значення. В подальшому, вони почнуть “витягуватись” із матриці не руйнуючись (рис. 4). Міцність композиту визначається міцністю адгезійного контакту на межі “волокно – матриця”.



1 – матриця; 2 – зона руйнування волокон;
3 – зона розкриття тріщини; 4 – незруйновані
волокна; P – навантаження розтягу

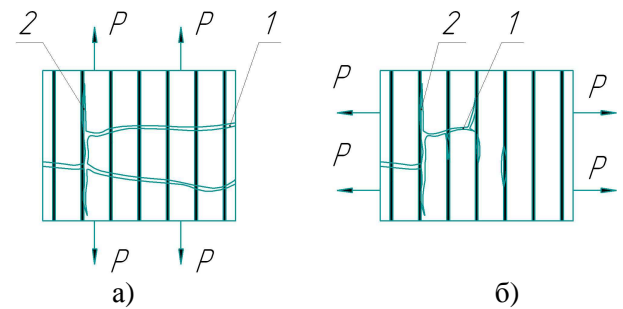
**Рисунок 4 – Схема руйнування
композиційного матеріалу**

Композиційні однонаправлені матеріали (як скляні, так і вуглецеві) забезпечують міцність тільки в одному напрямі – вздовж волокон. На відміну від поздовжньої міцності, яка визначається переважно волокнами, поперечна міцність залежить від багатьох факторів, включаючи властивості волокон, матриці та межі розділу, пористості і внутрішніх напружень. Поперечна міцність армованих пластиків зазвичай нижча міцності матриці. На відміну від поперечного модуля, армування призводить до зниження поперечної міцності композиту.

Дослідження руйнування однонаправлених композиційних матеріалів показують, що поперечні тріщини зароджуються переважно в областях найбільш густої упаковки волокон і розвиваються по межі розділу “матриця-волокно” (рис. 5). Мікротріщини часто зароджуються перед магістральною тріщиною шляхом відшарування волокон в областях максимальних радіальних напружень розтягу в матриці. Інші механізми поперечного руйнування включають відшарування волокон, які передують міжмолекулярному руйнуванню матриці або волокон.

Характерною рисою композиційних матеріалів є їх опір втомному руйнуванню. В процесі циклічного навантаження простежити руйнування композиційних матеріалів надзви-

чайно складно [7]. Основним показником, за яким визначають наявність тріщин, є зміна коефіцієнта Пуассона [8].



1 – тріщина в матриці; 2 – тріщина відшарування;
P – зусилля розтягу

Рисунок 5 – Схеми механізмів мікроруйнування в однонаправленому композиті за поздовжнього (а) та поперечного (б) розтягу

Втомна міцність однонаправлених композитів визначається властивостями матриці, а не волокон, особливо при їх видовженні в процесі руйнування. Поблизу точок розриву деформація матриці висока, що призводить до появи та подальшого поширення втомних тріщин. Мікротріщини можуть також виникати в областях розорієнтації волокон, місцях підвищеної концентрації матриці або поблизу пор. Їх ріст призводить до поступового відшарування волокон, в результаті чого вони перестають нести навантаження, а сусідні волокна стають перевантаженими і руйнуються. Безпосередньо перед остаточним руйнуванням композиту матриця стає розщепленою та нагадує “щітку”. Швидкість процесу руйнування матриці залежить від амплітуди деформації. У випадку жорстких волокон, деформація відносно низька, і втомне руйнування матриці проходить повільно. В результаті міцність композиційного матеріалу знижується не так швидко, як із менш жорсткими волокнами.

Зважаючи на анізотропність механічних властивостей композиційних матеріалів, яка визначається орієнтацією армуючих волокон, задану міцність матеріалу отримують шляхом орієнтування волокна наповнювача в напрямку дії основних зусиль. Саме такий підхід реалізується за умов виготовлення посудин високого тиску комбінованого типу (CNG-2, CNG-3), в яких герметична металева оболонка поєднується із силовою композитною.

Якщо говорити про експлуатацію таких посудин, то вже після обов'язкових гідравлічних випробовувань в структурі композиційного матеріалу утворюються мікротріщини. Характерне потріскування чути за рівня напружень в матеріалі, далекого від руйнівних. В подальшому потріскування зникає. Таким чином, ознаки первинного потріскування композиту під навантаженням визначають нижній поріг тріщиноутворення. Оскільки внесок зв'язуючого матеріалу в загальну міцність композиційного підсилення становить не більше 3%, то на першому етапі процесу тріщиноутворення не

Таблиця 1 – Фізичні властивості матеріалів конструкцій комбінованого типу [9]

| Параметри | Склопластик | Сталь | Алюміній |
|---|-------------|---------|-----------|
| Коефіцієнт теплопровідності k , Вт/(м·К) | 0,3 - 0,35 | 46 - 58 | 140 - 190 |
| Коефіцієнт лінійного теплового розширення α , 10^{-6} K^{-1} ; | 5 - 14 | 11 - 14 | 22 - 23 |

приводять до помітного її зниження. Однак, при подальшій експлуатації під впливом багатократних і циклічних навантажень тріщини можуть стати першопричиною зниження міцності і подальшого руйнування конструкції.

Необхідно також зауважити, що анізотропністю характеризуються не тільки механічні властивості композиційних матеріалів, а й інші фізичні властивості. Окрім того, фізичні властивості композитів відрізняються від властивостей металевої оболонки. Особливу увагу необхідно звернути на такі параметри, як коефіцієнт теплопровідності і коефіцієнт лінійного теплового розширення. Для порівняння властивостей композиційного матеріалу і металевої оболонки, що входять до складу конструкцій комбінованого типу, в таблиці 1 наведені орієнтовні діапазони їх значень.

Як бачимо, коефіцієнт теплопровідності матеріалів конструкцій комбінованого типу, а саме склопластику і сталі, більш як у стократ відрізняють один від одного. Особливої уваги ця особливість вимагає з огляду на згадувані вище зміни температури газу в процесі заповнення і випорожнення емностей та, відповідно, і стінок металевої оболонки та композитного підсилення. Низька теплопровідність склопластика та значення коефіцієнтів лінійного теплового розширення матеріалів елементів конструкції зумовлюють відмінність їх температурних деформацій.

Необхідно також відзначити наявність широкого діапазону коефіцієнта лінійного теплового розширення склопластиків. Його значення залежить від багатьох чинників: об'ємного вмісту волокон у композиті, направленості волокон, температури та ін.

Окрім того, як показують експериментальні дослідження, залежність коефіцієнта лінійного теплового розширення композитів від температури не є монотонною. В інтервалі температур, близьких до температури склування T_c , спостерігається ефект “ями” (рис. 6, а) [10]. Цей ефект проявляється як при нагріванні, так і охолодженні композиту. Слід зазначити, що подібний ефект виявлений при дослідженні різних поєднань армуючих волокон і матеріалу матриці.

Пояснюється ефект “ями” наявністю залишкових напружень в композитах, які виникають в процесі їх створення. Ці напруження зумовлені попереднім натягом волокон і їх наступним розвантаженням після полімеризації. В результаті волокна не розвантажуються повністю, а залишаються частково розтягнутими. В той же час полімерна матриця перебуває у

стисненому стані. При зміні температури композиту модуль пружності волокон практично не змінюється в широкому діапазоні температур, а залежність модуля Юнга полімерної матриці від температури описується кривою, наведеною на рисунку 6, б, що і зумовлює так званий ефект “ями”. Слід також зазначити, що зі збільшенням вмісту полімерної матриці глибина “ями” спочатку зростає, а потім виположується [10].

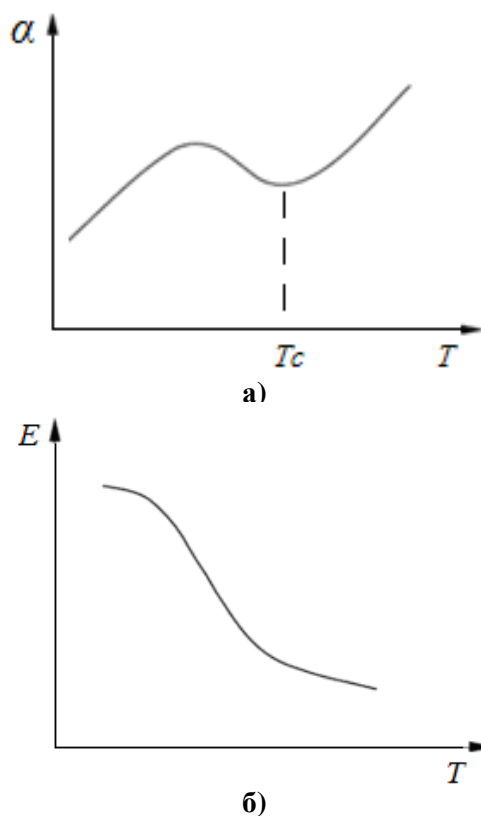


Рисунок 6 – Крива залежності коефіцієнта лінійного теплового розширення композитів (а) та модуля Юнга полімерної матриці (б) від температури

Для встановлення особливостей поведінки за експлуатаційних умов та порівняння властивостей композиційного матеріалу і металевої оболонки, що входять до складу конструкцій комбінованого типу, виготовлено модель лінійної ділянки рухомого трубопроводу та розроблено експериментальний стенд для проведення комплексу досліджень. Конструкція стенда забезпечує можливість дослідження напружено-деформованого стану моделі в залежності від температури всередині емності, внутрішнього тиску та спільної їх дії в різних поєднаннях.

На першому етапі випробування моделі лінійної ділянки рухомого трубопроводу досліджено особливості зміни її деформованого стану, за умов дії температурних навантажень (рис. 7). При збільшенні температури середовища, що протікає у внутрішній порожнині моделі, зафіксовано її видовження в осьовому напрямку, що відповідає коефіцієнту лінійного теплового розширення $\alpha = 11,77 \cdot 10^{-6} K^{-1}$. Для порівняння слід зазначити, що згідно з довідковими даними коефіцієнт лінійного теплового розширення сталі, використаної для виготовлення оболонки, становить $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} K^{-1}$ [11].



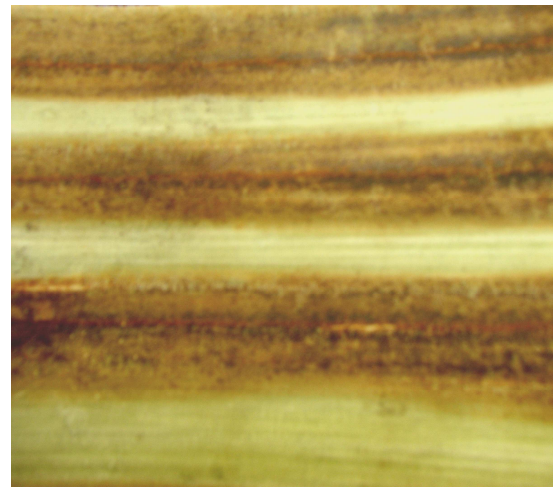
Рисунки 7 – Випробування моделі лінійної ділянки рухомого трубопроводу дією температурних навантажень

Для визначення коефіцієнта лінійного теплового розширення композитного підсилення перед кожним дослідом та після нього (а саме в момент вирівнювання температури середовища всередині моделі і на її зовнішній поверхні) фіксувались покази індикаторів переміщення в радіальному напрямку. На основі отриманих результатів встановлено, що коефіцієнт лінійного теплового розширення $\alpha = 6,027 \cdot 10^{-6} K^{-1}$.

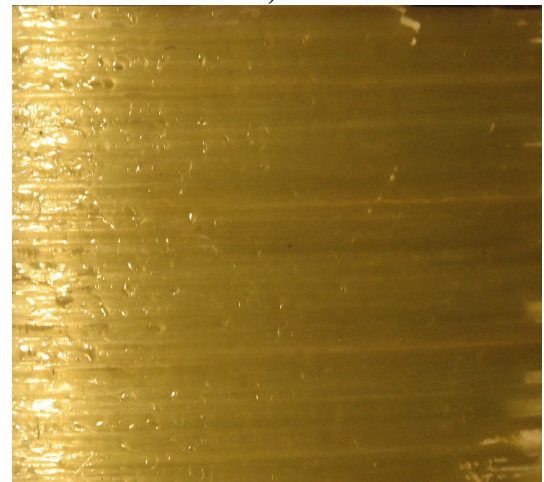
Також цікавим є той факт, що після двох десятків циклів температурних навантажень в інтервалі додатніх температур та декількох знакозмінних циклів на поверхні композитного підсилення виявлені кільця темнішого кольору, які повторюються через певну відстань по всій довжині моделі. Це свідчить про утворення кільцевих тріщин в композиційному матеріалі, навіть за відсутності в ємності внутрішнього тиску. Причиною цього є згадувана вище відмінність температурних деформацій, зумовлена різними фізичними властивостями матеріалів.

З метою внесення ясності щодо отриманих в ході попередніх досліджень результатів, здійснено аналіз стану композитного підсилення сталевго балону (CNG-2) після тривалої експлуатації. Як бачимо (рис. 8, а), на внутрішній поверхні композитного підсилення сформувались світлі та темні смуги. Світлі смуги, які є ділянками щеплення основного і підсилюючого шарів, складають близько 30%. Посередині між ділянками щеплення добре виражені кільцеві тріщини, проникність яких зумовлює утворення темних смуг. На зовнішній поверхні теж про-

глядаються сліди кільцевих тріщин (рис. 8, б). Таким чином, враховуючи результати попередніх досліджень, можна стверджувати, що причиною утворення тріщин є не тільки періодична зміна внутрішнього тиску, що є основним навантаженням, а й зміна температури газу.



а)



б)

Рисунки 8 – Стан внутрішньої (а) та зовнішньої (б) поверхні композитного підсилення сталевго балона після тривалої експлуатації

Оскільки процес випорожнення ємності будь-якої конструкції супроводжується її охолодженням, на поверхні металевої оболонки в зонах під кільцевими тріщинами конденсується волога. Рівень пониження температури залежить від швидкості випорожнення ємності. За малих швидкостей випорожнення завдяки теплопровідності стінок та їх теплообміну з навколишнім середовищем пониження температури може бути доволі незначним. Однак за швидкостей випорожнення, що супроводжуються критичним витіканням газу, пониження температури може складати $60^{\circ}C$ [12]. Тоді в зимовий період при від'ємних температурах навколишнього середовища, а відповідно і ємності та газу в ній, кінцева температура при випорожненні ємності може виходити за межі діапазону її робочих температур. При цьому також потрібно

звернути увагу на той факт, що найнижчою температурою буде при максимальному пониженні тиску газу в ємності. За таких умов визначальним чинником у формуванні напружено-деформованого стану ємності комбінованого типу є температурне навантаження. Максимальне зниження температури сталеві оболонки при мінімальному значенні внутрішнього тиску може призвести до збільшення згадуваних вище площин ковзання або і повного відшарування елементів комбінованої конструкції.

В будь-якому разі наявність зазору між елементами конструкції і потрапляння вологи на поверхню сталеві оболонки зумовлюватимуть її корозійне пошкодження. Цей факт потребує додаткової уваги при проектуванні та експлуатації ємностей комбінованого типу, призначених для монтажу на морських транспортних засобах.

Висновки

За результатами проведених досліджень встановлено, що у ході проектування ємностей високого тиску комбінованого типу необхідно врахувати не тільки властивості матеріалів, з яких вони виготовляються, а й особливості їх спільної експлуатації за різних умов.

Для цього потрібно встановити характер зміни стану газу під час заповнення і випорожнення ємностей в залежності від їх геометричних параметрів та швидкоплинності процесів. Також необхідним є дослідження напружено-деформованого стану елементів посудин високого тиску комбінованого типу за умов різних комбінацій діючих навантажень із врахуванням особливостей їх виготовлення.

З метою зменшення можливих ризиків при розробленні початкових проектів морських транспортних засобів та забезпечення їх експлуатаційної надійності, доцільним є використання ємностей високого тиску некомбінованого типу, таких як CNG-1 або CNG-4.

Література

1 Stephen G. CNG marine transport – demonstration project development / G. Stephen, G. Cano // Presented at the Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA, 2006.

2 Деклараційний патент на корисну модель № 67664 Україна, МПК F17C 5/00. Спосіб транспортування стиснутого природного газу рухомим трубопроводом / Патон Б. Є., Крижанівський Є. І., Савицький М. М., Швидкий Е. А., Зайцев В. В., Мандрик О. М.; заявник і патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – № u201114580; заявл. 08.12.11; опубл. 27.02.12 // Промислова власність. – 2012. – Бюл. № 4.

3 Джус А. П. Дослідження умов експлуатації ємностей, виконаних у вигляді довгомірних труб / А. П. Джус, О. М. Сусак // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – №5/7(71). – С. 25-30.

4 Мандрик О. М. Екологічна безпека транспортування природного газу: монографія / О. М. Мандрик; за ред. доктора технічних наук, професора, член-кореспондента НАН України Є. І. Крижанівського. – Івано-Франківськ: 2014. – 256 с.

5 Артим В. І. Дослідження напружено-деформованого стану відповідальних елементів системи транспортування стиснутого природного газу (CNG) / В. І. Артим, А. П. Джус, В. В. Михайлюк // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2014. – №3(52). – С. 33-40.

6 Махутов Н. А. Расчетно-экспериментальное определение сопротивления усталости углепластиков и элементов конструкций из них / Н. А. Махутов, А. М. Думанский, В. Б. Стрекалов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов: Методы механических испытаний. – 2006. – № 6 (Том 72). – С.41-46.

7 Мэттьюз Ф. Композитные материалы. Механика и технология / Ф. Мэттьюз, Р. Ролингс. – М: Техносфера, 2004. – 408 с.

8 A. Kelly. The engineering triumph of carbon fibre / A. Kelly // Composites and nanostructures. – 2009. – №1. – P. 38-49.

9 ОАО “Полимертех”. [Электронный ресурс]: Режим доступа: <http://pth.nn.ru/products/izdelyi%20iz%20stecloplastika/>

10. Микитаев А.К. Эффект “ямы” коэффициента линейного температурного расширения армированных полимеров / А.К. Микитаев, Б.М. Языев // Материаловедение. – 2009. – №5. – С. 26-27.

11 Рахмилевич З. З. Справочник механика химических и нефтехимических производств / З. З. Рахмилевич, И. М. Радзин, С. А. Фараманов С. А. – М.: Химия, 1985. – 592 с.

12 Курбатов Е. С. Газодинамика процесса истечения из резервуаров со сжатыми газами / Е. С. Курбатов // Молодой ученый. – 2014. – №8. – С. 49-51.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
05.02.15*

*Рекомендована до друку
професором Грудзом В.Я.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором Зайцевим В.В.*

*(Національний університет кораблебудування
ім. адмірала Макарова, м. Миколаїв)*

РОЗРАХУНОК ФОРМИ ПОВЕРХНІ ГУМОВОЇ МАНЖЕТИ ПЕРЕКРИВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ, ЯКА ПРИТИСКАЄТЬСЯ ДО ВНУТРІШНЬОЇ ПОВЕРХНІ ТРУБИ

Ю.Г. Мельниченко

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727138,
e-mail: s r g g @ n u n g . e d u . u a

Проведено аналіз конструкцій перекривальних пристроїв для ремонту магістральних трубопроводів без зупинки транспортування. Запропоновано удосконалену конструкцію перекривального пристрою та обґрунтовано його розміри. Запропоновано та обґрунтовано гіпотезу заміни шорсткої поверхні реальної труби еквівалентною. Наведено методику розрахунку напруженого стану гумової манжети перекривального пристрою внаслідок її притискання до поверхні, представленій регулярною сукупністю конусів. Наведено методику апроксимації механічних властивостей матеріалу манжети з метою їх використання у методиці розрахунку напружено-деформованого стану манжети. Встановлено залежність напружено-деформованого стану манжети від внутрішнього тиску, товщини та механічних властивостей матеріалу манжети.

Ключові слова: ремонт без зупинки транспортування, перекривальний пристрій, витічки, гума манжета

Проведен анализ конструкций отсоединяющих устройств для ремонта магистральных трубопроводов без остановки транспортировки. Предложена усовершенствованная конструкция отсоединяющего устройства и обоснованы его размеры. Предложена и обоснована гипотеза эквивалентной замены шероховатой поверхности реальной трубы эквивалентной. Приведена методика расчета напряженного состояния резиновой манжеты отсоединяющего устройства, возникающего при ее прижатии к поверхности, представленной регулярной совокупностью конусов. Приведена методика аппроксимации механических свойств материала манжеты с целью их использования в методике расчета напряженно-деформированного состояния манжеты. Установлена зависимость напряженно-деформированного состояния манжеты от внутреннего давления, толщины и механических свойств материала манжеты.

Ключевые слова: ремонт без остановки транспортировки, отсоединяющее устройство, утечки, резиновая манжета

The plugging devices design for hot tapping repair of the main pipelines was analyzed. An improved plugging device design was developed and its sizes were grounded. The hypothesis of replacement of the inner pipe surface by its equivalent configuration was also developed and grounded. The calculation procedure of the stress-strained state of the plugging device rubber cuffs due to their pressing to the surface, presented as a set of regular cones, was provided. The approximation methods for calculation of the cuff material mechanical properties were suggested to be used in the methodology for the cuff stress-strain state calculation. The dependence of the cuff stress-strained state on the internal pressure, thickness and mechanical properties of the cuff material was determined.

Keywords: hot tapping repair, plugging device, leaks, rubber cuff

Вступ

Новітні технології ремонту ділянок трубопроводів в основному передбачають здійснення робіт без зупинки транспортування продукту. Враховуючи високу вартість реалізації таких технологій, їх застосування виправдано для трубопроводів, якими транспортується продукція для вагатомого споживача. Такими трубопроводами правомірно вважати магістральні газонафтопроводи, які експлуатуються за основним призначенням.

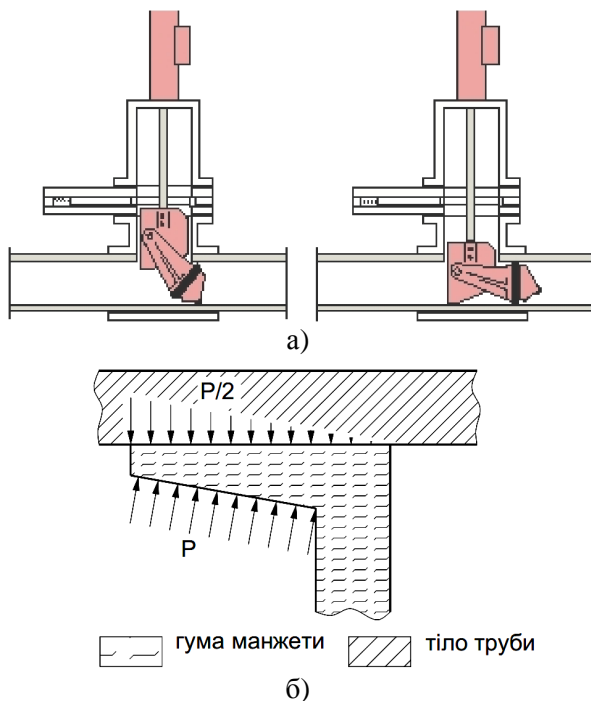
Практично кожна з численних технологій ремонту ділянки трубопроводу без зупинки транспортування передбачає відділення ремонтної ділянки від решти трубопроводу (частини трубопроводу, яку продовжують експлуатувати за основним призначенням). Як свідчить аналіз найновіших перекривальних пристроїв [1-3,5-7] їх конструкція постійно підлягає оновленню та удосконаленню. Це пояснюється складністю забезпечення герметичності їх роботи в реальних умовах експлуатації, що і вибрано за предмет приведеного дослідження.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій, в яких започатковано вирішення даної проблеми

Найпрогресивнішими технологіями ізолювання ремонтної ділянки трубопроводу є застосування спеціальних перекривальних пристроїв. Існує два основних способи доставки перекривальних пристроїв до місця їх роботи [1]: через спеціально приварений до стінки трубопроводу фланець і через камери запуску-приймання очисних пристроїв. Перекривальні пристрої, які встановлюються через камери запуску-приймання очисних пристроїв, мають ряд недоліків, основними з яких є:

- досить тривала доставка пристроїв в їх місце роботи;
- складність оцінки ефективності перекривання трубопроводу такими пристроями;
- необхідність підтримування відповідного режиму роботи газопроводу для безпечного доставки пристрою в місце його встановлення;
- імовірність пошкодження ущільнюючих манжет пристрою під час його руху в трубопроводі та ін.

Таким чином, у світовій практиці більшої популярності набули методи доставки перекривальних пристроїв через приварений до бічної поверхні труби фланець. Найвідомішою є впроваджена американською компанією T.D.Williamson технологія вривання в трубопровід під тиском та перекривання порожнини трубопроводу спеціальним запатентованим пристроєм Stopple [4] (рисунок 1, а).



а) загальний вигляд;
б) принцип роботи ущільнюючої манжети

Рисунок 1 – Конструкція пристрою для перекривання трубопроводу компанії T.D.Williamson

Герметизація здійснюється манжетою, «борода» якої витягнута в сторону середовища під тиском, тобто продуктом (рисунок 1, б). Зовнішня поверхня бороди манжети притискається до внутрішньої стінки труби. Внутрішня поверхня бороди манжети контактує з продуктом вільно, в той час як доступ продукту до зовнішньої поверхні бороди манжети обмежений. Утворюється різниця тисків, завдяки якій манжета зовнішньою поверхнею бороди притискається до внутрішньої стінки труби, чим і забезпечується її герметичність [5].

Згідно відомостей виробника даних пристроїв, вони можуть витримувати перепад тиску до 7 МПа що є достатнім для використання їх в умовах магістрального транспортування нафти і газу. В той же час до цих пір проводяться дослідження з метою підвищення герметичності манжет такої конструкції, зокрема запропоновано такі рішення:

- збільшено кількість перекривальних головок до двох, або навіть трьох [5,7];
- збільшено силу притискання манжет до стінки труби за рахунок примусової герметизації манжет сторонніми засобами[6].

У найновішому патенті серед досліджених запропоновано поєднати ці два способи [7]. При цьому пропонується здійснювати примусову герметизацію трубопроводу на другій зі сторони середовища під тиском манжети, на першій манжеті здійснюється герметизація внутрішнім тиском.

Виділення не вирішених раніше частин проблеми

В патентах на згадані пристрої відсутня інформація щодо зусилля, з яким герметизуючі манжети повинні притискатись до внутрішньої поверхні реальної труби. Водночас згадане зусилля повинно бути підібране оптимальним, виходячи з наступних умов:

- максимальне його значення обмежується зоною пружної деформації манжети, міцністю труби, а також міцністю каналів передачі даного зусилля від джерела енергії безпосередньо манжети;

- мінімальне значення обмежується умовою забезпечення герметичності манжети.

У усіх розглянутих працях примусова герметизація манжети пропонується шляхом виконання герметизуючої манжети у вигляді порожнинної гумової прокладки, внутрішня порожнина якої наповнюється повітрям або іншим робочим тілом у газоподібному чи рідкому стані [6,7]. На наш погляд така конструкція манжет має суттєві недоліки, основними з яких є:

- підвищена імовірність витіку робочого тіла через шарнірні з'єднання жорстких гідравлічних (пневматичних) ліній;
- складність конструкції високонапірних гнучких гідравлічних (пневматичних) ліній;
- необхідність створення високого тиску робочого тіла для забезпечення примусової герметизації манжети;

- відсутня можливість використання потенціальної енергії середовища під тиском для герметизації манжети тощо.

На нашу думку оптимальною конструкцією перекривального пристрою є поєднання манжети з виступами і порожнинної манжети (перша головка з сторони середовища під тиском має манжету з виступами, а друга – має тороподібну манжету), однак на манжеті з виступами необхідно передбачити певні конструктивні рішення стосовно підвищення ефективності прилягання манжети до внутрішньої стінки труби.

Мета дослідження полягає в удосконаленні конструкцію перекривальних пристроїв Stopple компанії T.D.Williamson з метою забезпечення необхідного зусилля притискання манжети до внутрішньої стінки труби. Для обґрунтування цього зусилля виникає необхідність у побудові та розв'язанні математичної моделі напруженого стану гуми, яка прискається до реальної шорсткої поверхні труби з метою обґрунтування сили, з якою манжета повинна притискатись до внутрішньої стінки труби для гарантованого забезпечення герметичності манжети.

Основні результати дослідження

Розробка нової конструкції перекривального пристрою

Як доказано вище, конструкції пристроїв для тимчасового перекриття порожнини трубопроводу потребують удосконалення. Найбільшого ужитку здобули пристрої, виконавчою ланкою яких є рідина або газ. Газоподібне середовище в якості робочого тіла вибрано вдало, оскільки при наявності витоків робочого тіла підтримати тиск у манжеті просто за рахунок з'єднання порожнини манжети з ресивером. Водночас, для утримання тиску в ресивері на необхідному рівні потрібно забезпечити постійну готовність компресора. Деякі види ремонтних робіт на магістральних газонафтопроводах вимагають значних затрат часу. Таким чином, існує потреба в розробці перекривальних пристроїв, конструкція яких допускала утримання середовища під тиском без постійного нагляду за роботою пристрою обслуговуючим персоналом. З огляду на приведений аналіз метою проведеного дослідження стало встановлення допустимих параметрів роботи перекривальних пристроїв залежно від їх конструкції та умов роботи та удосконалення конструкції пристроїв з метою усунення необхідності постійного контролю з боку обслуговуючого персоналу за їх герметичністю.

Така задача розв'язана шляхом обладнання перекривальної головки поршнем (рисунок 2).

Поршень рухається вздовж осі циліндра під дією гідравлічного тиску масла, яке подається через штуцери в головній частині циліндра. Переміщуючись поршень штовхає штоки, які розтискають підшви в радіальному напрямку. За рахунок цього збільшується сила притискання манжети до поверхні труби, що повністю виключає витіки продукту через манжети.

Сила притискання підшви штоку до поверхні манжети залежить від довжини штоку, кута нахилу штоку у початковому положенні, початкового діаметра манжети та механічних властивостей матеріалу манжети і визначається за формулою

$$P = \frac{(1 - \sin \alpha) \cdot l - \frac{D_{\text{вн}} - D_{\text{вн.манж.}}}{2}}{h_0} \cdot E \cdot F_{\text{осн.під'ятн.}}, \quad (1)$$

де l – довжини штоків;

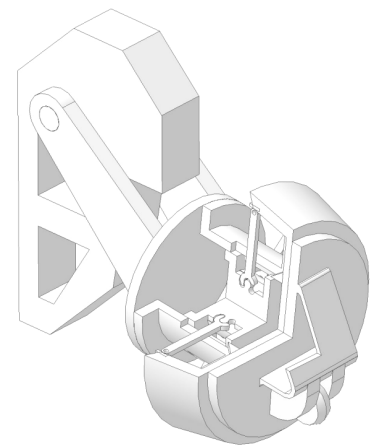
α – початковий кут нахилу штоків до осі поршня;

$D_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр трубопроводу;

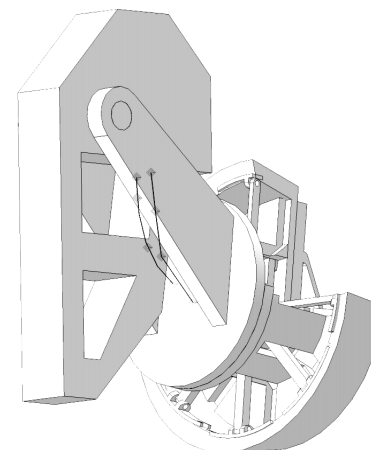
$D_{\text{вн.манж.}}$ – внутрішній діаметр виступу («бороди») манжети у перерізі встановлення підп'ятників;

h_0 – товщина виступу манжети у перерізі встановлення підп'ятників;

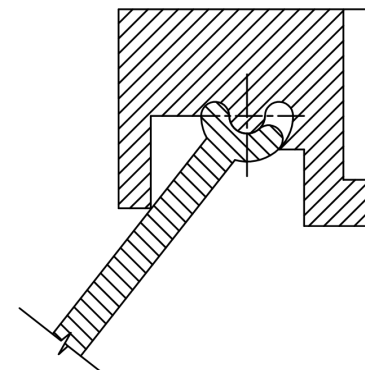
E – модуль пружності гуми, з якої виготовлено манжету.



а)



б)



в)

а) – вигляд спереду та розріз; б) – вигляд ззаду;
в) – вузол з'єднання поршня із штоками, які розпирають манжети

Рисунок 2 – Модель удосконаленого перекривального пристрою

Таким чином, змінюючи кут нахилу штоку до осі у початковому стані поршня та змінюючи довжину штоків, ми можемо змінювати силу притискання манжети до поверхні труби. Постає питання у визначенні необхідного зусилля, з яким повинна притискатись гумова манжета до внутрішньої стінки труби, щоб забезпечити її герметичність. По своїй суті це зусилля відповідає такому, при якому поверхня гуми деформується таким чином, щоб вона заповнила

впадини шорсткої поверхні труби до такої міри, що вони не формують систему мікроканалів для фільтрації у щілині між поверхнею манжети та шорсткою поверхнею труби середовища під тиском. Для визначення поверхні гумової манжети після притискання її із заданим наперед зусиллям до шорсткої поверхні труби необхідно побудувати методику математичного моделювання її форми виходячи із базових закономірностей із курсу «Опір матеріалів», які можуть бути застосовані для гуми, як пружного тіла.

Підсумовуючи сказане, встановлено, що результатом математичного опису процесу взаємодії манжети перекирвального пристрою, середовища під тиском та стінки труби повинні стати залежності, які повинні визначати форму поверхні гумової манжети при її взаємодії з реальною шорсткою поверхнею труби та напруження, з якими манжета притискається до кожної точки реальної поверхні труби.

Виведення даних залежностей проводиться за наступними етапами:

- визначення форми поверхні манжети при взаємодії з одиночною матеріальною точкою із заданим зусиллям;
- визначення форми поверхні манжети з урахуванням накладання дії кількох сусідніх матеріальних точок.

Моделювання взаємодії поверхні манжети з одиночною матеріальною точкою

Дану задачу доцільно розв'язувати у двомірному просторі.

Розглянемо поверхню гумової манжети, яка взаємодіє з одиночною матеріальною точкою у вигляді круга діаметру d_{MT} з певним зусиллям (рисунок 3).

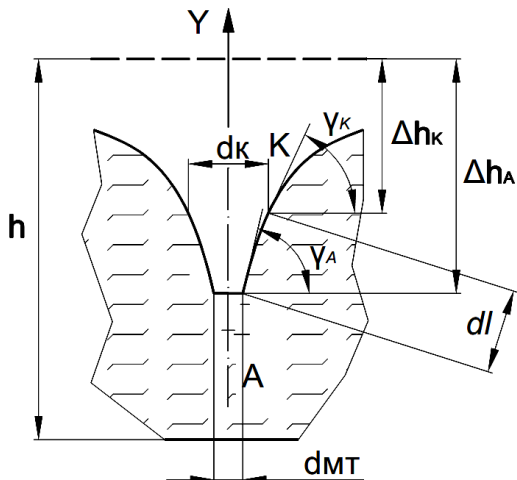


Рисунок 3 – Деформація поверхні гуми під час взаємодії з одиночною матеріальною точкою

Розглянемо точку A на контурі матеріальної точки. Ця точка характеризується діаметром горизонтального перерізу поверхні гуми, який рівний діаметру матеріальної точки $d_A = d_{MT}$, та глибиною вертикальної деформації поверхні гуми Δh_A . В межах контуру матеріальної точки

на поверхню гуми діє стискальне напруження, значення якого залежить від навантаження, яке зосереджене в матеріальній точці та вибраного діаметру матеріальної точки. За законом Гука стискальне напруження в точці A визначається за формулою [8]

$$\sigma_A = E \cdot \frac{\Delta h_A}{h}, \quad (2)$$

де E – модуль пружності під час стиску гуми, з якої виготовлена манжета;
 h – товщина гумової манжети у нестисненому стані.

За межами контуру – стискальне напруження відсутнє. Рівноважний стан поверхні гуми за межами контуру матеріальної точки забезпечується дією напруження зсуву τ_A , значення якого рівне різниці стискальних напружень з обох сторін поверхні, на якій ці напруження оцінюються. Цією поверхнею є вертикальний переріз гуми по контуру матеріальної точки. Тоді справедлива рівність

$$\tau_A = \sigma_A. \quad (3)$$

Відома залежність для напружень зсуву [8]

$$\tau_A = G \cdot tg(\gamma_A), \quad (4)$$

де G – модуль пружності при зсуві, для промислових гум прийнято $G=0,35-2$ МПа [9];

γ_K - кут вертикальної деформації поверхні в точці A (див. рисунок 3).

Здійснивши певні перетворення, отримаємо

$$tg(\gamma_A) = \frac{E}{G} \cdot \frac{\Delta h_A}{h}. \quad (5)$$

Для гумової манжети, яка притискається до внутрішньої поверхні трубопроводу за рахунок тиску середовища справедлива залежність

$$\sigma_A = p, \quad (6)$$

де p – внутрішній тиск у трубопроводі. Тоді формула (5) для точки A матиме вид

$$tg(\gamma_A) = \frac{p}{G}, \quad (7)$$

а з формули (2)

$$\Delta h_A = \frac{p \cdot h}{E}. \quad (8)$$

Розглянемо вертикальний переріз товщини гумової манжети у місці контакту манжети з матеріальною точкою (рисунок 3). Замінімо лінію, яка відображає контур поверхні гумової манжети на вертикальній площині елементарними однаковими відрізками dl вибраної довжини. Довжина вибирається таким чином, щоб криву поверхні гуми можна було замінити сукупністю прямолінійних відрізків dl без втрати точності. При відомому значенні dl і γ_A

$$\Delta h_K = \Delta h_A - dl \cdot \sin \gamma_A. \quad (9)$$

У точці K діятиме напруження стиску, значення якого менше за рахунок того, що $\Delta h_K < \Delta h_A$. Запишемо формулу (5) для точки K . Далі послідовним записом рівняння (9) та (5) для кожної точки між відрізками dl знаходимо

значення величин γ та Δh у цих точках. Ці дві величини характеризують форму поверхні гуми при взаємодії її з матеріальною точкою.

Вплив характеристик матеріалу на напружений стан манжети

Для промислових гум модул пружності при зсуві правомірно вважати сталою величиною в межах значень $tg(\gamma_A) \leq 1$ [10].

Що стосується модуля пружності при стику, то для його оцінки необхідно проаналізувати зразок гуми, який піддається стику, за наступними критеріями:

- методи закріплення опорних поверхонь зразка (спосіб їх взаємодії з середовищем);
- форма самого зразка.

Та частина виступу манжети, яка вільно контактує з середовищем під тиском має можливість руху в дотичному напрямі до своєї поверхні, внаслідок чого відбувається її деяке розширення [10]. Внаслідок високого коефіцієнта тертя між гумою і металом істотні дотичні деформації протилежної поверхні виступу манжети можуть мати місце лише за наявності дуже гладкої і змашеної внутрішньої поверхні трубопроводу, що в реальних умовах не відповідає дійсності. Необхідно зазначити також, що при наявності змашування лінійна залежність між питомим навантаженням і деформацією збережеться при значних відносних деформаціях, що досягають $\frac{\Delta h_A}{h} = 0,3-0,4$. У деталях із закріпленими торцями цю залежність можна вважати лінійною лише в межах відносної деформації $\frac{\Delta h_A}{h} = 0,1-0,15$.

Для умовного напруження стику при невеликих деформаціях справедлива наступна залежність

$$\sigma_A = E \left(\frac{1}{\lambda} - 1 \right), \quad (10)$$

де $\lambda = \frac{h - \Delta h_A}{h}$ - ступінь стику деталі;

E - модуль пружності при малих деформаціях (для малих деформацій ця величина є постійною).

Внаслідок наявності крайового ефекту на торцях гумового зразка теоретичне визначення залежності між стискальними навантаженнями і деформаціями стику є проблематичним. Як свідчать дослідження [8], при одноосьовому стику зі значними деформаціями навантаження пов'язане з деформацією наступною наближеною формулою:

$$\sigma_A = \frac{1}{3} E \left(\frac{1}{\lambda^2} - \lambda \right). \quad (11)$$

У випадку малих деформацій ця формула приймає звичний вигляд, що впливає з наявності лінійної залежності між силою і деформацією формула (2).

В загальному випадку, зразок гуми, що піддається одноосному навантаженню між двома сухими плитами пресу, сприймає (в напрямку, перпендикулярному до навантаження) двовісне розтягнення, а по поверхні плит поблизу них, внаслідок виникнення тертя – зсув [10]. Спільний ефект стиснення, двовісного розтягу та зсуву веде до вигину (випучування) бічної поверхні зразка. Вертикальна вісь зберігає своє положення, але лише за умови обмеженої висоти зразка, наприклад при $h_0/d_0 = 1,5$, тут h_0 , d_0 – відповідно висота та діаметр циліндричного зразка. У зразках великої висоти спостерігається повздовжній вигин і зразок, втрачаючи стійкість, іноді вислизає з міжплитного простору. Найбільше напруження розтягування створюється в перерізі посередині висоти зразка на його периферії. У центрі опорних поверхонь на зразок діє тривісний стиск.

Пошук розрахункової залежності напруження - деформація стику при сухому терті ускладнюється через неоднорідність розподілу нормальних напружень і виникнення об'ємних напружень, пов'язаних з формою і габаритами зразка. В якості умовного узагальнюючого фактора впливу форми зразка гуми на розподіл напружень в ньому прийнято коефіцієнт форми Φ . Під коефіцієнтом Φ розуміють відношення опорної поверхні зразка до тієї чи іншої її частини, зазвичай, до повної бічної поверхні. Звідси для кільцевих циліндрів Φ має таке значення

$$\Phi = 0,25 \cdot \frac{d_2 - d_1}{h_0} = 0,5 \cdot \frac{b}{h_0}, \quad (12)$$

де d_1 і d_2 - внутрішній і зовнішній діаметри циліндра;

h_0 і b - висота і товщина стінки циліндра.

Для прямокутних зразків

$$\Phi = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a + b) \cdot h_0}, \quad (13)$$

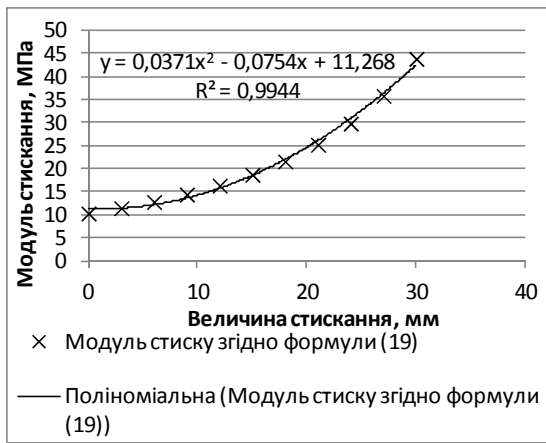
де a , b – відповідно довжина та ширина прямокутної опори гумового зразка, при чому $a > b$;

h_0 – висота прямокутного зразка.

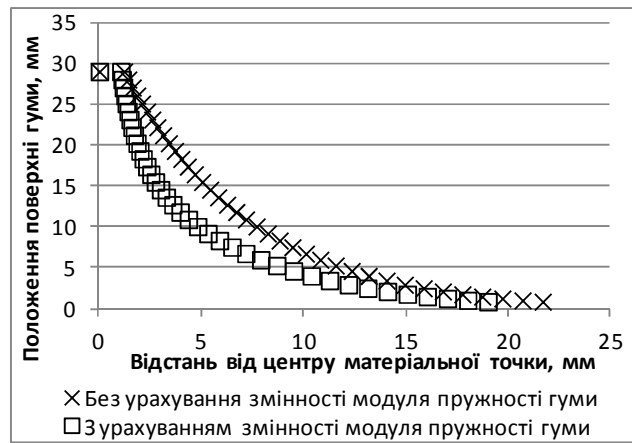
Для вирішення завдання пошуку розрахункової залежності напруження - деформація стику при сухому терті може бути прийнятий такий загальний метод [9]. Допускається (рисунк 3), що при рівних напруженнях f між величиною відносної висоти зразка при стисненні в умовах сухого тертя $\lambda_{\text{сух.мп.}}$ і величиною відносної його висоти λ при стисненні зі змашуванням опорних поверхонь є постійна залежність, що виражається коефіцієнтом утрудненості ковзання M [11]

$$M = \frac{\lambda_{\text{сух.мп.}} - \lambda}{1 - \lambda} = \frac{\varepsilon - \varepsilon_{\text{сух.мп.}}}{\varepsilon}. \quad (14)$$

Для серії однотипних, але різногабаритних зразків цей коефіцієнт можна знайти експериментально і пов'язати його з коефіцієнтом форми Φ в табличній або графічній залежності. Як видно з експериментальних даних [11], залежність M від Φ нелінійна і відповідає двом кривим, які переходять одна в іншу при



а)



б)

а) моделювання зміни модуля стиснення гуми внаслідок стиснення зразка;
б) роль врахування змінності модуля стиснення гуми

Рисунок 4 – Параметри деформації поверхні гуми для контрольного розрахунку

$\Phi = 1,35$. Ці криві досить близько описуються наступними рівняннями

$$M_{\Phi < 1,35} = 0,339 \cdot \Phi^{0,95}; \quad (15)$$

$$M_{\Phi \geq 1,35} = 0,417 \cdot \Phi^{0,241}. \quad (16)$$

З рівняння (14) знаходять відносну висоту λ зразка, який стискається зі змащуванням опорних поверхонь мастилом

$$\lambda = \frac{\lambda_{\text{сух.мр.}} - M}{1 - M}. \quad (17)$$

Тепер від рівняння (10) стиснення з тертям зі змащуванням можна перейти до рівняння стиснення при сухому терті. Для цього в рівнянні (10) досить замінити λ позначенням з рівняння (17)

$$f_{\text{сух.мр.}} = E \cdot \frac{\lambda_{\text{сух.мр.}} - 1}{\lambda_{\text{сух.мр.}} - M}, \quad (18)$$

звідки

$$E_f = E \cdot \frac{1 - M}{(\lambda_{\text{сух.мр.}} - M)^2}. \quad (19)$$

Проаналізувавши формулу (19) видно, що значення модуля пружності гуми при стиску залежить від величини стиску, вираженої величиною $\lambda_{\text{сух.мр.}}$, формою поверхні гумового зразка (вираженої величиною M) та матеріалом гуми, вираженого величиною E . Тому для визначення значень модуля пружності гуми при стиску необхідно застосувати метод послідовних наближень.

Контрольний розрахунок взаємодії манжети з одиночною матеріальною точкою

Проведемо контрольний розрахунок форми поверхні гуми при взаємодії її з окремою матеріальною точкою за наступними вихідними даними: модуль пружності при зсуві – 1 МПа; внутрішній тиск у трубопроводі (з яким манжета притискається до стінки труби) – 5 МПа; товщина манжети – 60 мм; відстань між суміжними концентричними в центрі матеріальної

точки колами, на які розбивається деформована поверхня гуми – 1 мм; діаметр матеріальної точки – 1 мм.

Визначатимемо за формулою (19) модуль стиснення гуми для стиснення манжети до відносної товщини рівної 0,5 (залишкова товщина – 30 мм). По отриманих значеннях модуля стиску побудуємо поліноміальне рівняння регресії другого порядку для його моделювання (рисунок 4,а)

$$E = 0,0371h^2 - 0,0754h + 11,268. \quad (20)$$

За методикою, приведеною у розділі 1, проводимо розрахунок форми поверхні гуми внаслідок прикладання до неї нормального навантаження згідно вихідних даних контрольного розрахунку. Профіль нормального перерізу гуми зображено на рисунок 4, б. При цьому розрахунок проводився для сталого значення модуля стиснення, рівного 10 МПа, та для модуля стиснення, визначеного за рівнянням регресії. З рисунку видно, на скільки впливає змінність модуля пружності під час стиснення гуми на результати розрахунку її стиснення.

Для даного режиму навантаження манжети побудуємо розподіл величини $tg(\gamma)$ залежно від відстані між поточною точкою визначення $tg(\gamma)$ та віссю матеріальної точки за формулою (5) з урахуванням (20) (рисунок 5).

Апроксимуємо цю залежність рівнянням регресії степеневого типу, отримаємо залежність:

$$tg(\gamma) = 21,717 \cdot x - 1,6744. \quad (21)$$

Таким чином, задавшись вихідним значенням навантаження на поверхню гуми P і в залежності від властивостей матеріалу, відображених у величинах E і G , можна отримати розподіл значень кута нахилу поверхні гуми до вертикалі в радіальному напрямку від радіальної відстані до точки прикладання сили P .

Проаналізуємо залежність форми деформованої поверхні манжети від тиску в трубі (рисунок 6, а) та від товщини манжети (рисунок 6, б).

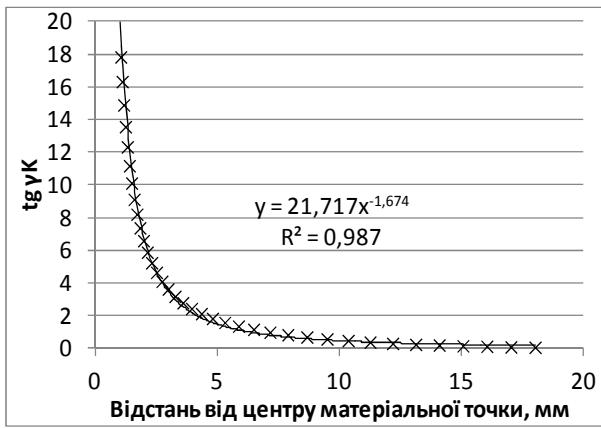


Рисунок 5 – Залежність тангенса кута нахилу деформованої поверхні гуми до горизонту

Із графіків видно, що кут деформації поверхні манжети γ на контурі матеріальної точки практично не залежить від товщини манжети, однак однозначно залежить від тиску, з яким манжета притискається до внутрішньої стінки труби.

Визначення форми поверхні манжети при взаємодії з двома сусідніми матеріальними точками

Якщо поверхня гуми притискається з однаковою силою до двох ідентичних матеріальних точок (рисунок 7), то для точки K , яка знаходиться між ними, кут γ_K визначатиметься впливом обох точок.

На наш погляд, кут γ_K необхідно визначати по аналогії з алгоритмом для одиночної матеріальної точки (розділ 1). Однак напруження зсуву для цієї точки зумовлене впливом обох матеріальних точок. Якщо в точці K провести нормальний до недеформованої поверхні манжети переріз так, щоб його площина була перпендикулярна площині нормального перерізу через вершини 1 і 2, то дія двох матеріальних точок прикладена до різних поверхонь, утворених цим перерізом. Напрямок дії напружень зсуву на обох поверхнях для дії окремих точок однаковий, значить по контакту цих площин одні напруження зсуву послаблюють інші. Відпові-

дно, напруження зсуву, яке виникає між цими поверхнями, буде рівне різниці напружень зсуву, які створюються кожною з цих точок окремо. Тому формула (4) для точки K матиме вигляд

$$\tau_K = \tau_{K1} - \tau_{K2}, \quad (22)$$

де τ_{K1} і τ_{K2} - напруження зсуву, які діяли б в точці K , якби на точку K діяла виключно матеріальна точка 1 і 2 відповідно.

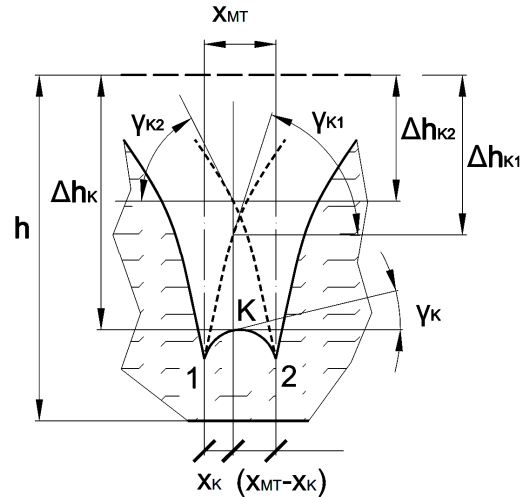


Рисунок 7 – Відображення форми поверхні гумової манжети на нормальному перерізі через вершини двох однакових матеріальних точок, які притискаються до манжети

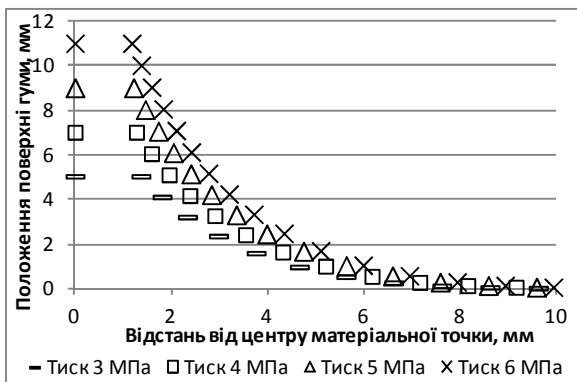
Контрольний розрахунок взаємодії манжети з двома матеріальними точками

З врахуванням (4), (21) і (22) отримаємо

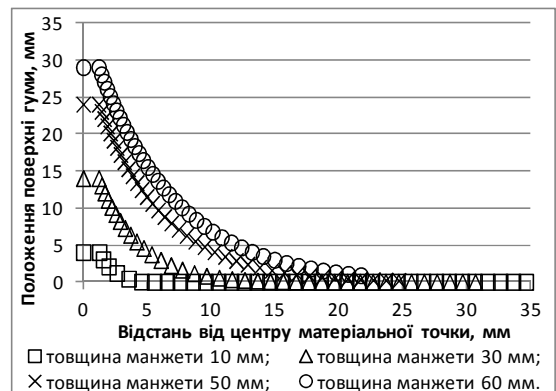
$$\begin{aligned} tg \gamma_K &= tg \gamma_{K1} - tg \gamma_{K2} = \\ &= 21,717 \cdot (x_K^{-1,6744} - (x_{MT} - x_K)^{-1,6744}). \end{aligned} \quad (23)$$

Використовуючи формулу (22) та вихідні дані для контрольного розрахунку притискання одиночної матеріальної точки, побудовано розраховану форму поверхні манжети при її взаємодії з двома матеріальними точками, відстань між якими складає 10, 5 і 1 мм (рисунок 8).

Таким чином, отримано метод прогнозування форми поверхні гумової манжети при взаємодії із двома матеріальними точками.



а)



б)

а) – від внутрішнього тиску у трубі (товщина манжети стала і рівна 20 мм);
б) – від товщини гумової манжети (тиск у трубопроводі сталий і рівний 5 МПа)

Рисунок 6 – Залежність форми поверхні деформованої гуми від умов роботи

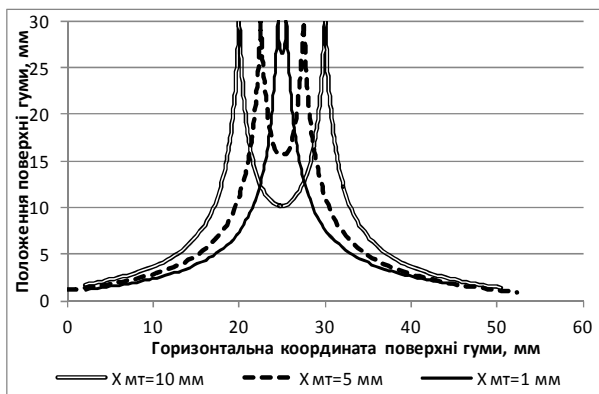


Рисунок 8 – Параметри деформації поверхні гуми під час взаємодії з двома матеріальними точками для контрольного розрахунку

Як видно із рисунка, форма поверхні гуми між сусідніми матеріальними точками і при взаємодії із однією матеріальною точкою у безпосередній близькості від матеріальної точки змінюється незначно. Тому для визначення форми поверхні манжети при її взаємодії із шорсткою поверхнею труби достатньо проаналізувати взаємодію поверхні гуми із однією матеріальною точкою у формі виступу. Для полегшення розрахунків з достатньою точністю можна припустити, що форма виступів є конічною.

Висновки

У статті наведено методику розрахунку форми поверхні гумової манжети в разі притискання її до ряду матеріальних точок. Відома форма деформованої поверхні гумової манжети під час притискання до матеріальних точок дає змогу визначити розподіл напружень, з яким поверхня манжети притискається до поверхні мікронерівностей шорсткої внутрішньої стінки труби. Тоді, методом перебору, можна підібрати таке зусилля притискання манжети до внутрішньої стінки труби, для якого напруження притискання поверхні манжети до впадин мікронерівностей буде рівною тиску продукту у трубопроводі. Це зусилля правомірно вважати мінімально-необхідним зусиллям для забезпечення гарантованої герметичності ущільнюючої манжети.

Значення проведених досліджень для науки та техніки

Такий аналіз дозволяє здійснити наукове обґрунтування доцільності удосконалення конструкції існуючого перекиривального пристрою Stopple компанії T.D. Williamson та визначити конструктивні розміри запропонованого удосконаленого перекиривального пристрою.

Література

1 Обоснование возможности восстановления несущей способности газопроводов без остановки транспорта газа / В.М. Шарыгин, А.Н. Тильков и др. // Научно-технический сбор-

ник Вести газовой науки. – 2014. – № 1(17). – С. 77-84.

2 Double block and bleed isolation [Pipeline Pigging and Integrity Management Conference], (Marriott Westchase Hotel, Houston, USA, 8-9 February, 2012). - Houston, USA: Clarion Technical Conferences and Tiratsoo Technical, 2012. Режим доступу: <http://www.statsgroup.com/downloads/wp/DBBPipelineIsolationPaper.pdf>

3 Misajon G. Special report: Advanced isolation technology allows subsea valve replacement without purge / Gerald Misajon, Rolf Gunnar Lie // Oil and gas journal. - 05/02/2011. - Volume 109, Issue 18. Режим доступу: <http://www.ojg.com/articles/print/volume-109/issue-18/transportation/special-report-advanced-isolation-technology-allows-subsea.html>.

4 Pipeline Hot Tapping Stopping & In-service Welding: International Pipeline Conference 2002 by William Jarvis, P.Eng, BSc. (Eng) Hons. Senior Staff Engineer Williamson Industries Inc Edmonton, Alberta & Georgetown, Ontario, Canada. Режим доступу: http://pipingdesign.com/download/hot-tapping_stopping.pdf

5 Пат. 7841362 США, МПК F16 L 55/11 Double block and bleed plug/ Kenneth L Yeazel, Gregory L. Puckett, Richard L. Goswick, Assignee TDW Delaware, Inc. – № 11/936182; filed 07/11/2007; date of patent 30/11/2010.

6 Пат. 7849882 США, МПК F16 L 50/10 Double plug head for plugging pipe / Woo Kag Lee, Mee Ho Song, Assignee Donghwa Industry Co. Ltd – № 12/776735; filed 10/05/2010; date of patent 14/12/2010.

7 Пат. 2009/0114302 США, МПК F16 L 55/124, F16 L 55/132, F16 K 24/02 Double block and bleed plug / Kenneth L Yeazel, Gregory L. Puckett, Richard L. Goswick, Assignee TDW Delaware, Inc. – № 12/256150; filed 22/10/2008; date of patent 07/05/2009.

8 Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с. – ISBN 5-12-000299-4.

9 Расчеты и конструирование резиновых технических изделий и форм [Текст] : [учеб. пособие для хим.-технол. спец. вузов] / В.А. Лепетов. - Л. : Химия. Ленингр. отд.-ние, 1972. - 310 с.

10 Потураев В. Н. Резиновые и резино-металлические детали машин / В. Н. Потураев. – М.: Машиностроение, 1966. – 300 с.

11 Общая характеристика резиновых технических изделий. Резинотехнические изделия. Режим доступу: http://mirrti.com/?page_id=414

Стаття надійшла до редакційної колегії 02.03.15

Рекомендована до друку професором Грудзом В.Я. (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ) канд. техн. наук Драгілєвим А.В. (ІІІ «Інжинірингові технології», м. Київ)

Дослідження та методи аналізу

УДК 622.248

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ПАРАМЕТРИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ МЕХАНІЧНОГО ЯСА ПІД ЧАС ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

В.М. Мойсишин, К.Г. Левчук, Л.М. Шегда, А.Р. Клімковський

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42153,
e-mail: kgl.itp.na@gmail.com*

На основі розробленої авторами математичної моделі роботи аварійного комплектування бурильної колони досліджено основні динамічні характеристики удару механічного яса, що застосовується для ліквідації прихоплень бурильної колони. У процесі моделювання враховано хвильові явища в бурильних трубах.

У пакеті символічної математики проведено чисельний розрахунок динамічних характеристик механічної системи (час розгону, тривалість удару, коефіцієнт поновлення, набута і втрачена енергія) залежно від маси секції обважнених бурильних труб в аварійному комплектуванні. Дано рекомендації з вибору довжини секції обважнених бурильних труб для ефективної ліквідації прихоплень бурильної колони.

Ключові слова: математична модель, механічний яс, аварійне комплектування, прихоплення бурильної колони, час розгону, тривалість удару, кінетична енергія, довжина секції обважнених бурильних труб.

На основании разработанной авторами математической модели работы аварийной компоновки бурильной колонны исследованы основные динамические характеристики удара механического яса, применяющегося для ликвидации прихватов бурильной колонны. В процессе моделирования учтены волновые явления в бурильных трубах.

В пакете символьной математики проведен численный расчёт динамических характеристик механической системы (время разгона, длительность удара, коэффициент восстановления, приобретенная и потерянная энергии) в зависимости от массы секции утяжелённых бурильных труб в аварийной компоновке. Даны рекомендации по выбору длины секции утяжелённых бурильных труб эффективной ликвидации прихватов бурильной колонны.

Ключевые слова: математическая модель, механический яс, аварийная компоновка, прихват бурильной колонны, время разгона, длительность удара, кинетическая энергия, длина секции утяжелённых бурильных труб.

Basic dynamic characteristics of the mechanical jar blow that is used for releasing stuck pipes were studied on the basis of the mathematical model of emergency drill string assembly operation developed by the authors. The wave propagation effects are taken into account in drilling pipes during the modelling process.

The numeric calculation of dynamic characteristics of the mechanical system (acceleration time, blow duration, coefficient of renewal, acquired and lost energy) was conducted in the package of character mathematics depending on mass of the drill collar section in the emergency assembly. Recommendations for choosing the length of the drill collar section for effective releasing of stuck drilling pipes were developed.

Key words: mathematical model, mechanical jar, emergency assembly, drill string sticking, acceleration time, blow duration, kinetic energy, length of the drill collar section.

Актуальність теми

При складанні плану буріння необхідно враховувати можливість прихоплення бурильної колони (БК). Зменшити ефект від таких непередбачених ускладнень можна шляхом встановлення у нижній частині аварійного комплектування бурильної колони (АКБК) механічного

яса [1]. Бурильні яси використовують для створення імпульсу ударного навантаження для вільнення прихопленого комплектування бурильної колони (ПКБК). Цього досягають завдяки перетворенню енергії пружної деформації обох комплектувань в кінетичну енергію, яка змушує бойок – АКБК з величезною силою вдаряти по ковадлу – ПКБК.

Ударні механізми у вигляді механічних ясів широко застосовують при бурінні нафтових свердловин [2-3]. На практиці такі пристрої використовують для ліквідації прихоплені БК.

Основну увагу в запропонованій статті відведено вивченню параметричних залежностей основних динамічних характеристик удару (час зустрічі аварійного й прихопленого компонентів БК, тривалість удару, коефіцієнт поновлення, кінетична енергія до та після удару, енергія втрачених швидкостей) від маси обважнених бурильних труб (ОБТ) [4].

Метою цієї роботи є надання рекомендацій щодо вибору параметрів БК на основі розробленої авторами математичної моделі механічної системи “талеви блок – колона бурильних труб – колона обважнених труб – механічний яс – прихоплена ділянка бурильних труб” для ефективної ліквідації ускладнення [3, 5-7].

Постановка задачі

Для аналізу робочого циклу механічного яса було запропоновано розрахункову схему, зображену на рис. 1. Талеву систему подано у вигляді пружного елемента із зосередженою масою m_0 і жорсткістю талевих канатів c_0 . Аварійне компонування БК складається з колони бурильних труб довжиною l_1 , яку будемо вважати однорідними прямолінійним стрижнем з площею поперечного перерізу F_1 , та колони обважнених бурильних труб (ОБТ) довжиною l_2 , коротшу за колону обсадних труб на один-два порядки, що складається зі стрижня площею поперечного перерізу F_2 . До низу АКБК приєднано бойок механічного яса. Прихоплена компоновка БК складається з вільної ділянки колони бурильних труб довжиною l_3 – ковадла, прихопленої ділянки колони бурильних труб довжиною l_4 та долота. Усі бурильні труби будемо вважати однорідними прямолінійними стрижнями з площею поперечного перерізу $F_2 = F_3 = F_4 = F$.

Робочий цикл має три етапи. На початку руху обидва компонування БК натягнуті й з'єднані засувом – замковою парою.

Перший етап – розгін бойка. Цей етап розпочинається зі стану статичної рівноваги в момент розмикання замкової пари ($t = 0$) і закінчується в момент зустрічі t_y бойка з ковадлом – вільною секцією бурильних труб ПКБК. Коли сила натягу аварійної компоновки БК перевищує попередню встановлену величину зусилля розкриття механічного замка, засув відкривається і АКБК рухається вгору, а прихоплене компонування БК донизу, долаючи при цьому вільний хід бурильного яса. Тобто накопичена в БК енергія пружної деформації обох компонувань переходить в кінетичну енергію бойка.

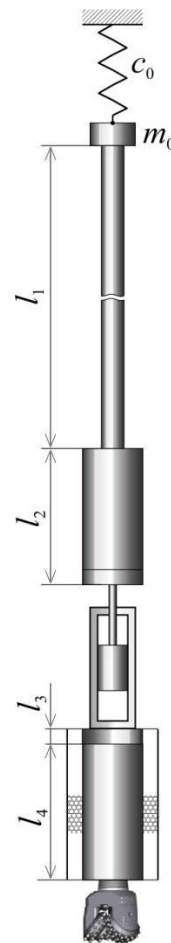


Рисунок 1 – Розрахункова схема

Другий етап – ударна взаємодія обох компонувань БК. Цей етап розпочинається з моменту зустрічі бойка з ковадлом t_y до моменту найбільшого зближення контактуючих тіл $t_y + t_1$. При цьому їхня відносна швидкість зменшується до нуля, а контактна деформація зростає до максимальної. Ударна сила досягає найбільшого значення.

Третій етап – відновлення після удару. Цей етап розпочинається з моменту віддалення бойка від ковадла $t_y + t_1$ до початку $t_y + \tau$ сумісного руху аварійного і прихопленого компонувань БК.

Після роз'єднання аварійного і прихопленого компонувань БК засув повертається у вихідне положення.

Математична модель роботи бурильного яса

Робота бурильного яса описується хвильовим рівнянням повздовжніх коливань пружного стрижня. Бурильну колону розглядатимемо як континуально-дискретну механічну систему з чотирьох секцій [5]. Кожну із секцій труб будемо вважати однорідними прямолінійними стрижнями довжинами l_j ($j = 1, 4$) і площами поперечного перерізу $F_1, F_2 = F_3 = F_4 = F$ відповідно.

Вертикальні переміщення перерізів труб визначатимемо функціями $u_j(x_j, t)$, які залежать від поточних поздовжніх координат x_j з відліком у верхніх торцях j -ої секції БК у напрямку від гирла свердловини і часу t . Рух секцій бурильних труб описуємо відомими з теорії пружності диференціальними рівняннями [5, 7]

$$\ddot{u}_j(x_j, t) + 2h_j \dot{u}_j(x_j, t) - a_j^2 u_j''(x_j, t) = g_j, \quad j = \overline{1, 4}; \quad (1)$$

де $a_1 = \sqrt{E/\rho_1}$,

$a_2 = a_3 = a_4 = \sqrt{E/\rho}$ (E – модуль пружності Юнга,

$\rho_1, \rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = \rho$ – густина одного метра довжини труби) – швидкість поширення пружних хвиль в матеріалі бурильної труби,

$g_1 = g_2 = g_3 = g$ – прискорення вільного падіння,

$$g_4 = g - f_0 \operatorname{sign} \dot{u}_4(x_4, t),$$

f_0 – коефіцієнт тертя бурильної труби об кірку свердловини;

$$h_1 = \frac{\alpha_1}{2\rho_1 F_1 l_1}, \quad h_j = \frac{\alpha}{2\rho F l_j} \quad (j = \overline{2, 4})$$
 – зведений

коефіцієнт в'язкого опору (α_1, α – коефіцієнт в'язкого тертя взаємодії промивальної рідини з першою й іншими секціями БК).

До динамічних рівнянь руху бурильної колони додамо крайові умови на кінцях і стику секцій труб та у місці встановлення ударного механізму на проміжку часу $t \in [0, t_y]$, який передуватиме удару:

на верхньому торці першої секції аварійно-го компонування бурильної колони

$$E_1 F_1 u_1'(0, t) - c_0 u_1(0, t) = m_0 [a_1^2 u_1''(0, t) - g]; \quad (2)$$

у місці контакту секцій першої з другою і третьою з четвертою секцій бурильних труб

$$u_1(l_1, t) = u_2(0, t); \quad u_3(l_3, t) = u_4(0, t). \quad (3)$$

Баланс сил на нижніх кінцях секцій БК з урахуванням, що $F_2 = F_3 = F_4 = F$

$$F_1 u_1'(l_1, t) = F u_2'(0, t) + \frac{q}{E} (F - F_1) g l_1;$$

$$u_2'(l_2, t) = u_3'(0, t) = -\frac{q}{E} g (l_1 + l_2); \quad (4)$$

$$u_3'(l_3, t) = u_4'(0, t);$$

$$u_4'(l_4, t) = -\frac{q}{E} g (l_1 + l_2 + l_3 + l_4);$$

де q – густина промивальної рідини.

Початкові умови, яким повинні задовольняти розв'язки рівнянь (1), визначають зі статичних рівнянь рівноваги балансу сил кожної секції БК, прикладених у поточних перерізах секцій бурильних труб шляхом їх інтегрування. Сталі інтегрування при цьому знаходять з кра-

йових умов (2)-(4). Запишемо початкові умови руху БК у перерізах усіх секцій труб з урахуванням того, що $\rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = \rho$:

у перерізі $0 \leq x_1 \leq l_1$

$$u_1(x_1, 0) = \left[-\frac{\rho_1}{2E} x_1^2 + (F_1 l_1 (\rho_1 - q) + F l_2 (\rho - q) + \frac{F_p}{g}) \left(\frac{x_1}{E F_1} + \frac{1}{c_0} \right) + \frac{2m_0}{c_0} \right] g; \quad (5)$$

у перерізі $0 \leq x_2 \leq l_2$

$$u_2(x_2, 0) = \left[-\frac{\rho}{2E} x_2^2 - \frac{\rho_1}{2E} l_1^2 + \left(F ((\rho - q) l_2 - q l_1) + \frac{F_p}{g} \right) \frac{x_2}{E F} + \left(F_1 l_1 (\rho_1 - q) + F l_2 (\rho - q) + \frac{F_p}{g} \right) \times \left(\frac{l_1}{E F_1} + \frac{1}{c_0} \right) + \frac{2m_0}{c_0} \right] g; \quad (6)$$

у перерізі $0 \leq x_3 \leq l_3$

$$u_3(x_3, 0) = \left[\left(\frac{1}{2} \rho F (x_3 + l_3) + q F (l_1 + l_2) - \frac{F_p}{g} \right) (l_3 - x_3) - \frac{1}{2F (F_0/g + \rho F)} \times \left(F (\rho l_3 + q (l_1 + l_2)) - \frac{F_p}{g} \right)^2 \right] \frac{g}{E}; \quad (7)$$

у перерізі $0 \leq x_4 \leq l_4$

$$u_4(x_4, 0) = \frac{1}{E} \times \begin{cases} -\frac{g_4}{2} \rho x_4^2 - g x_4 (\rho l_3 + q (l_1 + l_2)) - \frac{g^2}{2g_4 \rho} (\rho l_3 + q (l_1 + l_2))^2, & 0 \leq x_4 \leq l_1; \\ 0, & l_1 < x_4 < l_2; \\ -\frac{g_4}{2} \rho x_4^2 + x_4 (\rho g_4 l_4 - q g (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)) - \frac{1}{2g_4 \rho} \times (\rho g_4 l_4 - q g (l_1 + l_2 + l_3 + l_4))^2, & l_2 \leq x_4 \leq l_4, \end{cases} \quad (8)$$

де F_p – сила розчеплення замкової пари;

F_0 – інтенсивність рівномірно розподіленої по довжині прихоплювальної сили;

$$l_1 = \frac{F_p/g - F (\rho l_3 + q (l_1 + l_2))}{F_0/g + \rho F};$$

$$l_2 = l_4 - \frac{q F (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)}{F_0/g + \rho F}.$$

Довжина прихопленої ділянки визначається з виразу

$$l = l_4 - \frac{F_p/g - F(\rho l_3 - q(l_3 + l_4))}{F_0/g + \rho F}. \quad (9)$$

До моменту розчеплення замкової пари БК перебувала у стані спокою

$$\dot{u}_j(x_j, 0) = 0, \quad j = \overline{1, 4}. \quad (10)$$

Таким чином, розрахунок залежностей основних динамічних характеристик механічного яса на першому циклі удару від параметрів БК полягає в інтегруванні системи гіперболічних диференціальних рівнянь (1) з частинними похідними з урахуванням крайових умов (2)-(4) та початкових умов руху (5)-(10).

Частотні спектри аварійного та прихопленого компонувань бурильної колони

Оскільки рівняння частот АКБК трансцендентне

$$F\sqrt{\rho} \left[(c_0 - m_0 p_1^2) \operatorname{tg} \left(\frac{p_1 l_1}{a_1} \right) + 1 \right] \operatorname{tg} \left(\frac{p_1 l_2}{a} \right) = F_1 \sqrt{\rho_1} \left[c_0 - m_0 p_1^2 - F_1 p_1 a_1 \rho_1 \operatorname{tg} \left(\frac{p_1 l_1}{a_1} \right) \right], \quad (11)$$

то воно не має розв'язків в елементарних функціях, тому спектр частот несинхронний. Частотний спектр аварійного компонування БК p_{1k} ($k=1, 2, \dots, \infty$) можна отримати лише чисельними методами.

Рівняння власних частот коливань ПКБК звелось до виразу $\sin \frac{p_2}{a}(l_3 + l_4) = 0$, а гармоніки частотного спектру прихопленого компонування визначаються з рівності $p_{2k} = \frac{a\pi k}{l_3 + l_4}$ ($k=1, 2, \dots, \infty$) і не залежать від поперечного перерізу бурильних труб, а тільки від загальної довжини ПКБК.

Деформація контакту та сила удару механічного яса

Якщо відносно переміщення нижнього кінця аварійного (бойок) і верхнього кінця прихопленого (ковадло) компонування БК у будь-який момент часу перевищує переміщення, викликане відносною швидкістю

$$u_2(l_2, t_y) - u_3(0, t_y) > [\dot{u}_3(0, t_y) - \dot{u}_2(l_2, t_y)](t + t_y), \quad (12)$$

то удару не відбудеться. У протилежному випадку відбудеться взаємодія обох компонувань БК, момент зустрічі яких (бойка і ковадла) t_y визначаємо з виразу

$$u_2(l_2, t_y) - u_2(l_2, 0) = s + [u_3(0, t_y) - u_3(0, 0)], \quad (13)$$

де s – вільний хід ударного механізму.

Зближення кінців обох компонувань БК відбувається за рахунок контактної деформації w , яку можна визначити з рівності

$$w(t + t_y) = [\dot{u}_3(0, t_y) - \dot{u}_2(l_2, t_y)](t + t_y) - [u_2(l_2, t_y) + u_3(0, t_y)]. \quad (14)$$

Закон зміни зближення тіл $w(t + t_y)$ визначаємо при початковій швидкості зближення $\dot{w}(t_y) = \dot{u}_2(l_2, t_y) - \dot{u}_3(0, t_y)$ і деформації $w(t_y) = 0$ із системи диференціальних рівнянь руху нижнього торця аварійного і верхнього торця прихопленого компонувань БК

$$\begin{cases} \ddot{u}_2(l_2, t + t_y)(\rho_1 F_1 l_1 + \rho F l_2) = -F_{y\partial}(t + t_y); \\ \ddot{u}_3(0, t + t_y) F \rho (l_3 + l_1) = F_{y\partial}(t + t_y), \end{cases} \quad (15)$$

де $F_{y\partial}(t + t_y)$ – сила удару за законом Герца пов'язана із зближенням залежністю $F_{y\partial}(t + t_y) = k w^{1.5}(t + t_y)$,

$k = \frac{2E\sqrt{2R}}{3(1-\mu^2)}$ – коефіцієнт Герца (μ – коефіцієнт Пуассона), а прискорення зближення контактних поверхонь згідно з (14) $\ddot{w}(t + t_y) = \ddot{u}_2(l_2, t + t_y) - \ddot{u}_3(0, t + t_y)$.

Тривалість удару τ визначаємо у кінці третього циклу удару з умови $w(t_y + \tau) = 0$. Із системи рівнянь (15) з урахуванням закону Герца, коли швидкість зближення тіл $\dot{w}(t_y + t_1) = 0$, визначаємо максимальне значення контактної деформації бойка і ковадла

$$w_{\max} = w(t_y + t_1) = \quad (16)$$

$$= \left(\frac{5}{4k} \frac{\rho F (l_3 + l_1)(\rho_1 F_1 l_1 + \rho F l_2)}{\rho_1 F_1 l_1 + \rho F (l_2 + l_3 + l_1)} \dot{w}^2(t_y) \right)^{0.4}.$$

Відповідно ударна сила в цей момент досягає свого максимального значення

$$F_{\max} = F_{y\partial}(t_y + t_1) = \quad (17)$$

$$= \left(1,25 \sqrt[3]{k^2} \frac{\rho F (l_3 + l_1)(\rho_1 F_1 l_1 + \rho F l_2)}{\rho_1 F_1 l_1 + \rho F (l_2 + l_3 + l_1)} \dot{w}^2(t_y) \right)^{0.6}.$$

Динамічні характеристики механічного яса

На основі розробленої математичної моделі визначимо динамічні характеристики процесу ліквідації прихоплення ударним способом на етапі розгону аварійного компонування та удару бойка об ковадло [6]. Згідно гіпотези Ньютона швидкості низу АКБК і верху ПКБК до t_y й відразу $t_y + \tau$ після удару пов'язані залежністю

$$k = \frac{\dot{u}_3(0, t_y + \tau) - \dot{u}_2(l_2, t_y + \tau)}{\dot{w}(t_y)}. \quad (18)$$

Таблиця 1 – Основні параметри обважнених бурильних труб

| Зовнішній D | Внутрішній d | Площа перерізу $F_2, \text{см}^2$ | Маса однієї труби, кг | Маса 1 м труби $m_2, \text{кг/м}$ | Густина $\rho_2, \text{кг/м}^3$ |
|---------------|----------------|--------------------------------------|--------------------------|--------------------------------------|------------------------------------|
| 139,7 | 57,2 | 127,6 | 905 | 98,907 | 7752,4 |
| 146,1 | 57,2 | 141,95 | 1009 | 110,27 | 7768,6 |
| 152,4 | 57,2 | 156,7 | 1114 | 121,75 | 7768,7 |
| 158,8 | 57,2 | 172,4 | 1224 | 133,77 | 7761,1 |
| 165,1 | 57,2 | 188,4 | 1340 | 146,45 | 7773,8 |
| 171,5 | 57,2 | 205,3 | 1460 | 159,56 | 7771,9 |
| 177,8 | 71,4 | 208,2 | 1481 | 161,86 | 7772,4 |
| 184,2 | 71,4 | 226,45 | 1607 | 175,63 | 7755,9 |
| 190,5 | 71,4 | 245,0 | 1741 | 190,27 | 7766,8 |
| 196,9 | 71,4 | 264,5 | 1877 | 205,14 | 7756,9 |
| 203,2 | 71,4 | 284,25 | 2018 | 220,55 | 7758,8 |
| 209,6 | 71,4 | 305,0 | 2168 | 236,94 | 7768,4 |
| 215,9 | 71,4 | 326,1 | 2315 | 253,01 | 7759,6 |

Швидкості $\dot{u}_2(l_2, t_y + \tau)$ й $\dot{u}_3(0, t_y + \tau)$ знаходять з рівності (18) та закону збереження кількості руху

$$\begin{aligned} \dot{u}_2(l_2, t_y + \tau) = \dot{u}_3(0, t_y + \tau) = & \\ = \left\{ \int_0^{l_1} \dot{u}_1(x_1, t_y) \rho_1 F_1 dx_1 + F \rho \left(\int_0^{l_2} \dot{u}_2(x_2, t_y) dx_2 + \right. \right. & \\ \left. \left. + \int_0^{l_3} \dot{u}_3(x_3, t_y) dx_3 + \int_0^{l_4} \dot{u}_4(x_4, t_y) dx_4 \right) \right\} \times & \\ \times \left\{ \rho_1 F_1 l_1 + F \rho (l_2 + l_3 + l_4) \right\}^{-1}. & \end{aligned} \quad (19)$$

Тривалість удару τ знаходять із системи рівнянь

$$\begin{cases} w(t_y + \tau) = \frac{4}{5} k \frac{\rho_1 F_1 l_1 + \rho F (l_2 + l_3 + l_4)}{\rho F (l_3 + l_4) (\rho_1 F_1 l_1 + \rho F l_2)} \times \\ \times \left[\sqrt{w^5(t_y + \tau)} - \sqrt{w^5(t_y + t_1)} \right]; & (20) \\ w(t_y + \tau) = \left[\dot{u}_3(0, t_y) - \dot{u}_2(l_2, t_y) \right] (t_y + \tau) - \\ - \left[u_2(l_2, t_y) + u_3(0, t_y) \right]. \end{cases}$$

Відповідно кінетична енергія БК до удару внаслідок пружних деформацій

$$T_1 = \frac{1}{2} \left[\int_0^{l_1} \dot{u}_1^2(x_1, t_y) \rho_1 F_1 dx_1 + \rho F \left(\int_0^{l_2} \dot{u}_2^2(x_2, t_y) dx_2 + \right. \right. \\ \left. \left. + \int_0^{l_3} \dot{u}_3^2(x_3, t_y) dx_3 + \int_0^{l_4} \dot{u}_4^2(x_4, t_y) dx_4 \right) \right]; \quad (21)$$

після удару

$$T_2 = \frac{1}{2} \left[(\rho_1 F_1 l_1 + \rho F l_2) \dot{u}_2^2(l_2, t_y + \tau) + \right. \\ \left. + \rho F (l_3 + l_4) \dot{u}_3^2(0, t_y + \tau) \right]; \quad (22)$$

передана прихопленому компоненту

$$T_{np} = \frac{1}{2} \rho F (l_3 + l_4) \dot{u}_2^2(l_2, t_y + \tau). \quad (23)$$

Щоб оцінити вплив основних параметрів аварійного компонентування також визначимо коефіцієнт поновлення $k = \sqrt{T_2/T_1}$, енергію втрачених швидкостей $\Delta T = \frac{1-k}{1+k} (T_1 - T_2)$, коефіцієнт передачі енергії $\eta = T_{np}/T_1$ [7].

Результати досліджень

Дослідження динамічних характеристик, що мають місце в процесі вивільнення прихопленої БК за допомогою механічного яса проводились на прикладі компонентування з параметрами: $D_1 = 139,7$ мм, $D_2 = D_3 = D_4 = D$, $d_1 = 117,7$ мм, $d_2 = d_3 = d_4 = d$ – зовнішні й внутрішні діаметри, $F_1 = 4448$ мм², $F_2 = F_3 = F_4 = F$ – площі поперечних перерізів; $\rho_1 = 7869,5$ кг/м³, $\rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = \rho$ – густини матеріалів, з яких виготовлено бурильні труби; $l_1 = 1400$ м, $l_3 = 1$ м, $l_4 = 20$ м – довжини, $\alpha_1 = 48,4$ кг/с, $\alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_4 = 380,4$ кг/с – коефіцієнт в'язкого тертя секцій БК; $R = 0,4$ м – радіус, $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуассона нижнього торця аварійної і верхнього торця прихопленого компонентування; $m_0 = 9855$ кг – зведена маса талевої системи; $c_0 = 53$ МН/м – коефіцієнт жорсткості талевих канатів; $q = 1200$ кг/м³ – густина промивальної рідини; $F_0 = 0,6$ МН/м – інтенсивність розподіленої прихоплювальної сили; $f_0 = 0,3$ – коефіцієнт сухого тертя БК об кірку свердловини; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності Юнга. Параметри ОБТ вибирались згідно [8-10], їх наведено у таблиці 1.

Усі параметричні дослідження роботи механічного яса були одержані чисельним інтегруванням за допомогою комп'ютерної програми символічної математики [11, 12].

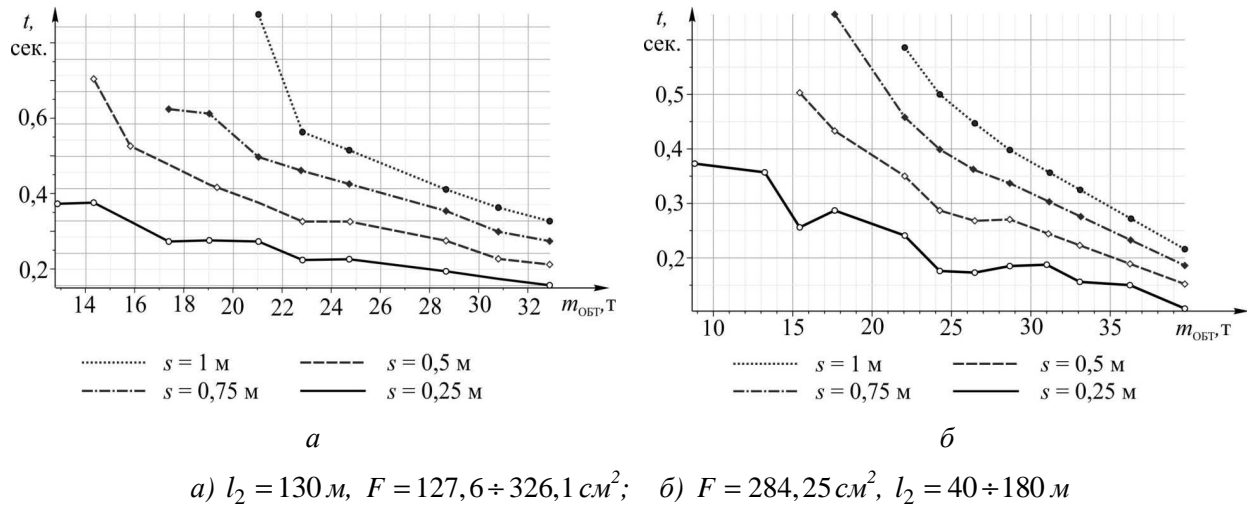


Рисунок 2 – Залежність часу розгону до зустрічі бойка і ковадла від маси ОБТ для різного ходу бойка s

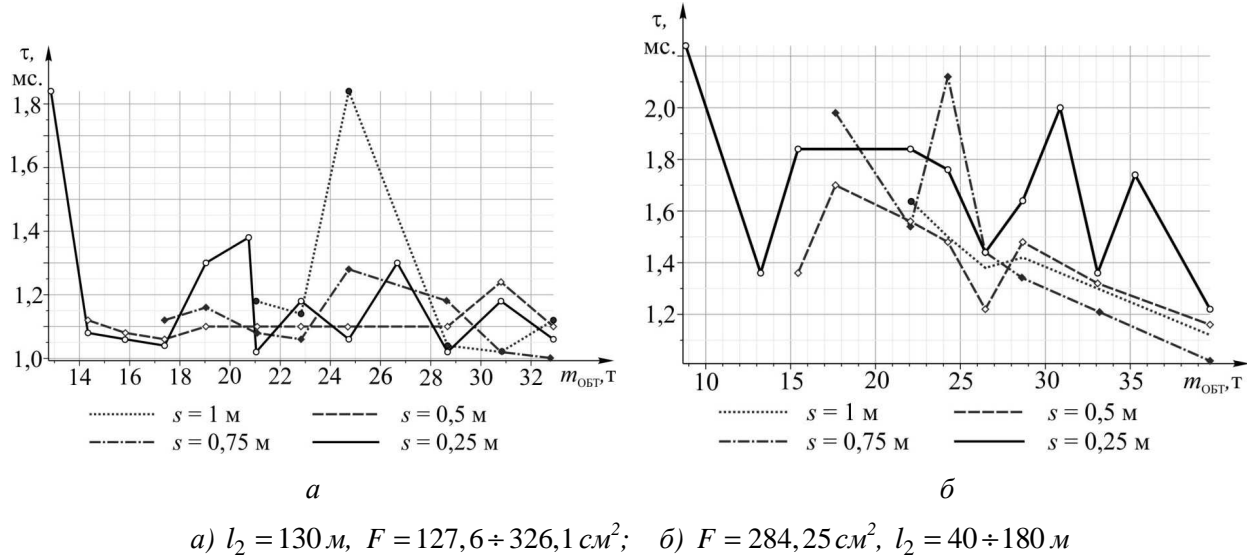


Рисунок 3 – Залежність тривалості удару від маси ОБТ для різного ходу бойка s

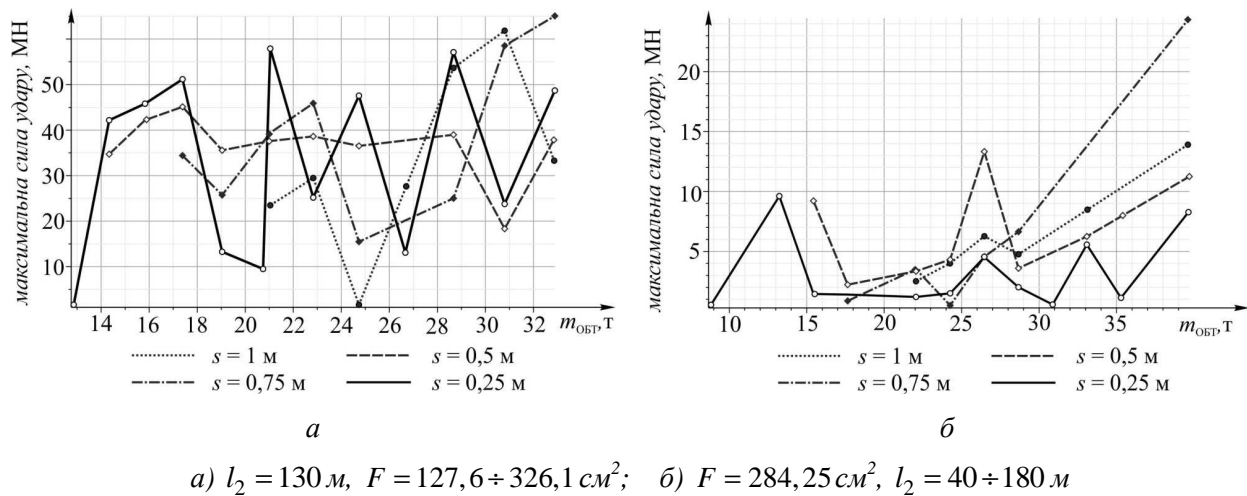
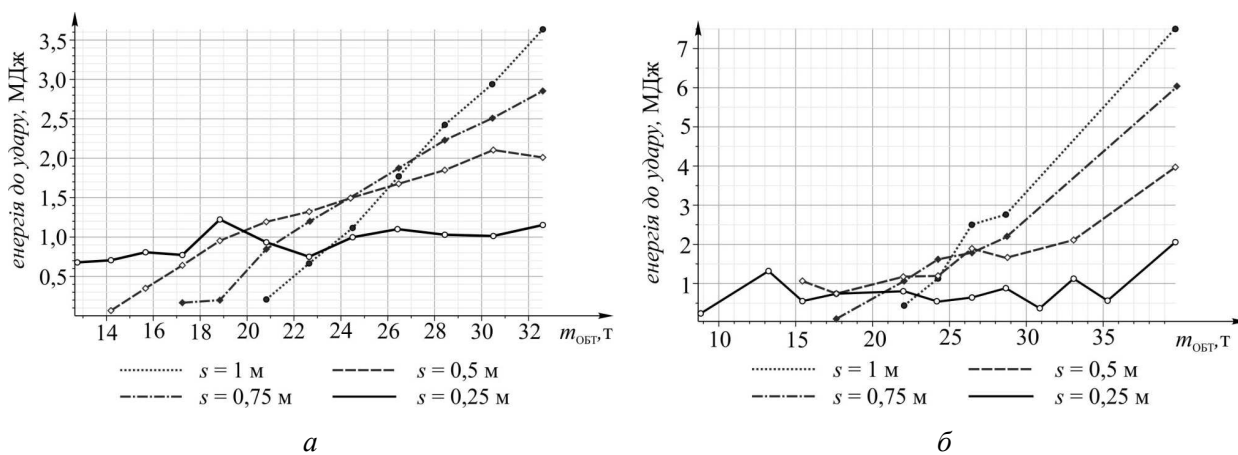
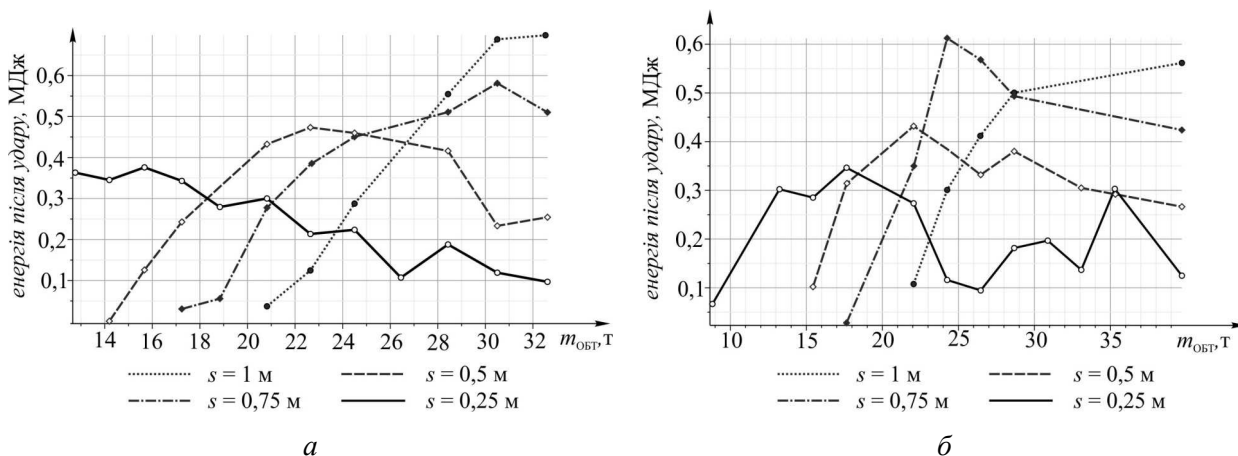


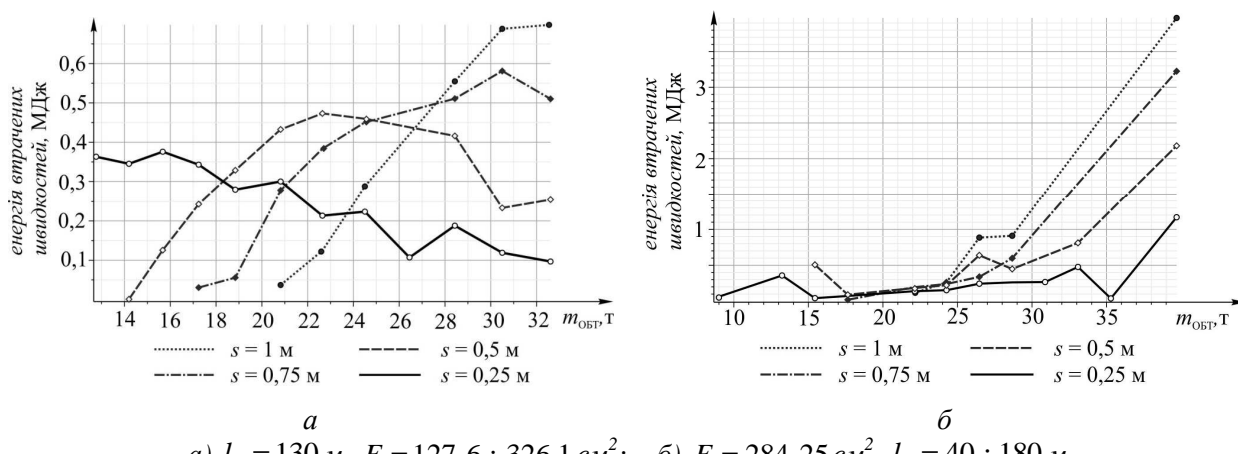
Рисунок 4 – Залежність максимальної сили удару від маси ОБТ для різного ходу бойка s



а) $l_2 = 130 \text{ м}$, $F = 127,6 \div 326,1 \text{ см}^2$; б) $F = 284,25 \text{ см}^2$, $l_2 = 40 \div 180 \text{ м}$
Рисунок 5 – Залежність енергії БК до удару від маси ОБТ для різного ходу бойка



а) $l_2 = 130 \text{ м}$, $F = 127,6 \div 326,1 \text{ см}^2$; б) $F = 284,25 \text{ см}^2$, $l_2 = 40 \div 180 \text{ м}$
Рисунок 6 – Залежність енергії БК після удару від маси ОБТ, отримані для різного ходу бойка s



а) $l_2 = 130 \text{ м}$, $F = 127,6 \div 326,1 \text{ см}^2$; б) $F = 284,25 \text{ см}^2$, $l_2 = 40 \div 180 \text{ м}$
Рисунок 7 – Залежність втрати енергії при ударі від маси ОБТ, отримані для різного ходу бойка s

На рис. 2-6 показано зміну динамічних характеристик механічного яса залежно від маси ОБТ та ходу ударного пристрою. Перша серія досліджень проводились при довжині обважненої бурильної труби $l_2 = 130 \text{ м}$ та змінній площі поперечного перерізу $F = 127,6 \div 326,1 \text{ см}^2$. Результати цих досліджень представлено на рис. 2, а – 7, а. Друга серія досліджень проводились при площі поперечного перерізу

$F = 284,25 \text{ см}^2$ та змінній довжині ОБТ $l_2 = 40 \div 180 \text{ м}$. Результати цих досліджень представлено на рис. 2, б – 7, б.

З графіків, зображених на рис. 2, видно, що час розгону практично пропорційно залежить від ходу ударного механізму. Таким чином, хвиля деформацій проходить від верхнього кінця бурильної колони до місця встановлення механічного яса за час від 0,1 до однієї секунди.

Тривалість удару (рис. 3) вимірюється мілісекундами і знаходиться в межах від однієї до 2,5 мс. Із збільшенням маси ОБТ та ходу механічного яса тривалість удару незначно зменшується.

Максимальна сила удару (рис. 4) вимірюється меганьютонами і при однаковій масі ОБТ майже на порядок менша при змінній довжині порівняно зі змінною площею поперечного перерізу. Однак, максимальна величина ударної сили майже не залежить від збільшення площі поперечного перерізу ОБТ і різко зростає із збільшенням довжини ОБТ [13].

З графіків, зображених на рис. 5 і 6, видно, що внаслідок пружних деформацій БК механічна система отримує кінетичну енергію, що досягає мегаджоулів (рис. 5). При цьому вона збільшується із збільшенням маси ОБТ і досягає однакових величин при змінній масі та довжині ОБТ. Більша частина набутої енергії (>75%) передається на прихоплену ділянку труб, що призводить до руйнування накладених в'язей та зміну реологічних властивостей прихоплюючого середовища (рис. 6). Варто зазначити, що збільшення маси ОБТ досить ефективно, оскільки призводить до різкого збільшення накопиченої енергії, разом з тим енергія після удару майже незмінна. Тобто, основна енергія витрачається на ліквідацію прихоплення БК.

З графіків, зображених на рис. 7, видно, що залежність енергії втрачених швидкостей при змінній площі поперечного перерізу незначна порівняно із залежністю від зміни довжини.

Висновки

У пакеті символічної математики проведено розрахунки основних динамічних характеристик роботи аварійних компонентів при ліквідації прихоплення бурової колони ударним способом, які дозволяють аналізувати і обґрунтувати ефективність роботи механічного яса.

Встановлено, що тривалість часу розгону бойка прямопропорційно залежить від довжини s і складає від 0,5 до 1,5 с. Для ефективної роботи аварійного компоненту хід бойка варто вибирати в межах $s = 50..150$ см. Тривалість удару τ знаходиться в межах від однієї до 2,5 мсек. Зі збільшеннями маси ОБТ та ходу s механічного яса тривалість удару незначно зменшується. Більша частина набутої енергії (понад 75%) передається на прихоплену ділянку труб, що веде до руйнування накладених в'язей та зміну реологічних властивостей прихоплюючого середовища.

Втрати кінетичної енергії аварійного компоненту бурової колони під час удару порівняно незначні і складають від 2,5% до 10% від кінетичної енергії аварійного компоненту до удару. Отже, збільшення маси ОБТ досить ефективно, оскільки веде до різкого збільшення накопиченої енергії, більша частина якої витрачається на ліквідацію прихоплення бурового інструменту.

1 Басарьгин Ю. М. Технология капитального и подземного ремонта нефтяных и газовых скважин / Ю. М. Басарьгин, А. И. Булатов – Краснодар: Сов. Кубань, 2002. – 584 с.

2 Зарубежная техника и технология ликвидации прихватов колонн труб в глубоких скважинах / И. А. Серенко, Н. А. Сидоров, Ю. А. Пешалов и др. // РНТС: Бурение. – М.: ВНИИОЭНГ, 1977. – 115 с.

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

4 Злотников Г. П. Возможности прогнозирования кризисной ситуации в отношении прихвата буровой колонны / Г. П. Злотников // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2007. – №6. – С. 6-8.

5 Мойсисин В. М. Динамика буровой колонны при ликвидации прихвата ударным способом / В. М. Мойсисин, З. В. Кулинин // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ: всеукр. шокварт. наук.-техн. журнал. – 2003. – Вип. 4 (9). – С. 10-18.

6 A Task Force Approach to Reducing Stuck Pipe Costs / W. B. Bradley, D. Jarman, R. S. Plott, R. D. Wood, T. R. Schofield, R. A. Auflick, D. Cocking // SPE/IADC Drilling Conference, 11-14 March, 1991, Amsterdam, Netherlands.

7 Кильчевский Н. А. Динамическое контактное сжатие твердых тел. Удар / Н. А. Кильчевский. – К.: Наукова думка, 1976. – 318 с.

8 Marcus R. Skeem. Drillstring Dynamics During Jar Operation / Skeem Marcus R., Friedman Morton B., Walker Bruce H. // SPE Journal of Petroleum Technology. Vol. 31 (November 1979), No 11.

9 Справочник нефтяника / В. Н. Нюняйкин, Ф. Ф. Галеев, Ю. В. Зейгман, Г. А. Шамаев. – Уфа: Башкортостан, 2001. – 260 с.

10 Ферштер А. В. Выбор оптимальных условий работы яса / А. В. Ферштер, Б. А. Блейх, С. А. Шейнбаум // Нефтяное хозяйство. – 1977. – №2. – С. 17-19.

11 William P. Fox. Mathematical Modeling with Maple / P. Fox. William. – 2012. – 592 p.

12 Аладьев В. З. Программирование в пакетах Maple и Mathematica: Сравнительный аспект / В. З. Аладьев, В. К. Бойко, Е. А. Ровба. – Гродно: Гродненский госуниверситет, 2011. – 517 с.

13 Харченко Є. В. Дослідження динаміки вивільнення прихопленої колони труб / Є. В. Харченко, А. В. Гутий // Технічні вісті. – 2007. – №1(25), 2(26). – С. 28-32.

Стаття надійшла до редакційної колегії 12.02.15

Рекомендована до друку професором Векериком В.І. (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ) д-ром техн. наук Куцьком Я.В. (Інститут «Науково-дослідне і конструкторське бюро бурового інструменту», м. Київ)

ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ЕФЕКТИВНОГО ЗАСТОСУВАННЯ БУРОВОГО ЯСА НА МАЛИХ ГЛИБИНАХ

В.М. Чарковський

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727144,
e-mail: e k o n . p i d @ n u n g . e d u . u a

Охарактеризовано різні способи вивільнення КНБК від втрати рухомості у свердловині з точки зору витрат ресурсів. Показано, що найменшими ресурсними витратами характеризується технологія ліквідації аварій за допомогою бурового яса. Запропоновано нелінійну математичну модель для визначення умов роботи бурового яса на малих глибинах. За цією моделлю можна розраховувати переміщення верхнього перерізу аварійної колони для рухомих з'єднань між вертлюгом та буровим гаком. Виконано основні дослідження на базі запропонованої моделі. За результатами досліджень сформульовано основні вимоги до режимних параметрів роботи бурового яса на малих глибинах. Доведено, що переміщення верхнього перерізу аварійної колони при роботі бурового яса можуть бути значними. Даються рекомендації щодо вибору ефективних умов нанесення ударних навантажень.

Ключові слова: математична модель, верхні граничні умови, буровий яс.

Дана характеристика різних способів освоєння КНБК от потери подвижности в скважине с точки зрения затрат ресурсов. Показано, что наименьшими ресурсными затратами характеризуется технология ликвидации аварий с помощью бурового яса. Предложена нелинейная математическая модель для определения условий работы бурового яса на малых глубинах. По этой модели можно рассчитывать перемещения верхнего сечения аварийной колонны для подвижных соединений между вертлюгом и буровым крюком. Выполнены основные исследования на базе предложенной модели. По результатам исследований сформулированы основные требования к режимным параметрам работы бурового яса на малых глубинах. Доказано, что перемещения верхнего сечения аварийной колонны при работе бурового яса могут быть значительными. Даются рекомендации по выбору эффективных условий нанесения ударных нагрузок.

Ключевые слова: математическая модель, верхние граничные условия, буровой яс.

The characteristic of different ways for releasing a stuck BHA in a well is provided from the point of view of resources utilization. It is shown that the least resources utilization characterizes methods for fishing operations with the help of a drilling jar. A nonlinear mathematical model to determine conditions of the drilling jar operation at shallow depths was developed. The mathematical model can calculate movement of the upper section of the emergency drillstring for movable joints between swivel and drilling hook. The main studies were conducted on the basis of the developed model. The major requirements for operational parameters of the drilling jar at shallow depths were formulated on the basis of the study results. It is proved that the movement of the upper section of the emergency drillstring can be significant when the drilling jar operates. The recommendations for choosing effective conditions for delivering shock loads are provided.

Key words: mathematical model, upper boundary conditions, drilling jar.

Постановка проблеми дослідження

Переважає більшість досліджень динаміки роботи бурового (або ловильного) яса, що виконувалися раніше, базувалася на вхідних даних, взятих із практики буріння глибоких свердловин на нафту й газ [1]. Сучасні умови господарювання у нафтовидобутку на Прикарпатті відзначаються залученням малих підприємств приватної та колективної форм власності для дорозробки старих родовищ, а також бурових робіт на малодобірних площах. Умови буріння при цьому у своїй переважній більшості характеризуються невеликою (до 1200м) глибиною свердловин та значним зносом бурового обладнання й інструменту. Поєднання цих умов призводить до того, що верхні нестійкі геологічні горизонти розбувають досить тривалий період часу, інколи до декількох місяців. Як наслідок, тривала взаємодія системи «буровий розчин – бурильна колона – стінки свердловини» призводить до зменшення міцності гірських порід з подальшим виникненням таких ускладнень, як осипання порід, кавернуотво-

рення, жолобоутворення, які, у свою чергу, є першопричинами непередбачуваної втрати рухомості колони труб у свердловині.

Огляд останніх досліджень і публікацій

Виконавці бурових робіт для попередження подібних геологічних ускладнень традиційно приділяють підвищену увагу до якості бурових розчинів, використовуючи сучасні полімерні добавки для зменшення водовіддачі та добавки-інгібітори для зміцнення стінок свердловини. Але за такого підходу виникає інша проблема – проблема економії коштів на витратах, що характерно для малих підприємств приватної та колективної форм власності. Якими би не були досконаліми розрахунки на предмет знаходження збалансованості між витратами на буріння і непередбачуваними явищами у свердловині, спричиненими геологічними умовами, вони не можуть повністю виключити імовірність виникнення аварійної ситуації [2]. А тому як невеликі бурові підприємства, так і великі бурові підприємства повинні мати в своєму запасі

Таблиця 1 – Порівняння способів ліквідації аварій, що застосовуються найчастіше

| Спосіб | Залучені додаткові ресурси | | | |
|---|------------------------------|--|---|-----------------------------|
| | Витрати часу бурової бригади | Послуги інших підрозділів та організацій | Обладнання: цементувальні агрегати, геофізичне обладнання | Інші механізми та матеріали |
| 1. Встановлення ванни | + | - | + | + |
| 2. Торпедування | + | + | + | + |
| 3. Застосування пакера (зниження рівня) | + | - | - | + |
| 4. Застосування бурового яса | + | - | - | + |
| 5. Оббурювання | + | + | - | + |

традиційні способи і відповідні методи ліквідації аварій з колоною бурильних труб при бурінні в тому числі неглибоких свердловин.

У табл. 1 наведено порівняльний аналіз способів ліквідації аварій, що застосовуються найчастіше і пов'язані з втратою рухомості колони бурильних труб, з точки зору додаткових на ліквідацію аварії витрат.

Застосування пакера та зниження рівня бурового розчину з метою звільнення бурильного інструменту від перепаду тиску є небезпечним з точки зору виникнення іншого геологічного ускладнення – флюїдопроявів, а тому рекомендується тільки за певних безпечних умов виконання аварійних робіт та геологічних умов, за яких труби втратили рухомість.

Оббурювання інструменту, що тимчасово втратив рухомість у свердловині, є гарантованим, але водночас – найвитратнішим способом ліквідації аварії через значні витрати часу та матеріалів при роботі бурової установки та бурової бригади. Технологія виконання цих робіт передбачає також значні витрати часу та засобів на виготовлення оббурювальних фрезерів із обсадних труб та інших матеріалів. Фрезери характеризуються індивідуальною конструкцією, яка розробляється з урахуванням геометрії залишеного у свердловині інструменту. Якщо залишений інструмент великої довжини, то час оббурювання може перевищувати час буріння свердловини в аналогічному інтервалі. Після оббурювання певної частини залишеного у свердловині інструменту оббурювальний фрезер піднімають і опускають бурильний інструмент, щоб відкрити частину вже звільненого інструменту та підняти його на поверхню. У деяких випадках відкрити залишений інструмент аварійною колоною, складеною бурильними трубами із правою різьбою, не вдається. У цих випадках на бурову завозять бурильні труби з лівою різьбою і заново складають аварійну колоною із цих бурильних труб, що вимагає ще більше часу та коштів на ліквідацію аварії.

Серед наведених способів (табл.1) найприближчим з точки зору додаткових витрат є застосування бурового яса або ударного механізму (УМ), що узгоджується із класифікацією способів, поданою в роботі [1]. Щодо загальноприйнятої термінології, то термін «ударний ме-

ханізм» частіше вживають для бурового яса із гідравлічним замковим пристроєм, який прийнято застосовувати на великих глибинах та з великими зусиллями створення ударів. Напевно, саме у зв'язку із цими умовами застосування прийнято вважати, що гідравлічні ударні механізми мають кращі енергетичні параметри при нанесенні ударних навантажень, ніж їх простіші за конструкцією механічні аналоги. Термін «механічний яс» стосується ударного механізму із замковим пристроєм механічного типу. Якщо дати об'єктивну оцінку двом типам УМ, то гідравлічний яс переважатиме механічний з точки зору зносостійкості замкового пристрою. Це є суттєвою перевагою у ресурсі роботи УМ гідравлічного типу, хоча з точки зору економії на витратах тут також не все однозначно, тому що гідравлічні УМ, як правило, дорожчі за механічні.

Також існують обмеження на температурні умови у свердловині при застосуванні гідравлічних УМ. Справа в тому, що гідравлічний тип замкового пристрою може спрацьовувати на розрядку тільки за наявності в'язкого мастила всередині корпусу УМ. При високих температурах в'язкість масла зменшується, а значить зменшується зусилля, яке дає можливість створити необхідної величини пружну деформацію аварійної колони для забезпечення достатньої сили удару. Така ситуація призводить до того, що або гідравлічний УМ потрібно заправляти спеціальними рідинами, або взагалі замінювати їх механічними ясами. Як правило, існуючі конструкції УМ гідравлічного типу призначені для застосування у свердловинах з температурним режимом до 100°C. Інша проблема при застосуванні гідравлічних УМ пов'язана із високими перепадами тисків всередині корпусу та у свердловині, що призводить до заміни мастила буровим розчином та, як наслідок, втрати енергетичних характеристик. Але ця проблема у сучасних конструкціях УМ гідравлічного типу вирішена завдяки застосуванню спеціальних термобарокомпенсаторів. На теперішній час УМ як гідравлічного, так і механічного типів досить поширені завдяки відносно нескладній та недорогій технології свого застосування.

Що стосується термінів «буровий яс» та «ловильний яс», то вони походять від того, як

саме застосовують УМ. Якщо УМ застосовують у складі КНБК постійно при бурінні свердловини, то вживають термін «буровий яс». Якщо УМ спеціально спускають у свердловину для виконання аварійних робіт, то кажуть, що буровий яс використовують у ловильних роботах або вживають термін «ловильний яс». У вітчизняній практиці саме останній варіант застосування УМ (ловильний варіант) є найбільш поширеним.

Технологія виконання ловильних робіт також нескладна. Спочатку вибирають місце роз'єднання колони. При цьому враховують не тільки природу та місце виникнення утримуючої сили, але і наявність каверн поблизу та склад колони у місці роз'єднання. Для роз'єднання у вибраному місці колону натягують із силою, розрахованою таким чином [1], щоб різьбове з'єднання, яке має відкручуватися не знаходилося під навантаженням. Якщо відкрити різьбу все ж таки не вдається або вдається набагато вище від визначеного місця, то до виконання робіт залучають геофізичну партію і в колону бурильних труб спускають торпеду, вибухова хвиля якої послаблює різьбу. Після роз'єднання та підйому на поверхню бурильних труб, збирають та спускають аварійну колону у складі «безпечний перевідник – УМ – ОБТ – бурильні труби». Безпечний перевідник тут потрібен для наступного гарантованого роз'єднання у випадку необхідності підняти УМ. Після того, коли аварійну колону спустили майже до «голови» залишеного інструменту, то обов'язково запускають бурові насоси і фіксують тиск промивання. Потім дуже обережно з прокручуванням доспускають колону до попередньо визначеного місця, слідкуючи за тиском. Ріст тиску свідчить про те, що різьба ніпеля безпечного перевідника зайшла в різьбу муфти залишеного інструменту. Після цього насоси відключають, різьбу закручують під невеликим розвантаженням колони і приступають до створення ударних навантажень з допомогою УМ.

Невирішені частини проблеми дослідження

Окрім врахування необхідної величини пружної деформації аварійної колони, єдине спірне питання, яке може вирішити застосовувати чи не застосовувати бурові яси на невеликих глибинах – це вплив вібрації та коливальних процесів на стан наземного бурового обладнання, в першу чергу – на стан та стійкість талевої системи бурової установки. Якщо перший фактор детально враховується в інструкціях із застосування УМ гідравлічного типу, то для відповіді на друге питання потрібно скласти та досліджувати математичні моделі.

Мета даної статті – оцінити умови та ефективність застосування бурового яса при провдці відносно неглибоких свердловин.

Виклад основного матеріалу

Для цього у даній статті використано математичну модель [3], побудовану на вільних

поздовжніх коливаннях зосереджених мас на невагомих пружних елементах. Бурильна колона представлена 20-ма зосередженими масами. Для врахування коливань талевої системи бурової установки в системі диференціальних рівнянь додатково сформовано диференціальне рівняння, що описує коливання гакоблока на талевому канаті. Це дозволило змоделювати верхню граничну умову, яка має місце в реальній механічній системі. Разом з тим, система лінійних диференціальних рівнянь [3] перетворилася на нелінійну математичну модель, яку вдалося розв'язати за допомогою програмних засобів у математичному пакеті *Mathcad*, змінюючи початкові умови розв'язку рівнянь на певному етапі коливального процесу. При цьому враховувалося, що на певному етапі коливального процесу переміщення верхнього перерізу колони вниз здійснюються масами вертлюга, гака та талевого блока разом, а переміщення вгору – це переміщення тільки вертлюга.

Таким чином, основною математичною моделі стала система диференціальних рівнянь

$$M_0 x_0'' + c_0 x_0 - c_1 (x_1 - x_0) = 0, \quad (1)$$

$$m_0 x_0'' + c_1 (x_1 - x_0) = 0, \quad (2)$$

$$m_i x_i'' + h_i x_i' + c_i (x_i - x_{i-1}) = 0, \quad (3)$$

що розв'язується за початковими умовами

$$x_i(t=0) = \frac{-F_{\text{н}}}{c_i}, \quad (4)$$

$$x_i'(t=0) = 0, \quad (5)$$

де індекс i стосується відповідної маси m_i коливальної системи;

M_0 та m_0 – маси гакоблока з вертлюгом та вертлюга на різних етапах коливального процесу;

x_i – переміщення відповідної маси;

$F_{\text{н}}$ – сила натягу аварійної колони, необхідна для розрядки бурового яса;

c_i – жорсткість i -го пружного елемента;

h_i – коефіцієнт в'язкого опору у свердловині на ділянці коливання i -ої маси.

У системі (1), (2) та (3) на певному етапі коливань необхідно вибрати між рівняннями (1) та (2), які доповнюватимуть решту системи (3). При цьому бралася до уваги, що жорсткості талевого канату та колони бурильних труб є різними, а зчеплення між вертлюгом та гакоблоком працює тільки на розтяг. Якщо переміщення x_1 вертлюга стане більшим за переміщення x_0 гакоблока, то рівняння (1) в системі потрібно замінити на рівняння (2) і навпаки, рівняння (2) потрібно виключити із системи рівнянь у випадку, якщо вся коливальна система працює тільки на розтяг.

За нелінійною математичною моделлю із 20-ма степенями вільності, виконані розрахунки для оцінки можливих переміщень маси вертлюга при роботі бурового яса, а також коливальних процесів системи «аварійна колона – буровий яс – заклинений інструмент» у післяударному періоді. Результати розрахунків представлено у табл.2 – табл.5.

Таблиця 2 – Результати дослідження коливальних процесів у післяударному періоді при ході бойка УМ 50мм

| Довжина колони, м | Сила розрядки бурового яса, кН | | | | | |
|---|--------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| | 50 | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 |
| Максимальні переміщення, мм: у чисельнику – сумарні переміщення додатного півперіоду коливань, у знаменнику – сумарні переміщення всієї коливальної системи у початковому півперіоді коливань | | | | | | |
| 200 | - | - | - | 33/-76 | 63/-104 | 85/-140 |
| 300 | - | - | 37/-97 | 55/-148 | 81/-196 | 112/-238 |
| 400 | - | 22/-82 | 45/-149 | 64/-220 | 90/-290 | 124/-343 |
| 500 | - | 30/-120 | 54/-204 | 78/-290 | 104/370 | 134/-450 |
| 600 | 2/-13 | 35/-150 | 62/-260 | 98/-360 | 134/-455 | 167/-556 |
| 800 | 4/-88 | 47/-243 | 77/-360 | 116/-500 | 152/-630 | 200/-770 |
| 1000 | 7/-120 | 53/-297 | 90/-467 | 144/-636 | 180/-810 | 218/-978 |
| 1200 | 9/-159 | 59/-365 | 105/-566 | 170/-780 | 230/-980 | 271/-1181 |
| Максимальний розмах швидкостей, м/с | | | | | | |
| 200 | - | - | - | 60,9/-45,8 | 82,4/-60,5 | 98,6/-74,2 |
| 300 | - | - | 66,9/-57 | 90,6/-76,7 | 115,9/-97,4 | 140/-117,3 |
| 400 | - | 58,9/-52,1 | 88,3/-76,5 | 119,1/-104,8 | 147,4/-128,6 | 173,4/-152,2 |
| 500 | - | 71,4/-64 | 110,2/-99 | 145,4/-127,5 | 180/-161,8 | 218,3/-194,4 |
| 600 | 10,7/-9,7 | 87,7/-78,9 | 134/-120,3 | 173,3/-154,7 | 219,3/-196,8 | 260,3/-235 |
| 800 | 56/-51,9 | 115,6/-104,8 | 177,1/-159,1 | 238,8/-210,2 | 286,1/-264,2 | 348,5/-322,7 |
| 1000 | 71,9/-66 | 144/-135,6 | 222,8/-202,1 | 300/-265,4 | 363,9/-333,9 | 419,2/-401,9 |
| 1200 | 91/-84,8 | 178,9/-165,2 | 255,3/-247,2 | 356,4/-330,6 | 462,7/-434,6 | 544,4/-488,3 |

Таблиця 3 – Результати дослідження коливальних процесів у післяударному періоді при ході бойка УМ 100мм

| Довжина колони, м | Сила розрядки бурового яса, кН | | | | | |
|---|--------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| | 50 | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 |
| Максимальні переміщення, мм: у чисельнику – сумарні переміщення додатного півперіоду коливань, у знаменнику – сумарні переміщення всієї коливальної системи у початковому півперіоді коливань | | | | | | |
| 200 | - | - | - | - | - | 39/-44 |
| 300 | - | - | - | 19/-37 | 56/-138 | 73/-190 |
| 400 | - | - | 8/-30 | 44/-160 | 75/-230 | 100/-300 |
| 500 | - | - | 22/-150 | 61/-240 | 99/-320 | 130/-410 |
| 600 | - | 3/-19 | 45/-209 | 72/-310 | 110/-418 | 140/-510 |
| 800 | - | 6/-180 | 50/-315 | 85/-460 | 120/-596 | 150/-720 |
| 1000 | - | 15/-250 | 64/-423 | 105/-601 | 155/-762 | 217/-930 |
| 1200 | - | 17/-320 | 67/-530 | 118/-731 | 178/-935 | 226/-1130 |
| Максимальний розмах швидкостей, м/с | | | | | | |
| 200 | - | - | - | - | - | 74,5/-57,9 |
| 300 | - | - | - | 50,3/-39,8 | 108,7/-92,3 | 135,7/-114,6 |
| 400 | - | - | 35,1/-30 | 117,9/-104,1 | 145,4/-127,3 | 177,7/-153,7 |
| 500 | - | - | 108,2/-96,7 | 143/-127,9 | 182/-163,8 | 217,5/-194,8 |
| 600 | - | 13,9/-12,1 | 128,8/-117,5 | 172,9/-156,3 | 218,4/-195,9 | 256,7/-236,4 |
| 800 | - | 113,8/-104,5 | 175,7/-159,4 | 236,4/-215,5 | 296,3/-269,2 | 353,1/-319,2 |
| 1000 | - | 147,9/-137,2 | 218,3/-207,9 | 288/-272,4 | 353/-331,9 | 445,4/-401,6 |
| 1200 | - | 176,8/-167,1 | 279,8/-252,8 | 369,8/-327,3 | 457,8/-436,5 | 554,6/-499,5 |

Таблиця 4 – Результати дослідження коливальних процесів у післяударному періоді при ході бойка УМ 200мм

| Довжина колони, м | Сила розрядки бурового яса, кН | | | | | |
|---|--------------------------------|-----|--------------|--------------|--------------|--------------|
| | 50 | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 |
| Максимальні переміщення, мм: у чисельнику – сумарні переміщення додатного півперіоду коливань, у знаменнику – сумарні переміщення всієї коливальної системи у початковому півперіоді коливань | | | | | | |
| 200 | - | - | - | - | - | - |
| 300 | - | - | - | - | - | - |
| 400 | - | - | - | - | - | 15/-83 |
| 500 | - | - | - | - | 8,2/-152 | 41/-305 |
| 600 | - | - | - | 6/-34 | 30/-298 | 79/-417 |
| 800 | - | - | 11/-12 | 18/-340 | 59/-493 | 120/-630 |
| 1000 | - | - | 13/-309 | 38/-460 | 77/-669 | 110/-840 |
| 1200 | - | - | 14/-425 | 50/-640 | 90/-850 | 124/-1057 |
| Максимальний розмах швидкостей, м/с | | | | | | |
| 200 | - | - | - | - | - | - |
| 300 | - | - | - | - | - | - |
| 400 | - | - | - | - | - | 86,6/-72,8 |
| 500 | - | - | - | - | 125/-112,9 | 216,3/-190,9 |
| 600 | - | - | - | 24,2/-24,2 | 213,6/-188,7 | 262,8/-234,3 |
| 800 | - | - | 22,1/-23,3 | 233,8/-211,4 | 284,8/-263,8 | 342,8/-313,5 |
| 1000 | - | - | 209,2/-195,9 | 277/-249,3 | 370/-345 | 437,2/-416,8 |
| 1200 | - | - | 274,6/-260,5 | 367,9/-339,9 | 455,3/-429,3 | 540,7/-530,1 |

Таблиця 5 – Величини пружних деформацій колони (мм) для попередніх розрахунків

| Довжина колони, м | Сила розрядки бурового яса, кН | | | | | |
|-------------------|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 50 | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 |
| 200 | - | - | - | 0,071 | 0,088 | 0,106 |
| 300 | - | - | 0,08 | 0,106 | 0,133 | 0,159 |
| 400 | - | 0,071 | 0,106 | 0,141 | 0,177 | 0,212 |
| 500 | - | 0,088 | 0,133 | 0,177 | 0,221 | 0,265 |
| 600 | 0,053 | 0,106 | 0,159 | 0,212 | 0,265 | 0,318 |
| 800 | 0,071 | 0,141 | 0,212 | 0,283 | 0,353 | 0,424 |
| 1000 | 0,088 | 0,177 | 0,265 | 0,353 | 0,442 | 0,53 |
| 1200 | 0,106 | 0,212 | 0,318 | 0,424 | 0,53 | 0,636 |

Наявність прочерків у таблицях – це факт того, що удару або не створюється взагалі, або він такої незначної сили, за якої можливий ефект відскоку бойка від ковадла. Це пов'язано з ходом бойка УМ і характерно для тих випадків, коли хід бойка менше-рівний за величину пружної деформації аварійної колони (табл.5). При цьому розрахунки виконувалися для таких вхідних даних: бурильні труби Ø89×11мм; коефіцієнт в'язкого опору у свердловині $h_1 = 3c^{-1}$; відстань від кронблока до талевого блока 12м; оснастка талевої системи 3×4; діаметр талевого каната 25мм; маса вертлюга 1226кг; маса гака 930кг; маса талевого блока 2515кг; в аварійній колоні ОБТ над УМ відсутні; заклинений інструмент, що може деформуватися в межах пружних деформацій представлений трубою Ø89×11мм, довжина якої 10м.

З наведених у табл.2 – табл.5 результатів розрахунків слідує, що окрім традиційно прийнятих [1] факторів ефективності роботи УМ на великих глибинах, таких як довжини робочого ходу бойка УМ та сили розрядки його замкового пристрою, жорсткості інструменту, що розміщується в аварійній колоні вище та нижче УМ, наявності та довжини ОБТ в ударній компоновці, сили опору у свердловині, на невеликих глибинах потрібно додатково враховувати величину пружної деформації та переміщення верхнього перерізу аварійної колони.

Інший очевидний висновок, який слідує із результатів розрахунків, наведених у табл.2 – табл.5 – це необхідність застосовувати УМ з невеликими робочими ходами бойка, а ще краще застосовувати спеціальні конструкції УМ з регульованими ходами. Така необхідність обу-

мовлена обмеженнями на максимальні переміщення верхнього перерізу аварійної колони у процесі створення ударів з одного боку та максимізацією сили удару з іншого. А тому перевагу тут потрібно надавати буровим ясам з механічним типом замкового пристрою, так як гідравлічні УМ мають подовжений хід бойка, якщо враховувати додаткове переміщення поршня гідравлічного УМ у камері високого тиску.

Збільшення сили розрядки бурового яса з одного боку бажане для отримання необхідної величини пружної деформації аварійної колони, але з іншого – небажане, так як це збільшує коливання верхнього перерізу аварійної колони і таким чином негативно впливає на стійкість наземного обладнання бурової установки. Зменшення довжини аварійної колони або зменшення глибини виникнення ускладнення призводить до необхідності збільшувати силу розрядки, тому що тільки таким чином на невеликих глибинах можна створити потрібної величини пружну деформацію аварійної колони, необхідної у свою чергу для створення ударів. Вирішити ці дилеми можна тільки за допомогою програмних засобів розрахунку у тих чи інших конкретних умовах ліквідації аварії з допомогою бурового яса з потрібним підбором режимних параметрів нанесення ударних навантажень. До режимних параметрів роботи бурового яса відносять: силу роз'єднання замкового пристрою яса, хід бойка на удар та масу ОБТ вище яса, або, ще кажуть, масу молота в складі аварійної колони. За дослідженнями [1,4] коливальні процеси в молоті можуть суттєво впливати на силу удару, а значить – впливати на переміщення верхнього перерізу аварійної колони.

Зупинимося на деяких більш конкретних рекомендаціях із застосування бурового яса на невеликих глибинах, що слідує із результатів табл.2 – табл.5. Так, якщо задатися питанням, чи можна застосовувати типову конструкцію механічного бурового яса, виготовленого з ОБТ з конусною замковою парою та ходом бойка 200мм, то ствердну відповідь можна дати тільки за умови максимальних режимних параметрів його застосування. Тобто (табл.4), цей тип УМ у даних умовах потребуватиме відносно великої сили розрядки, що протипоказано як самій конструкції [1], так і є небезпечним з точки зору недопустимих переміщень елементів талевої системи. Якщо призначити більш характерну для даної конструкції бурового яса силу розрядки до 200-250кН, то може виявитися, що в певних умовах сила удару буде недостатньою для звільнення бурильного інструменту від утримуючих зв'язків.

Якщо бурове підприємство у своїх механічних майстернях може самостійно виготовляти найпростіші конструкції бурового яса з конусною замковою парою і з різними ходами бойка, то тут потрібно мати на увазі наступне. Оптимальні умови для застосування бурового яса будуть тоді, коли забезпечити максимальне сумарне переміщення коливальної системи або максимальний розмах швидкостей у післяудар-

ному періоді при найменшому переміщенні верхнього перерізу аварійної колони. За критерій максимального переміщення верхнього перерізу у першому наближенні приймемо хід підпружиненого гака відносно талевого блока. Мінімальна величина цього ходу становить 145мм. Орієнтуючись на цю величину, відберемо з табл.2 – табл.4 ті режимні параметри, які задовольняють оптимальним і занесемо їх для порівняння у табл.6.

Як видно із результатів порівняння (табл.6), чітко прослідковується певне співвідношення між пружною деформацією аварійної колони та максимальною величиною переміщення коливальної системи у післяударному періоді. Це співвідношення є постійним для всіх параметрів розрахунку і рівне близько 0,6. Таким чином, напрошується висновок, що чим менша величина пружної деформації аварійної колони буде створена при розрядці бурового яса, тим менша сила удару буде нанесена і менша відповідно імовірність звільнення заклиненого інструменту. А отже, із зменшенням довжини аварійної колони ефективність роботи навіть УМ з механічним замковим пристроєм буде зменшуватися, тому що збільшення сили розрядки УМ не завжди можливе з огляду на обмеження переміщень верхнього перерізу колони. Між переміщеннями верхнього перерізу аварійної колони та силою розрядки бурового яса є прямий зв'язок.

Наведені результати розрахунків та відповідні висновки отримані за умови відсутності ОБТ в аварійній колоні у якості молота. Результати додатково виконаних розрахунків з урахуванням ОБТ в якості молота бурового яса свідчать, що переміщення верхнього перерізу аварійної колони збільшуються. Для виходу із даної ситуації можна рекомендувати застосування бурового яса з молотом та роз'єднувальним перевідником. Схема роз'єднувального перевідника та його розміщення в аварійній колоні показані на рис.1.

Суть конструкції роз'єднувального перевідника зводиться до утворення рухомого в осьовому напрямку зв'язку між молотом та аварійною колоною бурильних труб. А тому конструкція повинна містити дві рухомі групи деталей, які телескопічно взаємодіють одна з одною та з'єднуються вверху з бурильними трубами, а внизу – з ОБТ, що використовуються в якості молота. Осьові переміщення цих деталей мають бути обмежені деяким ходом, точне значення якого має встановлюватися із результатів розрахунків коливальних процесів у цьому перерізі аварійної колони. Призначення роз'єднувального перевідника – гасити вплив коливальних процесів у молоті на коливальні процеси в аварійній колоні. Таким чином, переміщення верхнього перерізу аварійної колони будуть однозначно визначатися тільки хвильовими процесами в колоні, а сила удару – режимними параметрами роботи яса та хвильовими процесами в молоті.

Американські бурові компанії замість роз'єднувального перевідника застосовують ак-

Таблиця 6 – Порівняння оптимальних режимних параметрів ударних навантажень

| Параметри | Довжина аварійної колони, м | | | | |
|--|-----------------------------|----------|----------|----------|----------|
| | 1200 | 1000 | 800 | 600 | 500 |
| Хід бойка 50мм | | | | | |
| Сила роз'єднання замка, кН | 150 | 150 | 200 | 250 | 300 |
| Переміщення, мм (табл.2) | 105/-566 | 90/-467 | 116/-500 | 134/-455 | 134/-450 |
| Пружна деформація колони, мм | 318 | 318 | 283 | 265 | 265 |
| Співвідношення пружної деформації та ходу бойка | 6,36 | 6,36 | 5,66 | 5,3 | 5,3 |
| Співвідношення пружної деформації та максимального переміщення | 0,56 | 0,68 | 0,57 | 0,58 | 0,59 |
| Хід бойка 100мм | | | | | |
| Сила роз'єднання замка, кН | 200 | 200 | 250 | 300 | 300 |
| Переміщення, мм (табл.3) | 118/-731 | 105/-601 | 120/-596 | 140/-510 | 130/-410 |
| Пружна деформація колони, мм | 424 | 353 | 353 | 318 | 265 |
| Співвідношення пружної деформації та ходу бойка | 4,24 | 3,53 | 3,53 | 3,18 | 2,65 |
| Співвідношення пружної деформації та максимального переміщення | 0,58 | 0,59 | 0,59 | 0,62 | 0,65 |
| Хід бойка 200мм | | | | | |
| Сила роз'єднання замка, кН | 300 | 300 | 300 | - | - |
| Переміщення, мм (табл.4) | 124/-1057 | 110/-840 | 120/-630 | - | - |
| Пружна деформація колони, мм | 636 | 530 | 424 | - | - |
| Співвідношення пружної деформації та ходу бойка | 3,18 | 2,65 | 2,12 | - | - |
| Відношення пружної деформації до максимального переміщення | 0,60 | 0,63 | 0,67 | - | - |

селератор удару яса [1,5]. Беручи до уваги відомі з перекладних літературних джерел випадки успішного застосування акселератора на великих глибинах, можливо, можна буде пристосувати його конструкцію і для застосування на малих глибинах. Для цього потрібно виконати дослідження, попередньо вдосконаливши існуючі [1,3,4] математичні моделі на предмет їх доповнення додатковими граничними умовами між ОБТ-молотом та рештою бурильних труб аварійної колони.

Прийнятий у даній статті критерій переміщення верхнього перерізу аварійної колони, а саме хід бурового гака, може виявитися на малих глибинах недопустимим. У зв'язку із різними законами руху у різні моменти часу, а значить різними переміщеннями мас, які складають талеву систему бурової установки між елементами зчеплення вертлюга, гака та талевого блока при роботі бурового яса можуть виникати динамічні навантаження, які негативно впливатимуть на стан наземного бурового обладнання, а також не сприятимуть безпечним умовам праці бурової бригади. Навіть за порівняно незначних переміщень верхнього перерізу аварійної колони великі маси елементів талевої системи можуть призвести до значної сили ударів між ними.

За результатами досліджень можна сформулювати наступні загальні висновки та рекомендації, що стосуються роботи бурового яса на малих глибинах.

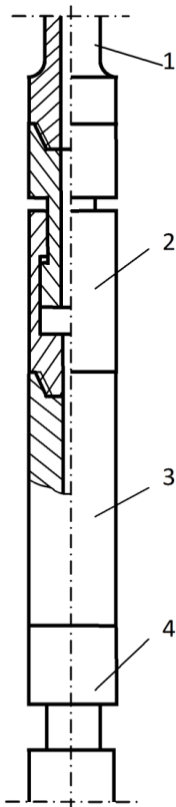
1. Переміщення верхнього перерізу аварійної колони при роботі бурового яса на малих глибинах можуть виявитися недопустимими з точки зору їх негативного впливу на наземне обладнання та умови праці, а тому рекомендується нанесення ударів починати з невеликих зусиль розрядки бурового яса і доводити їх до максимальних, слідкуючи за коливаннями вертлюга та бурового гака. Найменша сила розрядки бурового яса вибирається з умови забезпечення такої пружної деформації аварійної колони, яка на 10-20% більша за хід бойка.

2. Серед відомих конструкцій УМ перевагу слід надавати механічним ясам з невеликими (50-200мм) ходами бойка, або з регульованими ходами.

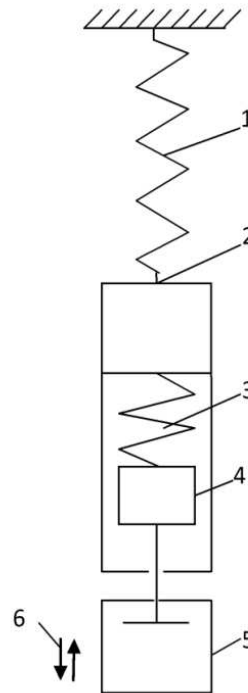
3. Застосовуючи ОБТ у якості молота, в аварійну компоновку над молотом необхідно включати роз'єднувальний перевідник.

4. Врахування додаткової умови при роботі бурового яса у вигляді обмеження на переміщення верхнього перерізу аварійної колони може призвести до зниження ефективності ударних навантажень і, як наслідок, зменшення ймовірності ліквідації аварії, а тому буровий яс тут потрібно застосовувати в комплексі з іншими способами.

З метою подальших досліджень динамічних навантажень в елементах талевої системи пропонується виконувати розрахунки за схемою, наведеною на рис.2. За аналогією з реальною механічною системою, у розрахункову



1 – бурильні труби; 2 – роз'єднувальний перевідник; 3 – ОБТ; 4 – яс
Рисунок 1 – Схема розміщення роз'єднувального перевідника



1 – талевий канат; 2 – талевий блок;
 3 – пружина гака; 4 – гак; 5 – вертлюг;
 6 – переміщення вертлюга
Рисунок 2 – Розрахункова схема

схему включено три маси, тобто масу талевого блока, масу бурового гака та масу вертлюга, які взаємодіють одна з одною через відповідні зв'язки нелінійного характеру. Ці зв'язки можуть бути представлені як невагомими пружними елементами, так і стержневими системами з розподіленими параметрами [6]. Такий підхід дозволить додатково врахувати розподілену масу талевого каната. Математична модель за своєю схемою буде подібна до розповсюджених задач визначення ударних навантажень у стержні при падінні вантажу з деякої висоти.

Література

1 Буріння свердловин. Довідник. Т.5: Ускладнення. Аварії, Екологія / Мислюк М.А., Рибчич І.Й., Яремійчук Р.С. – К.: Інтерпрес ЛТД, 2004. – 376 с.
 2 Планування рішень в ускладнених умовах буріння свердловин на нафту й газ / О.В.Аніськовцев, В.М.Чарковський, А.С.Непомнящий, І.Д.Щербатюк та ін. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – № 3 – С. 5-10.
 3 Чарковський В.М. Щодо технології ліквідації прихоплень колон труб ударними механізмами / В.М. Чарковський // Науковий вісник Ів.-Фр. нац. техн. ун-ту нафти і газу. – 2007. – №2(16). – С.31-37.

4 Чарковський В.М. Про можливість застосування технології дискретно-розподілених ударних навантажень в КНБК для попередження заклинювань під час буріння свердловин / В.М. Чарковський // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 2014. – №2(51). – С. 37-44.
 5 Ясов В.Г. Осложнения и аварии при бурении нефтяных и газовых скважин: учебное пособие / В.Г. Ясов. – Івано-Франковск: Факел, 2004 – 207с.
 6 Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
 03.02.15
 Рекомендована до друку
 професором **Коцуличем Я.С.**
 (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
 канд. техн. наук **Тершаком Б.А.**
 (Прикарпатське УБР, м. Івано-Франківськ)

РОЗШИРЕННЯ МОЖЛИВОСТЕЙ ДІАГНОСТУВАННЯ НАФТОВИДОБУВНОГО ОБЛАДНАННЯ ЗА ШВИДКІСНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ПРИВОДНОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА

¹В.А. Ровінський, ²О.В. Євчук, ²Ю.Й. Стрілецький

¹ Прикарпатський національний університет ім. В. Стефаника;
76018, м. Івано-Франківськ, вул. Шевченка, 57, email: musicneutrino@gmail.com

²ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: olga.yevchuk@gmail.com

Запропоновано метод підвищення точності розрахунку гальмівного моменту на валу приводного електродвигуна, який використовується при ваттметрографічному методі діагностування штангових глибинно-насосних установок (ШГНУ), за допомогою додаткового вимірювання швидкості обертання його ротора. Встановлено, що оскільки швидкість обертання ротора залежить від навантаження на валу, то її можна використати в якості діагностичної ознаки замість ваттметрограми і тим самим конструктивно спростити систему діагностування.

На основі кінематичної схеми верстата-гойдалки отримано залежність зусилля в точці підвіски штанг від корисного гальмівного моменту на валу редуктора із врахуванням швидкості обертання ротора приводного електродвигуна.

Проведено моделювання в середовищі MatLab, результат якого підтверджує можливість використання сигналу, який пропорційний до швидкості обертання ротора, у якості діагностичної ознаки. Наведено алгоритм діагностування ШГНУ методом вимірювання швидкості обертання ротора приводного електродвигуна верстата-гойдалки, в якому використовується апроксимація робочої характеристики приводного електродвигуна поліномом другого порядку, коефіцієнти якого однократно визначаються при калібруванні системи діагностування ШГНУ.

Запропонований метод дає змогу проводити процедуру зрівноважування верстата-гойдалки та експрес-діагностику ШГНУ під час експлуатації нафтових свердловин.

Ключові слова: динамограма, моментограма, гальмівний момент, ШГНУ, кінематична модель

Предложен метод повышения точности расчета тормозного момента на валу приводного электродвигателя при ваттметрографическом методе диагностирования штанговых глубинно-насосных установок (ШГНУ) с помощью дополнительного измерения скорости вращения его ротора. Установлено, что так как скорость вращения ротора зависит от нагрузки на валу, ее можно использовать в качестве диагностического признака и тем самым конструктивно упростить систему диагностирования.

На основе кинематической схемы станка-качалки получена зависимость усилия в точке подвеса штанг от полезного тормозного момента на валу редуктора с учетом скорости вращения ротора приводного двигателя.

Проведено моделирование в среде MatLab, результат которого подтверждает возможность использования сигнала, пропорционального скорости вращения ротора, в качестве диагностического признака. Наведен алгоритм диагностирования ШГНУ методом измерения скорости вращения ротора приводного двигателя станка-качалки, в котором используется аппроксимация рабочей характеристики приводного электродвигателя полиномом второго порядка, коэффициенты которого однократно определяются при калибровании системы диагностирования ШГНУ.

Предложенный метод позволяет проводить процедуру уравнивания станка-качалки и экспрес-диагностику ШГНУ при эксплуатации нефтяных скважин.

Ключевые слова: динамограмма, моментограмма, тормозной момент, ШГНУ, кинематическая модель

The method for increasing the accuracy of the electric drive motor shaft brake torque calculation used in powermetering method for the sucker-rod pumping unit (SRPU) diagnostics with the help of additional measurement of its rotor rotational speed was developed. It was determined that due the fact that the rotor rotational speed depends on the shaft load there exists a possibility of using it as a diagnostics parameter instead of consumed power. This will allow to simplify the diagnostics system constructively.

Based on kinematic scheme of the beam-pumping unit, the dependence of the stress in the rod hanger center on the reductor shaft useful brake torque was defined with the account of the electric drive motor rotational speed.

Modeling with the help of the MatLab software was carried out and its results proved the possibility of using the signal, proportional to the rotor rotational speed, as a diagnostics parameter. In the article there is also an algorithm for the SRPU diagnostics with the help of the method for measuring the rotor rotational speed of the beam-pumping unit electric drive motor that uses approximation of the electric drive motor operating characteristic with the second-order polynomial whose coefficients are determined during the SRPU calibration procedure.

The developed method provides a possibility to conduct the beam-pumping unit balancing procedure and SRPU express diagnostics during oil well operation.

Keywords: dynagraph, momentograph, brake torque, sucker rod pumping unit, kinematic model

Вступ. Видобуток нафти на Україні, як і в більшості держав СНД, і до цього часу здійснюється за допомогою штангових глибинно-насосних установок (ШГНУ), за допомогою яких видобувається близько половини всієї нафти з родовищ. Це пояснюється експлуатаційною простотою ШГНУ, яка забезпечує зручність їх експлуатації. Відмови ШГНУ призводять до необхідності проведення ремонту свердловини, що вимагає значного часу та коштів.

Аналіз стану проблеми дослідження. Аналіз сучасного стану методів діагностування ШГНУ свідчить, що найбільш розповсюдженим залишається динамографічний метод [1,2]. Попри беззаперечні переваги (простота, оперативність, точність), динамографічному методу притаманний ряд недоліків, пов'язаних із неможливістю діагностування стану наземного обладнання та визначенням ступеня зрівноваженості верстата-гойдалки (ВГ). Ватметрографічні методи діагностування, початок розробки яких припав на 60-і роки ХХ століття, не набули поширення через низьку точність виділення діагностичної інформації про стан підземного устаткування та необхідність використання складного на той час обчислювального обладнання. В ватметрографічних методах використовується або прямий аналіз стану ШГНУ за формою ватметрограми, або здійснюється перетворення ватметрограми в динамограму. Останній метод більш практичний, оскільки більшість фахівців, які займаються діагностуванням ШГНУ, можуть безпосередньо визначати технічний стан ШГНУ за формою динамограми. Побудова динамограми з ватметрограми вимагає розрахунку моментограми - залежності гальмівного моменту на валу привідного електродвигуна від часу. З використанням моментограми здійснюється перехід від електричної потужності двигуна до крутного моменту на його валу. Зазвичай, при розрахунках приймається, що швидкість обертання ротора двигуна постійна і не змінюється при динамічній зміні навантаження ШГНУ.

Метою дослідження є підвищення точності розрахунку динамограми ШГНУ з використанням результатів вимірювання кутової швидкості обертання ротора привідного електродвигуна і його ватметрограми.

Викладення основного матеріалу. Підвищити точність розрахунку моментограми при ватметрографічному методі можна за допомогою додаткового вимірювання швидкості обертання ротора привідного двигуна. Крім того, оскільки швидкість обертання ротора залежить від навантаження на валу, то її можна використати в якості діагностичної ознаки замість ватметрограми і тим самим конструктивно спростити систему діагностування. Аналізуючи форму кривої швидкості обертання ротора асинхронного двигуна, можна також проводити зрівноваження верстата-гойдалки.

Для розрахунку корисного гальмівного моменту та визначення взаємозалежностей динамо- та моментограм із врахуванням швидкості обертання ротора привідного двигуна розглянемо кінематичну схему верстата-гойдалки (рис. 1) [3]. Тут точка O_2 – ведений вал редуктора, m_1 – маса компенсаційного вантажу (проти ваги) на балансири (якщо такий вантаж відсутній, то ця маса враховує різні маси плеч балансиру), m_2 – маса компенсаційного вантажу на кривошипі, F – сила, що діє на полірований шток. Кут Ψ описує відхилення балансиру від горизонтального положення, і в реальній діагностичній системі може вимірюватись. Кут φ описує обертання кривошипа відносно осі O_2 (в реальній системі також може вимірюватись). Звичайно, вимірювати обидва кути не обов'язково. Достатньо виміряти хоча б один із них, і, оскільки між ними існує однозначний зв'язок, він може бути аналітично визначений. Відстань між точкою підвісу балансира та вихідним валом редуктора O_1O_2 визначається із залежності:

$$L = \sqrt{a^2 + b^2} . \quad (1)$$

Кут θ визначається відповідно:

$$\theta = \cos \frac{b}{L} . \quad (2)$$

кут Ψ може бути визначений наступним чином:

$$\psi(\varphi) = \arcsin \left\{ \left[2r_2L \left((\sin \varphi \cdot \sin \theta - \cos \varphi \cdot \cos \theta) - r_2^2 - L^2 - \rho_1^2 + lm^2 \right) \right] \cdot \left[4\rho_1^2 \times \left((-r_2 \cdot \cos \varphi - L \cdot \cos \theta)^2 + (r_2 \cdot \sin \varphi - L \cdot \sin \theta)^2 \right) \right]^{\frac{1}{2}} \right\} - \arctan \left[\frac{r_2 \cdot \cos \varphi - L \cdot \cos \theta}{r_2 \cdot \sin \varphi - L \cdot \sin \theta} \right] . \quad (3)$$

Водночас:

$$\varphi(\psi) = \begin{cases} \varphi_1(\psi) + 2\pi \Rightarrow \text{if } \frac{d\psi}{dt} > 0 ; \\ \varphi_2(\psi) \Rightarrow \text{if } \frac{d\psi}{dt} \leq 0 , \end{cases} \quad (4)$$

де додаткові функції φ_1, φ_2 визначаються як:

$$\begin{aligned} \varphi_1(\psi) &= \arcsin(A(\psi) + A \operatorname{tgn}(\psi)) , \\ \varphi_2(\psi) &= \pi - \arcsin(A(\psi) + A \operatorname{tgn}(\psi)) . \end{aligned} \quad (5)$$

При цьому :

$$A(\psi) = \frac{1}{2r_2} \left[\left[2\rho_1L(\cos \theta \cdot \cos \psi + \sin \theta \cdot \sin \psi) - r_2^2 - L^2 + lm^2 - \rho_1^2 \right] \times \left[(L \cdot \cos \theta - \rho_1 \cdot \cos \psi)^2 + (-L \cdot \sin \theta + \rho_1 \cdot \sin \psi)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right] , \quad (6)$$

$$A \operatorname{tgn}(\psi) = \arctan \left(\frac{L \cdot \cos \theta - \rho_1 \cdot \cos \psi}{-L \cdot \sin \theta + \rho_1 \cdot \sin \psi} \right) . \quad (7)$$

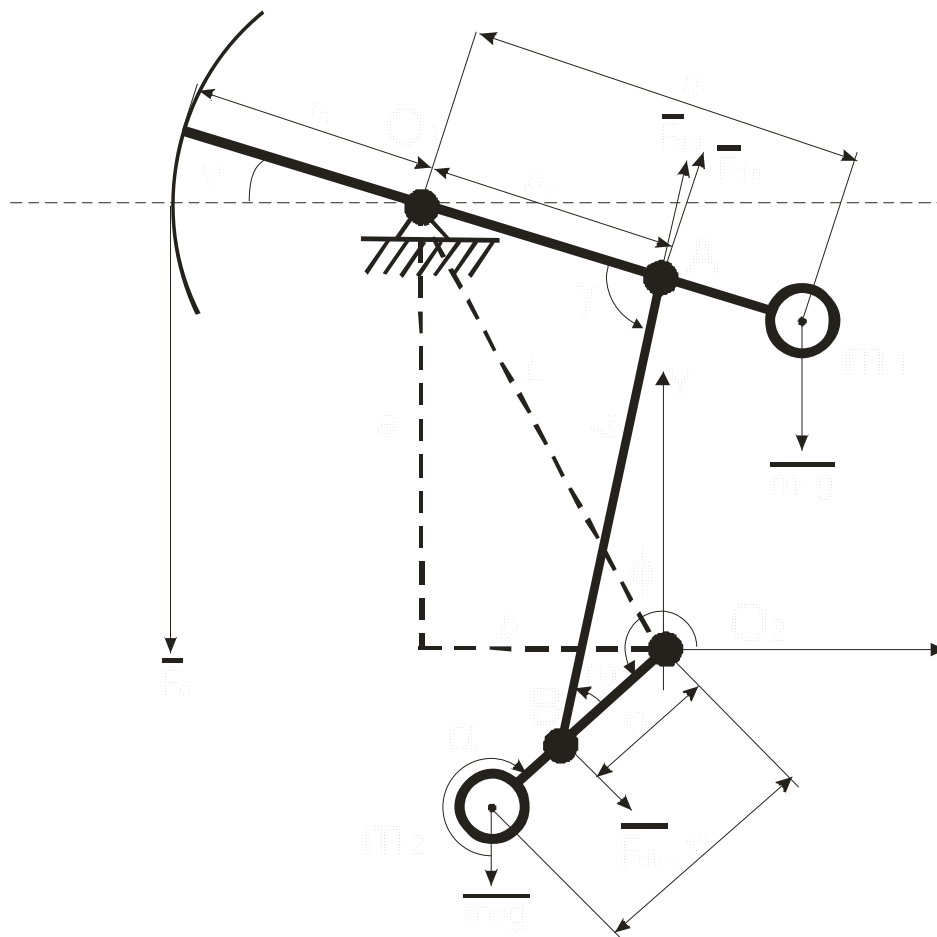


Рисунок 1 – Кінематична модель верстата-гойдалки

Слід зауважити, що в загальному φ та ψ є функціями від часу ($\varphi(\psi(t)), \psi(\varphi(t))$), які для випадку застосування цифрових вимірювальних систем є табульованими величинами.

Розподіл робочих сил на кінематичній схемі також представлено на рис. 1.

Корисний гальмівний момент на валу редуктора, без врахування явищ інерційності, в такому разі можна представити в наступному вигляді:

$$Mr(t) = r_2 \cdot (F_{dbn}(t) + F_{am2n}(t)), \quad (8)$$

де додаткові функції визначені як: нормальна складова сили від навантаженого полірованого штока та противаги m_1 , прикладена до кривошипа в точці з'єднання з шатуном (B):

$$F_{dbn}(t) = -F_{da}(t) \sin(\omega(\varphi(t))), \quad (9)$$

нормальна складова сили від зрівноважуючого вантажу m_2 , прикладена до кривошипа в точці (B):

$$F_{am2n}(t) = \frac{r_k m_2 g}{r_2} \sin(\alpha(\varphi(t))), \quad (10)$$

сила, напрям якої збігається з віссю шатуна, утворена від корисного навантаження на полірований шток та зрівноважуючого вантажу m_1 :

$$F_{da}(t) = \frac{g}{\sin(\gamma(\varphi(t)))} \times \left[\frac{F_d(t)r_n}{\rho_1} - \left(\frac{r_b m_1}{\rho} \cos(\psi(\varphi(t))) \right) \right]. \quad (11)$$

Виразивши зусилля в точці підвіски штанги як $F_d(t) = f(Mr(t))$, одержимо:

$$F_d(t) = \frac{1}{r_k g} \times \quad (12)$$

$$\left[\frac{F_{am2n} - \frac{Mr(t)}{r_2}}{\sin(\alpha(\varphi(t)))} \rho_1 \sin \gamma(\varphi(t)) + r_b m_1 g \cos \psi(\varphi(t)) \right].$$

Для одержання кутових залежностей $\gamma(\varphi), \omega(\varphi)$ зробимо додатковий аналітико-геометричний опис кінематичної схеми. Траєкторії точок А і В описуються наступними системами рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} xA(\varphi) &= -b + \rho_1 \cos \psi(\varphi) \\ yA(\varphi) &= a - \rho_1 \sin \psi(\varphi) \end{aligned} \right\}, \quad (13)$$

$$\left. \begin{aligned} xB(\varphi) &= r_2 \sin \varphi \\ yB(\varphi) &= r_2 \cos \varphi \end{aligned} \right\}. \quad (14)$$

Кутові коефіцієнти прямих:

$$\begin{aligned} k_{O_2 B}(\varphi) &= \frac{yB(\varphi)}{xB(\varphi)}; \\ k_{O_1 A}(\varphi) &= \frac{a - yA(\varphi)}{-b - xA(\varphi)}; \\ k_{AB}(\varphi) &= \frac{yB(\varphi) - yA(\varphi)}{xB(\varphi) - xA(\varphi)}. \end{aligned} \quad (15)$$

Кут між кривошипом і шатуном:

$$\omega(\varphi) = \arctan\left(\frac{k_{AB}(\varphi) - k_{O_2 B}(\varphi)}{1 + k_{O_2 B}(\varphi)k_{AB}(\varphi)}\right). \quad (16)$$

Кут між балансиром і шатуном:

$$\gamma(\varphi) = \begin{cases} \pi - \arctan\left(\frac{k_{O_1 A}(\varphi) - k_{AB}(\varphi)}{1 + k_{O_1 A}(\varphi)k_{AB}(\varphi)}\right) \Rightarrow \\ \Rightarrow \text{if } \arctan\left(\frac{k_{O_1 A}(\varphi) - k_{AB}(\varphi)}{1 + k_{O_1 A}(\varphi)k_{AB}(\varphi)}\right) > 0 \\ - \arctan\left(\frac{k_{O_1 A}(\varphi) - k_{AB}(\varphi)}{1 + k_{O_1 A}(\varphi)k_{AB}(\varphi)}\right) \Rightarrow \\ \Rightarrow \text{if } \arctan\left(\frac{k_{O_1 A}(\varphi) - k_{AB}(\varphi)}{1 + k_{O_1 A}(\varphi)k_{AB}(\varphi)}\right) \leq 0 \end{cases}. \quad (17)$$

Гальмівний момент на валу двигуна може бути представлений як:

$$M_2(t) = k_r \cdot Mr(t), \quad (18)$$

де k_r – загальний коефіцієнт передачі системи "редуктор-клинопасова передача" верстата-гойдалки.

Наведені вище залежності не враховують інерційних явищ при роботі ШГНУ, проте в більшості випадків можуть бути застосовані, внаслідок того, що переважна більшість ВК працюють з невеликим числом робочих ходів за хвилину при незначній глибині свердловини. Врахування інерційних явищ дозволяє підвищити точність розрахунку динамограми на 1-5% [3], проте підвищує складність самої моделі. За необхідності залежності (1-18) можуть бути замінені на модель ШГНУ в якій враховані інерційні явища, наведені в [3].

Вимірювання швидкості ротора привідного електродвигуна може також використовуватися як самостійний метод оцінки стану заглибного обладнання і найголовніше - для контролю зрівноваженості ШГНУ.

Вимірювання швидкості обертання ротора привідного електродвигуна – технічно нескладна задача, яка може бути вирішена з точністю до 0,1% за допомогою оптичних вимірювальних перетворювачів. Залежність між швидкістю обертання і моментом на валу встановлюється на основі аналізу характеристик асинхронних електродвигунів, які використовуються в приводі ШГНУ [4,5]. При цьому приймаються наступні положення:

- 1) клинопасова передача повністю робото-здатна;
- 2) явища ковзання відсутні;

3) підведена електроенергія відповідає всім технічним вимогам за рівнем напруги та значенням частоти;

4) приводний електродвигун повністю працездатний.

Основною перевагою такого методу діагностування є принципова відсутність погіршення метрологічних характеристик у часі – внаслідок відсутності механічних мірних вузлів, які сприймають велике циклічне навантаження, як це відбувається при динамографуванні. Такий метод є зручним у випадку побудови стаціонарних систем контролю за технічним станом ШГНУ, оскільки не містить елементів, деформація яких призводить до втрати точності вимірювань навантаження.

Основним положенням цього методу є виділення діагностичної інформації про момент на валу привідного двигуна з функції його частоти обертання.

Виявлення можливості виділення моменту навантаження із швидкісних характеристик ротора привідного електродвигуна можливо здійснити, провівши числове моделювання за допомогою стандартного програмного забезпечення. Для цього вибрано програму MatLab як таку, що має широкі можливості щодо розрахунку трифазних мереж та асинхронних електродвигунів. При цьому (згідно довідково-інформаційної документації програми) модель асинхронного двигуна в MatLab не враховує тільки явища перемагнічування в сталі, вплив якого на загальну динаміку процесів незначний. Для уникнення можливих помилок при описі електродвигуна (оскільки повна модель заміщення вимагає відомих параметрів, які не наводяться в технічній документації на електродвигуни), використано одну із стандартних моделей, яка найбільш підходить за структурою та своєю потужністю. Проведення моделювання цього процесу в середовищі MatLab (Simulink) дозволить виявити, чи дійсно сигнал, пропорційний до швидкості обертання ротора, може бути використаний у якості діагностичної ознаки при діагностуванні ШГНУ. На рис. 2 наведено імітаційну модель в середовищі MatLab (Simulink).

В такий спосіб моделюється поведінка електродвигуна, до валу якого прикладається змінний момент деякої форми. Форма вхідної функції моменту розрахована з динамограми, експериментально одержаної на свердловині Б-320 (Битківське родовище, Надвірнянське НГВУ) на основі залежностей (2-18). Величина моменту приймає як позитивні, так і негативні значення (внаслідок незрівноваженості верстата-гойдалки), що дозволяє досліджувати поведінку електродвигуна в нормальному та генераторному режимах. На рис. 3 наведено графічні результати такого моделювання.

Модель електродвигуна вибрано зі стандартної бібліотеки MatLab. Потужність моделюваного асинхронного двигуна $\approx 2,2$ кВт. Візуально форма кривої швидкості обертання ротора, форма кривої навантаження та форма кривої потужності споживання збігаються.

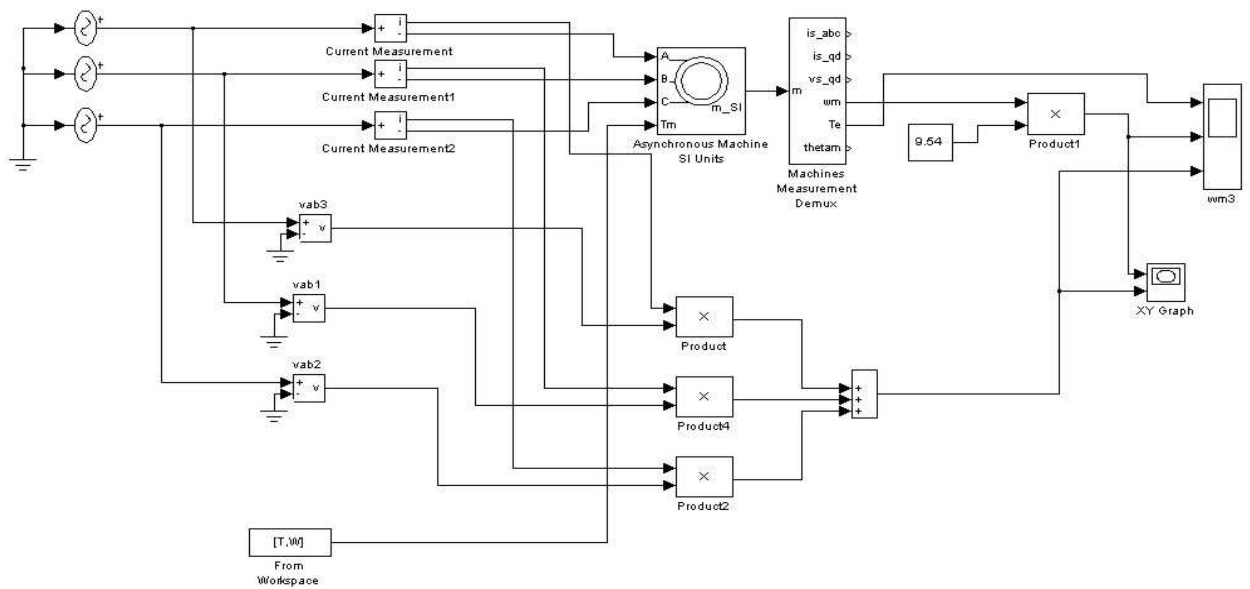
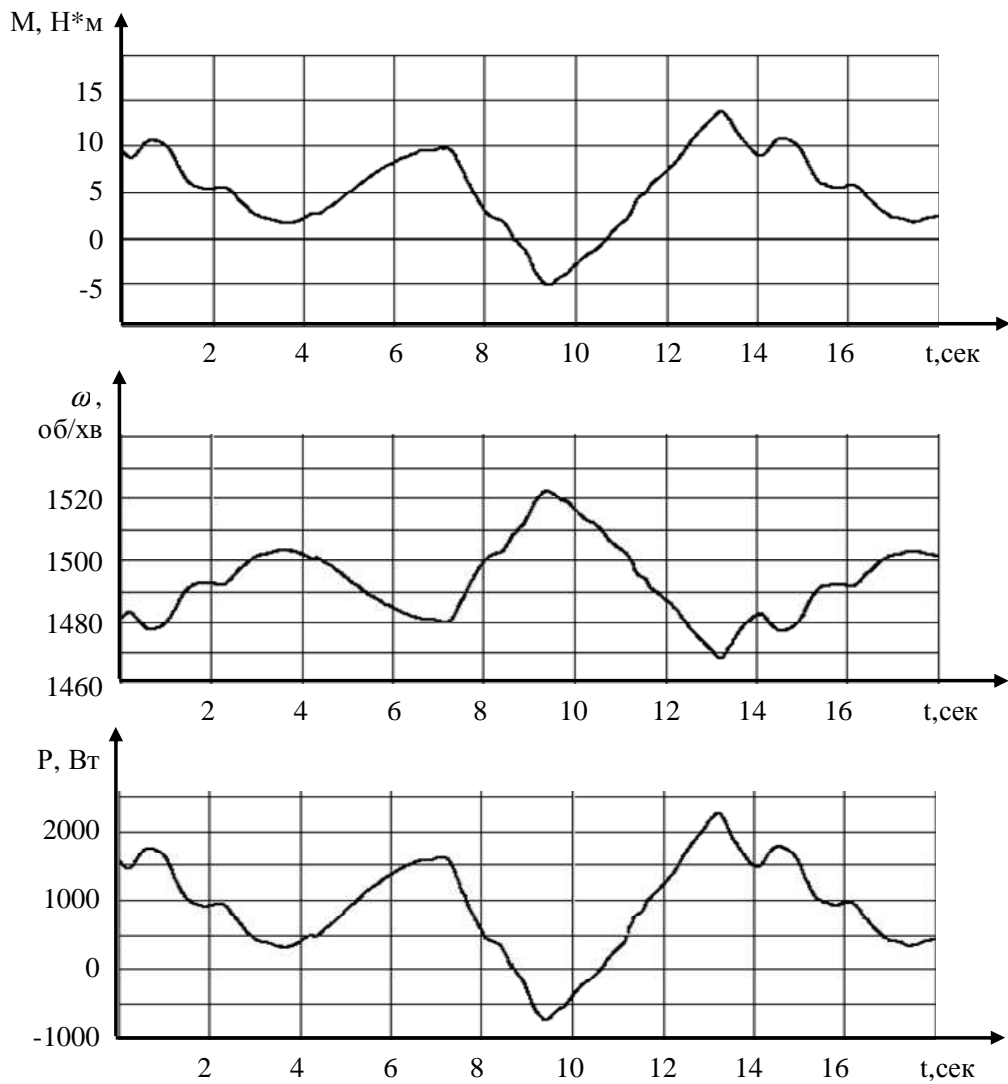


Рисунок 2 – Схема проведення імітаційного експерименту в середовищі MatLab



ω – швидкість обертання ротора, M – крутний момент на валу двигуна,
 P – споживана потужність

Рисунок 3 – Результати моделювання асинхронного електродвигуна в середовищі MatLab

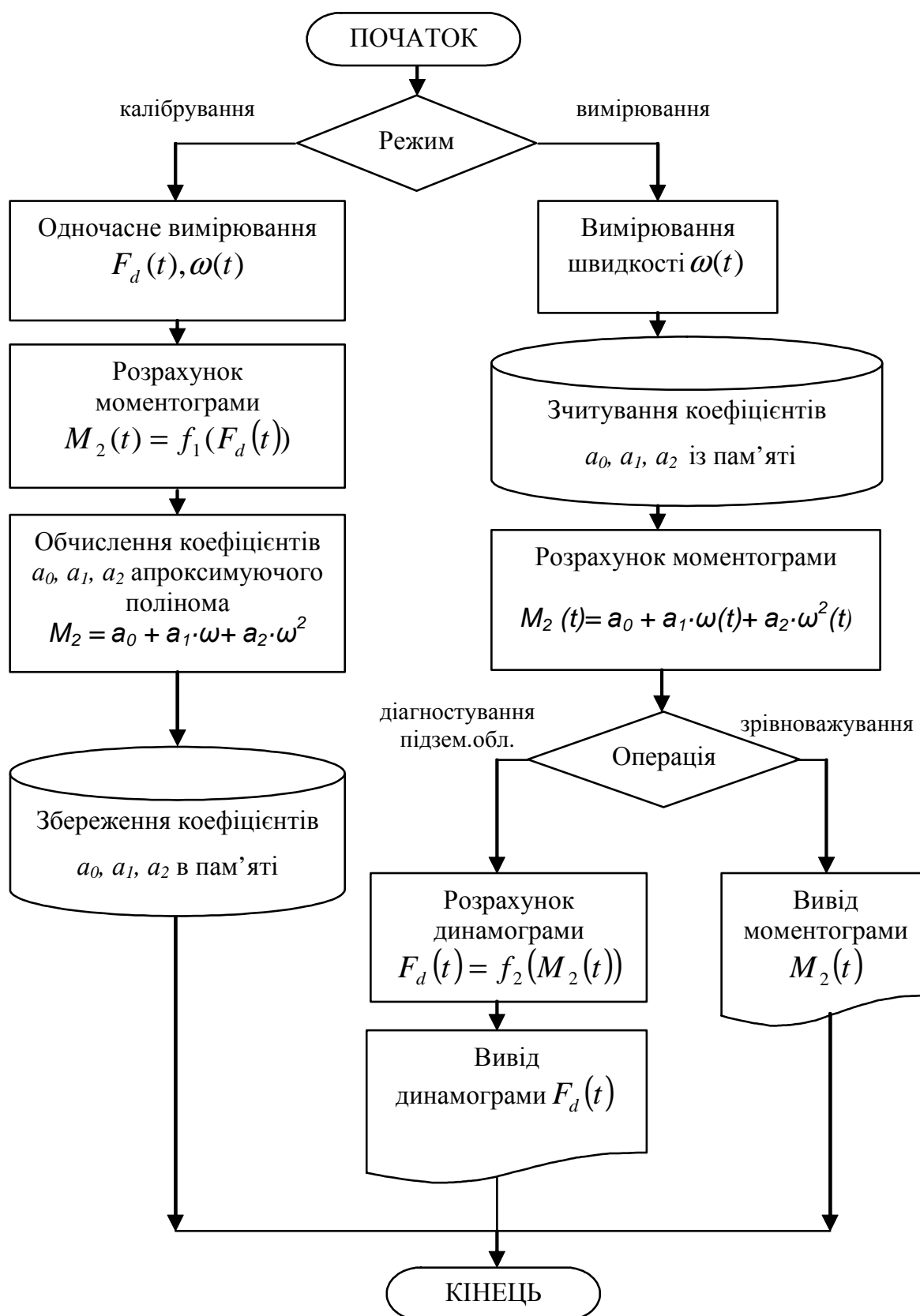


Рисунок 4 – Алгоритм діагностування ШГНУ методом швидкісних характеристик

Використовуючи відомий різницевої метод діагностування [6], за формою кривої швидкості обертання ротора електродвигуна можна оцінювати стан обладнання ШГНУ.

Алгоритм діагностування ШГНУ шляхом вимірювання швидкості обертання ротора привідного двигуна верстата-гойдалки полягає в наступному (рис. 4).

1. Початок етапу калібрування, під час якого одночасно вимірюються швидкість обертання ротора двигуна $\omega(t)$ та динамограма $F_d(t)$ за цикл качання ШГНУ. Запис $\omega(t)$ здійснюється за допомогою стаціонарно закріпленого за верстатом-гойдалкою контролера спостереження, а запис сигналу навантаження $F_d(t)$ – за допомогою переносного електронного динамографа, під'єднаного до додаткового входу цього контролера.

2. За відомою математичною моделлю верстата-гойдалки обчислюється значення корисного гальмівного моменту на валу двигуна $M_2(t) = f_1(F_d(t))$, $t=0\dots T$, де T – період качання.

Обчислюються коефіцієнти функції, що апроксимує співвідношення між швидкістю обертання ротора ω та корисним гальмівним моментом на валу двигуна M_2 . Залежність між цими величинами є близькою до лінійної [4] і з достатньою ступінню точності може бути апроксимована поліномом другого порядку. Для визначення коефіцієнтів доцільно використати метод найменших квадратів. Обчислені коефіцієнти запам'ятовуються в енергонезалежній пам'яті ЕОМ з можливістю подальшого багатократного зчитування. На цьому етапі калібрування слід вважати завершеним.

Етап вимірювань. Обчислення часової залежності корисного гальмівного моменту на валу двигуна $M_2(t)$ здійснюється стаціонарно і автономно шляхом розрахунку $M_2(t) = a_0 + a_1 \cdot \omega(t) + a_2 \cdot \omega^2(t)$, де $t=0\dots T$, без застосування прямого динамометрування. В залежності від типу операції виводиться або моментограма $M_2(t)$, або розрахована з неї динамограма $F_d(t) = f_2(M_2(t))$, де f_2 – функція, обернена до f_1 . Далі аналіз даних може бути здійснений оператором візуально. При цьому за моментограмою оцінюється зрівноважування ВК, а за динамограмою – стан заглибного обладнання.

Висновки

Використання інформації про швидкість обертання привідного електродвигуна дозволяє підвищити точність розрахунку моментограми, а, отже, і динамограм, за допомогою яких проводиться остаточна оцінка робочого стану ШГНУ. До складу комплексної системи діагностування ШГНУ повинен входити ватметрограф та вимірювач кутової швидкості.

Запропонований метод діагностування дозволяє проводити процедуру зрівноважування верстата-гойдалки та експрес-діагностику ШГНУ і може бути застосований під час експлуатації нафтових свердловин. Апроксимація робочої частини характеристики привідного електродвигуна поліномом другого порядку, коефіцієнти якого однократно визначаються при калібруванні системи діагностування ШГНУ, дає можливість уникнути процесу пря-

мого розрахунку механічної характеристики електродвигуна.

Література

- 1 Хакимьянов М.И. Функциональные возможности современного контроллера автоматизации штанговых глубиннонасосных установок [Текст] / М.И. Хакимьянов // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». – 2011. – №2. – С. 19-34. Режим доступа: www.orgbus.ru
- 2 Садов В.Б. Оценка параметров нефтесодержащих насосных установок с использованием динамограмм [Текст] / В.Б. Садов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника». – 2013. – № 2, том 13. – С. 33-41.
- 3 Ровінський В.А. Вдосконалення ватметрографічних методів діагностування штангових глибинно-насосних установок для видобутку нафти та розробка технічних засобів для їх реалізації [Текст]: Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук / В.А. Ровінський. – Івано-Франківськ, 2003. – 128 с.
- 4 Бойко Е.П. Асинхронные двигатели общего назначения [Бойко] / Е.П. Бойко, Ю.В. Гаинцев, Ю.М. Ковалев и др.; под ред. В.М. Петрова и А.Э. Кравчика. – М.: Энергия, 1980. – 488 с.
- 5 Костенко М.П. Электрические машины. В 2-х ч. Ч.2. Машины переменного тока [Текст] / М.П. Костенко, Л.М. Пиотровский – М.: Энергия, 1965. – 648 с.
- 6 Алиев Т.М. Автоматический контроль и диагностика скважинных штанговых насосных установок / Т.М. Алиев, А.А. Тер-Хачатуров. – М.: Недра, 1988. – 232 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
12.02.15

Рекомендована до друку
професором **Тарком Я.Б.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором **Пилипівим В.М.**
(Прикарпатський національний університет
ім. В. Стефаника, м. Івано-Франківськ)

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОМИВАННЯ СВЕРДЛОВИНИ ВІД ПІЩАНОГО КОРКА НА ВИСНАЖЕНИХ РОДОВИЩАХ З ВИКОРИСТАННЯМ КОЛТЮБІНГОВОЇ УСТАНОВКИ І РІЗНИХ ПРОМИВАЛЬНИХ АГЕНТІВ

Р.М. Кондрат, Н.С. Дремлюх

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727141,
e-mail: public@nuing.edu.ua*

Ліквідація піщаного корка на вибої свердловини є складною ремонтною операцією, яка супроводжується значною втратою поточного видобутку нафти і газу через забруднення привибійної зони пласта промивальною рідиною. Показано негативні наслідки винесення піску із пласта у стовбур свердловини. Наведено методи боротьби з піскоутворенням. Основним з методів ліквідації піщаних корків, що утворилися на вибої свердловини є їх промивання, в тому числі з використанням колтюрінгової техніки. З метою оцінки технологічної ефективності прямого і зворотного промивання свердловини безпосередньо по трубах і з використанням колтюрінгової установки виконано дослідження з різними промивальними агентами (вода і азот). Наведено формули для розрахунку параметрів прямого і зворотного промивання свердловини для видалення піщаного корка. Показано ефективність використання колтюрінгової установки для промивання свердловини, оскільки при цьому зменшується тривалість процесу порівняно з використанням тільки насосно-компресорних труб. За результатами виконаних досліджень зроблені висновки про ефективність промивання піщаного корка водою і газоподібними агентами.

Ключові слова: колона гнучких труб, насосно-компресорні труби, промивальний агент, швидкість осідання піщинок, швидкість руху рідини.

Ликвидация песчаной пробки на забое скважины является сложной ремонтной операцией, сопровождающейся значительной потерей текущей добычи нефти и газа вследствие загрязнения призабойной зоны пласта промывочной жидкостью. Показаны негативные последствия выноса песка из пласта в ствол скважины. Приведены методы борьбы с песчаными пробками. Основным из методов ликвидации песчаных пробок, образовавшихся на забое скважины, является их промывка, в том числе с использованием колтюринговой техники. С целью оценки технологической эффективности прямой и обратной промывки скважины непосредственно по трубам и с использованием колтюринговой установки выполнены исследования с различными промывочными агентами (вода и азот). Приведены формулы для расчета параметров прямой и обратной промывки скважины для удаления песчаной пробки. Показана эффективность использования колтюринговой установки для промывки скважины, так как при этом уменьшается продолжительность процесса по сравнению с использованием только насосно-компрессорных труб. По результатам выполненных исследований сделаны выводы об эффективности промывания песчаной пробки водой и газообразными агентами.

Ключевые слова: колонна гибких труб, насосно-компрессорные трубы, промывочный агент, скорость оседания песчинок, скорость движения жидкости.

The elimination of sand plug at the bottom hole is a complex repair operation that is accompanied by significant loss of current oil and gas production due to contamination of the formation pay zone by the washing fluid. The negative consequences of removing sand from the formation into the wellbore were shown. The methods for sand control were developed. The main method for elimination of sand plugs that formed at the bottom hole is their washing-out, particularly with the help of the coiled tubing technology. The studies with various washing agents (water and nitrogen) were conducted in order to evaluate the technological effectiveness of direct and reverse well washing-out through pipes and with the help of the coiled tubing unit. The formulas for calculating the parameters of direct and reverse well washing-out to remove sand plugs were developed. The effectiveness of utilizing the coiled tubing unit for well washing-out was proved. It decreased the process duration when compared with the case when sole tubing was used. The conclusions about effectiveness of sand plug washing-out with the help of water and gaseous agents were made on the basis of the conducted studies results.

Keywords: coiled tubing, tubing, washing agent, sand sedimentation rate, fluid movement velocity.

Боротьба з винесенням піску із пласта при експлуатації свердловин із нестійкими колекторами є однією з важливих проблем нафтогазовидобувної галузі. У процесі експлуатації свердловин із нестійкими породами-колекторами при перевищенні депресією тиску на пласт критичного значення порода у привибійній зоні свердловини руйнується. Частинки породи виносяться із пласта у свердловину. У привибійній зоні утворюється каверна. Це призводить до осідання покрівлі пласта, що може

спричинити зминання експлуатаційної колони, прихоплення насосно-компресорних труб (НКТ) [1]. При недостатніх швидкостях руху газу (нафти) на вході в НКТ частинки породи осідають на вибої свердловини з утворенням піщаного корка, який створює додатковий опір рухові пластових флюїдів. В результаті зменшується дебіт свердловини. В окремих випадках відбувається прихоплення піщаним корком нижньої частини колони НКТ.

До основних методів боротьби з піскоутворенням відносять обмеження робочих депресій тиску на пласт нижче критичного значення, кріплення порід у привибійній зоні пласта, обладнання вибою свердловин фільтрами, створення необхідних швидкостей руху газорідної суміші на вході в НКТ для винесення піщаних частинок на поверхню, періодичне очищення вибою свердловин від піщаних корків.

Корки, що утворилися на вибої свердловини, ліквідують промиванням. Тверді корки розбувають.

В останній час у промисловій практиці для ліквідації піщаних корків знайшли застосування новітні колтубінгові технології з використанням колони гнучких труб.

Питаннями експлуатації свердловин у нестійких колекторах присвячено роботи вітчизняних і зарубіжних дослідників, таких як Абрамов С.К., Алексєєв В.С., Алієв З.С., Ахметов А.А., Бойко В.С., Бурштейн М.А., Гарушев А.Р., Гавриленко В.М., Гасумов Р.А., Горітський В.А., Демічев С.С., Елліс Р., Клотц Д., Маскет М., Мірзаджанзаде А.Х., Назаров С.Н., Стріжов І.В., Тагіров К.М., Федоров Ю.С., Щелкачов В.Н., Шуман Г. та ін.

Основними чинниками, які впливають на очищення свердловини від піщаного корка, є діаметри експлуатаційної колони, НКТ і колони гнучких труб (КГТ), через які ведуться роботи, густина промивальної рідини, розмір і густини твердих частинок, допустима витрата запомповуваної промивальної рідини, кривизна стовбуру свердловини, пластовий тиск, глибина свердловини. Під час проектування робіт з видалення піщаних корків необхідно враховувати всі особливості свердловини, оскільки вони впливають на успішність операції її промивання [2].

Огляд літературних даних і вивчення світового досвіду використання колтубінгових установок свідчить, що основний обсяг робіт припадає на нафтові родовища. Тому існує необхідність в удосконаленні відомих та розробленні нових технологій ремонту газових свердловин при депресії тиску на пласт в умовах постійного припливу газу з пласта [3]. На жаль, в літературних матеріалах недостатньо даних про вибір типу промивального агента, ефективного діаметра колони промивальних труб, оптимальної витрати агента для промивання свердловини від піщаного корка.

Метою даної статті є теоретичні дослідження ефективності прямого і зворотного промивання свердловини від піщаного корка на вибої з використанням води і азоту. Для запомповування води у свердловину застосовували насос НПС 32, для запомповування азоту – газифікаційне устаткування АГУ-8К. В якості промивальних труб використовували НКТ і КГТ, які опускали всередину колони НКТ. Розрахунки виконували для таких вихідних даних: глибина свердловини – 2600 м, початковий пластовий тиск – 27 МПа, поточний пластовий тиск – 5 МПа, пластова температура – 330 К; внутрішній діаметр експлуатаційної колони –

0,132; 0,1523 м; зовнішній (внутрішній) діаметр НКТ – 0,073 (0,062); 0,0889 (0,0759); 0,1016 (0,0886) м; зовнішній (внутрішній) діаметр КГТ – 0,0254 (0,02159); 0,0318 (0,027); 0,0381 (0,0325); 0,0445 (0,0381); 0,0508 (0,0434) м; витрата води – 0,0027; 0,0034; 0,0047; 0,0058 м³/с; витрата азоту – 0,133; 0,15 м³/с. У розрахунках визначали швидкості руху промивальної рідини (газу) в НКТ і КГТ, у затрубному просторі між експлуатаційною колоною і НКТ та у кільцевому просторі між НКТ і КГТ, швидкість вільного осідання частинок породи в рідині (газі), тривалість піднімання частинок породи з вибою на поверхню, втрати тиску на тертя під час прямого і зворотного промивання свердловини, потужність потоку рідини, яка необхідна для промивання свердловини водою від піщаного корка.

Основними показниками процесу промивання свердловини від піщаного корка є величини швидкостей руху рідини і газу в промивальних трубах і затрубному просторі.

Швидкості руху промивальної рідини і газу в КГТ визначали за формулами:

$$W_p = \frac{Q_v}{0,785 \cdot d_{КГТ\ вн}^2}, \quad (1)$$

$$W_z = \frac{Q_z \cdot z_{виб} \cdot P_{ат} \cdot T_{пл}}{P_{виб} \cdot T_{ст} \cdot 0,785 \cdot d_{КГТ\ вн}^2}, \quad (2)$$

де Q_v , Q_z – відповідно витрата води і газу, м³/с;

$d_{КГТ\ вн}$ – внутрішній діаметр КГТ, м;

$P_{виб}$ – вибійний тиск, МПа;

$T_{пл}$ – пластова температура, К;

$z_{виб}$ – коефіцієнт стисливості газу за $P_{виб}$ і $T_{пл}$;

$P_{ат}$ – атмосферний тиск, $P_{ат} = 0,1013$ МПа;

$T_{ст}$ – температура за стандартних умов, $T_{ст} = 293$ К.

За аналогічними залежностями визначали швидкості руху промивальної рідини і газу в НКТ, тільки замість внутрішнього діаметра КГТ підставляли внутрішній діаметр колони НКТ.

Швидкості руху промивальної рідини і газу в затрубному просторі між експлуатаційною колоною і НКТ визначали за формулами:

$$W_p = \frac{Q_v}{0,785(d_{екс\ вн}^2 - d_{НКТ\ з}^2)}, \quad (3)$$

$$W_z = \frac{Q_z \cdot z_{виб} \cdot P_{ат} \cdot T_{пл}}{P_{виб} \cdot T_{ст} \cdot 0,785(d_{екс\ вн}^2 - d_{НКТ\ з}^2)}, \quad (4)$$

де $d_{екс\ вн}$ – внутрішній діаметр експлуатаційної колони, м; .

$d_{НКТ\ з}$ – зовнішній діаметр НКТ, м.

Аналогічно визначали швидкості руху промивальної рідини і газу в кільцевому просторі між НКТ і КГТ, підставляючи у формули (3) і (4) замість $d_{екс\ вн}$ і $d_{НКТ\ з}$ відповідно внутрішній діаметр колони НКТ і зовнішній діаметр КГТ.

Для оцінки можливості винесення твердих частинок потоком рідини використовують поняття сталої швидкості осідання частинок, яка залежить від їх форми, розміру і густини, а також характеристик промивальної рідини (газу) [3].

Вважається, що для забезпечення піднімання піску у вертикальній свердловині швидкість висхідного потоку рідини повинна перевищувати сталу швидкість осідання у 1,5–2 рази, а в горизонтальних ділянках – у 10 разів [5].

Сталу швидкість осідання сферичних твердих частинок піску у рідині визначали за формулою [4]:

$$W_{ос.в} = \frac{Re \cdot (\mu \cdot 0,001)}{d_{ч} \cdot \rho_{ч}}, \quad (5)$$

де Re – число Рейнольдса для сферичних піщинок (для умов промивання піщаних корків у свердловинах приймають значення $Re = 500$);

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини, мПа·с;

$d_{ч}$ – діаметр твердих частинок, м;

$\rho_{ч}$ – густина твердих частинок, м.

Сталу швидкість осідання сферичних твердих частинок у газі визначали за формулою [6]:

$$W_{ос.г} = \frac{\mu_{г} \cdot Re}{d_{ч} \cdot \rho_{г}}, \quad (6)$$

де

$$\rho_{г} = \rho_{г.ст} \frac{P_{виб} \cdot T_{ст}}{z_{виб} \cdot P_{ат} \cdot T_{пл}}; \quad (7)$$

$\rho_{г}$ – густина газу (азоту) за вибійного тиску і пластової температури, кг/м³;

$\rho_{г.ст}$ – густина газу (азоту) за стандартних умов, $\rho_{г.ст} = 1,169$ кг/м³;

$\mu_{г}$ – динамічний коефіцієнт в'язкості газу (азоту) за вибійного тиску і пластової температури, Па·с.

Критерій (число) Рейнольдса визначають через критерій Архімеда за формулами [5]:

$$Ar = \frac{d_{ч}^3 (\rho_{ч} - \rho_{г}) g \cdot \rho_{г}}{\mu_{г}^2}; \quad (8)$$

для $Ar < 36$ ($Re < 2$)

$$Re = 0,056 Ar, \quad (9)$$

для $Ar = 36 - 83 \cdot 10^3$ ($Re = 2 - 500$)

$$Re = 0,152 Ar^{0,71}, \quad (10)$$

для $Ar > 83 \cdot 10^3$ ($Re > 500$)

$$Re = 0,175 Ar^{0,5}. \quad (11)$$

У розрахунках прийнято: $d_{ч} = 0,002$ м; $\mu_{в} = 1$ мПа·с; $\rho_{ч} = 2600$ кг/м³; $\rho_{г} = 59,57$ кг/м³ (за тиску 5 МПа і температури 330 К); $z_{виб} = 0,86$.

Застосуємо для порівняння ефективності промивання піщаного корка через КГТ або НКТ додатковий параметр – тривалість піднімання частинок породи з вибою на поверхню.

Тривалість піднімання розмитої породи на поверхню після промивання свердловини визначали за формулою [2]:

$$t = \frac{L}{W_p - W_{ос}}, \quad (12)$$

де W_p – швидкість висхідного потоку промивальної рідини під час промивання свердловини, м/с;

$W_{ос}$ – стала швидкість осідання сферичних твердих частинок у промивальній рідині, м/с;

L – глибина свердловини, м.

Під час промивання свердловини суттєве значення мають втрати тиску в системі. Втрати тиску при промиванні свердловини водою в кільцевому (затрубному) просторі в турбулентному потоці ($Re > 4000$) визначали за формулою [2]:

$$\Delta p = \frac{\rho^{0,75} W_p^{1,75} \mu^{0,25} \Delta L K_{turb}}{4,9 (d_{НКТ\ вн} - d_{КГТ\ з})^{1,25}}, \quad (13)$$

де ρ – густина рідини, кг/м³;

W_p – швидкість руху промивальної рідини, м/с;

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини, Па·с;

ΔL – довжина кільцевого (затрубного) простору, м;

K_{turb} – поправочний коефіцієнт на ексцентриситет.

Втрати тиску у промивальних трубах при промиванні свердловини водою в турбулентному потоці ($Re > 4000$) визначали за формулою [2]:

$$\Delta p = 812,15 \cdot 10^{-3} \frac{L f Q^2 \rho}{d^5}, \quad (14)$$

де f – коефіцієнт гідравлічного опору труб;

L – довжина промивальних труб, м;

d – внутрішній діаметр промивальних труб, м;

Q – витрата рідини, м³/с.

Коефіцієнт опору потоку в трубах для турбулентного потоку рідини визначали за графіками І.Ф. Муді залежно від матеріалу і діаметра труб, їх абсолютної і відносної шорсткості [2].

Втрати тиску при промиванні свердловини азотом в кільцевому (затрубному) просторі визначали наближено за формулою:

$$\Delta p_{тер} \approx \sqrt{\theta \cdot Q_z^2}, \quad (15)$$

де Θ – комплексний параметр, який визначали за формулою:

$$\Theta = 0,0133 \cdot \lambda \frac{z_{cp}^2 \cdot T_{cp}^2}{d_{ef}^5} \cdot (e^{2s} - 1), \quad (16)$$

$$де \quad s = 0,03415 \frac{\bar{\rho} \cdot L}{z_{cp} \cdot T_{cp}},$$

s – комплексний параметр;

$\bar{\rho}$ – відносна густина газу;

L – відстань від гирла свердловини до середини інтервалу перфорації, м;

T_{cp} – середня температура в стовбурі свердловини, К;

z_{cp} – коефіцієнт стисливості газу за середнього тиску p_{cp} і середньої температури

T_{cp} у стовбурі свердловини;

λ – коефіцієнт гідравлічного опору труб;

d_{ef} – ефективний діаметр, см, який визначали за формулами:

$d_{ef} = \sqrt{d_{НКТ\ вн}^2 - d_{КГТ\ з}^2}$ – для кільцевого простору;

$d_{ef} = \sqrt{d_{екс\ вн}^2 - d_{НКТ\ з}^2}$ – для затрубного простору;

$d_{ef} = d_{НКТ\ вн}$ або $d_{ef} = d_{КГТ\ вн}$ – відповідно для НКТ і КГТ.

Коефіцієнт гідравлічного опору є функцією числа Рейнольдса та відносної шорсткості труб $\lambda = f(Re, \epsilon)$, які визначали за формулами [5].

Потужність потоку рідини, необхідну для промивання свердловини від піщаного корка, визначали за формулою [6]:

$$N = \frac{p_{вих.нас} Q_v}{1000\eta}, \quad (17)$$

де $p_{вих.нас}$ – тиск на виході із насоса, Па;

η – загальний механічний коефіцієнт корисної дії насосного устаткування (береться рівним 0,8).

Результати розрахунків характеристик процесу прямого і зворотного промивання піщаного корка водою наведено у таблицях 1 і 2, газом – у таблицях 3 і 4. У зв'язку із великою кількістю розрахункових даних у таблицях 1-4 включено тільки результати розрахунків для зовнішнього діаметра КГТ – 0,0254; 0,0318; 0,0381; 0,0445; 0,0508 м; внутрішнього діаметра НКТ – 0,062; 0,0759 м; внутрішнього діаме-

тра експлуатаційної колони – 0,1523 м; витрати рідини – 0,0027; 0,0034; 0,0047 м³/с; витрати газу – 0,133; 0,15 м³/с. Розрахована швидкість осідання сферичних твердих частинок у воді становить 0,192 м/с, у газі – 0,338 м/с.

Пряме промивання піщаного корка водою

Згідно з результатами розрахунків характеристик процесу прямого промивання піщаного корка водою, швидкість руху висхідного потоку рідини у кільцевому просторі набагато вища від швидкості руху висхідного потоку рідини у затрубному просторі, і для всіх розглянутих діаметрів КГТ і НКТ перевищує швидкість осідання сферичних твердих частинок у воді.

Найбільші швидкості руху промивальної рідини у кільцевому просторі отримано у свердловинах з внутрішнім діаметром НКТ 62 мм, а в затрубному просторі – в свердловинах з 132 мм експлуатаційною колоною.

Із порівняння швидкості руху висхідного потоку рідини і швидкості осідання піщинок у промивальній рідині випливає, що для свердловин з внутрішнім діаметром експлуатаційної колони 132 мм винесення піщинок відбувається при прямому промиванні свердловини водою як через КГТ так і через НКТ. За внутрішнього діаметра експлуатаційної колони 152,3 мм, зовнішнього діаметра НКТ 73 мм і витрати рідини 0,0027 м³/с швидкість руху висхідного потоку рідини в затрубному просторі є недостатньою для винесення твердих частинок.

Тривалість піднімання розмитого піщаного корка по кільцевому і затрубному просторах при прямому промиванні свердловини водою змінюється в межах 7,661 – 43333,33 хв.

Із порівняння тривалості піднімання розмитого піщаного корка кільцевим і затрубним просторами у процесі промивання свердловини водою випливає, що найефективніше застосувати КГТ, оскільки тривалість процесу у цьому випадку є значно меншою.

При прямому промиванні свердловини водою по НКТ втрати тиску у стовбурі свердловини є меншими порівняно з втратами тиску при промиванні свердловини по КГТ.

Згідно з результатами розрахунків насос НПСЦ-32 не можна використовувати при прямому промиванні піщаного корка водою по КГТ діаметрами 25,4; 31,8 мм за витрат рідини 0,047 і 0,058 м³/с у зв'язку з тим, що тиск на виході з насоса перевищує максимально допустимий тиск нагнітання.

Згідно з результатами розрахунків тиск на вибої свердловини в процесі роботи насоса НПСЦ-32 при прямому промиванні свердловини водою від піщаного корка змінюється в межах 25,4 – 56,44 МПа і є більшим від поточного пластового тиску (5 МПа).

Насос НПСЦ-32 не можна використовувати при прямому промиванні свердловини водою по КГТ діаметрами 25,4; 33,5 мм за витратах рідини 0,047 і 0,058 м³/с. Номінальна корисна потужність насоса становить 108 кВт, що є менше за необхідну потужність.

Таблиця 1 – Характеристики процесу прямого промивання піщаного корка водою при різних діаметрах труб і витратах промивальної рідини

| Параметри | Зовнішній діаметр КГТ, НКТ, мм | Витрата рідини, м ³ /с | | |
|---|--------------------------------|-----------------------------------|------------------------|------------------------|
| | | Q ₁ =0,0027 | Q ₂ =0,0034 | Q ₃ =0,0047 |
| Швидкість руху висхідного потоку рідини у кільцевому просторі при внутрішньому діаметрі НКТ 62 мм і різних діаметрах КГТ, м/с | 25,4 | 1,075 | 1,354 | 1,872 |
| | 31,8 | 1,214 | 1,529 | 2,114 |
| | 38,1 | 1,438 | 1,81 | 2,503 |
| | 44,5 | 1,845 | 2,324 | 3,212 |
| | 50,8 | 2,722 | 3,428 | 4,739 |
| Швидкість руху висхідного потоку рідини у затрубному просторі при внутрішньому діаметрі експлуатаційної колони 152,3 мм і різних діаметрах НКТ, м/с | 73 | 0,141 | 0,242 | 0,335 |
| | 88,9 | 0,225 | 0,283 | 0,392 |
| Тривалість піднімання розмитого піщаного корка у кільцевому просторі при внутрішньому діаметрі НКТ 62 мм і різних діаметрах КГТ, хв | 25,4 | 49,075 | 37,292 | 25,794 |
| | 33,5 | 42,401 | 32,411 | 22,546 |
| | 38,1 | 34,778 | 26,782 | 18,751 |
| | 44,45 | 26,215 | 20,325 | 14,349 |
| | 50,8 | 17,128 | 13,391 | 9,530 |
| Тривалість піднімання розмитого піщаного корка у затрубному просторі при внутрішньому діаметрі експлуатаційної колони 152,3 мм і різних діаметрах НКТ, хв | 73 | 43333,33 | 866,667 | 303,030 |
| | 88,9 | 1313,131 | 476,190 | 216,667 |
| Втрати тиску у стовбурі свердловини при прямому промиванні піщаного корка водою по КГТ різного діаметра, МПа | 25,4 | 66,703 | 110,907 | 201,732 |
| | 33,5 | 22,608 | 37,397 | 67,844 |
| | 38,1 | 11,616 | 18,491 | 32,720 |
| | 44,45 | 10,783 | 17,055 | 29,890 |
| | 50,8 | 25,919 | 39,209 | 69,289 |
| Втрати тиску у стовбурі свердловини при прямому промиванні піщаного корка водою по НКТ різного діаметра, МПа | 73 | 0,461 | 0,991 | 0,817 |
| | 88,9 | 0,175 | 0,262 | 0,462 |
| Тиск на вибої свердловини в процесі роботи насоса НПСЦ-32 при промиванні піщаного корка по КГТ різного діаметра, МПа | 25,4 | 26,73 | 27,31 | 28,66 |
| | 31,8 | 27,39 | 28,31 | 30,46 |
| | 38,1 | 28,85 | 30,52 | 34,48 |
| | 44,5 | 33,13 | 37,05 | 46,42 |
| Тиск на вибої свердловини в процесі роботи насоса НПСЦ-32 при промиванні піщаного корка по НКТ різного діаметра, МПа | 73 | 25,4 | 25,48 | 25,57 |
| | 88,9 | 25,45 | 25,53 | 25,64 |
| Потужність насосного устаткування яка необхідна для прямого промивання піщаного корка водою по КГТ різного діаметра, кВт | 25,4 | 245,51 | 482,24 | 1250 |
| | 33,5 | 84,22 | 164,25 | 421,42 |
| | 38,1 | 42,39 | 81,95 | 207,72 |
| | 44,45 | 40,77 | 78,36 | 197,19 |
| | 50,8 | 102,02 | 197,05 | 499,93 |
| Потужність насосного устаткування яка необхідна для прямого промивання піщаного корка водою по НКТ різного діаметра, кВт | 73 | 0,69 | 2,46 | 7,8 |
| | 88,9 | 0,06 | 1,19 | 4,44 |

Зворотне промивання піщаного корка водою

Аналіз результатів розрахунків характеристик зворотного промивання піщаного корка водою свідчить, що для всіх досліджених значень діаметрів КГТ і НКТ і витрат води швидкість руху висхідного потоку води в КГТ і НКТ перевищує швидкість осідання твердих частинок у воді. При цьому швидкість руху висхідного потоку рідини в КГТ набагато вища, ніж у НКТ.

При зворотному промиванні піщаного корка водою тривалість піднімання сферичних твердих частинок по КГТ змінюється в межах 1,326 – 26,52 хв, по НКТ – 25,048 – 176,152 хв і є меншою, ніж при прямому промиванні піщаного корка.

Втрати тиску у стовбурі свердловини є більшими при запомповуванні води в кільцевий простір порівняно із запомповуванням води у затрубний простір і перевищують втрати тиску при прямому промиванні піщаного корка.

Таблиця 2 – Характеристики процесу зворотного промивання піщаного корка водою при різних діаметрах труб і витратах промивальної рідини

| Параметри | Зовнішній діаметр КГТ, НКТ, мм | Витрата рідини, м ³ /с | | |
|---|--------------------------------|-----------------------------------|------------------------|------------------------|
| | | Q ₁ =0,0027 | Q ₂ =0,0034 | Q ₃ =0,0047 |
| Швидкість руху висхідного потоку рідини в КГТ різного діаметра, м/с | 25,4 | 7,379 | 9,292 | 12,845 |
| | 31,8 | 4,718 | 5,941 | 8,213 |
| | 38,1 | 3,256 | 4,101 | 5,668 |
| | 44,5 | 2,369 | 2,984 | 4,125 |
| | 50,8 | 1,826 | 2,299 | 3,179 |
| Швидкість руху висхідного потоку рідини в НКТ різного діаметра, м/с | 73 | 0,895 | 1,127 | 1,558 |
| | 88,9 | 0,597 | 0,752 | 1,039 |
| Тривалість піднімання розмитого піщаного корка по КГТ різного діаметра, хв | 25,4 | 6,029 | 4,762 | 3,425 |
| | 31,8 | 9,574 | 7,538 | 5,402 |
| | 38,1 | 14,143 | 11,086 | 7,913 |
| | 44,5 | 19,905 | 15,521 | 11,018 |
| | 50,8 | 26,520 | 20,566 | 14,507 |
| Тривалість піднімання розмитого піщаного корка по НКТ різного діаметра, хв | 73 | 61,641 | 46,346 | 31,723 |
| | 88,9 | 106,996 | 77,381 | 51,161 |
| Втрати тиску у стовбурі свердловини при зворотному промиванні піщаного корка водою при запомповуванні води у кільцевий простір з внутрішнім діаметром НКТ 62 мм, МПа | 25,4 | 73,263 | 121,807 | 221,632 |
| | 31,8 | 24,698 | 40,887 | 74,184 |
| | 38,1 | 13,780 | 20,101 | 37,030 |
| | 44,5 | 11,799 | 17,724 | 31,430 |
| | 50,8 | 26,499 | 39,542 | 70,061 |
| Втрати тиску у стовбурі свердловини при зворотному промиванні піщаного корка водою при запомповуванні води у затрубний простір з внутрішнім діаметром експлуатаційної колони 152,3 мм, МПа | 73 | 0,498 | 0,752 | 1,359 |
| | 88,9 | 0,185 | 0,281 | 0,499 |
| Тиск на вибої свердловини під час роботи насоса НПС-32 при запомповуванні води у кільцевий простір з внутрішнім діаметром НКТ 62 мм, МПа | 25,4 | 36,557 | 34,503 | 48,078 |
| | 31,8 | 29,542 | 28,763 | 32,786 |
| | 38,1 | 25,490 | 26,349 | 26,690 |
| | 44,5 | 25,451 | 25,626 | 26,520 |
| | 50,8 | 25,761 | 27,028 | 30,919 |
| Тиск на вибої свердловини під час роботи насоса НПС-32 при запомповуванні води у затрубний простір з внутрішнім діаметром експлуатаційної колони 152,3 мм, МПа | 73 | 25,782 | 25,838 | 25,871 |
| | 88,9 | 25,725 | 25,849 | 26,071 |
| Потужність насосного устаткування, необхідна для зворотного промивання піщаного корка водою при запомповуванні води у кільцевий простір з внутрішнім діаметром НКТ 62 мм, кВт | 25,4 | 284,56 | 556,07 | 1435 |
| | 31,8 | 96,95 | 187,58 | 478,56 |
| | 38,1 | 46,4 | 89,01 | 224,49 |
| | 44,5 | 39,61 | 75,83 | 190,6 |
| | 50,8 | 90,27 | 174,5 | 443,39 |
| Потужність насосного устаткування, необхідна для зворотного промивання піщаного корка водою при запомповуванні води у затрубний простір з внутрішнім діаметром експлуатаційної колони 152,3 мм, кВт | 73 | 2,61 | 4,58 | 10,1 |
| | 88,9 | 1,36 | 2,65 | 6,2 |

Із результатів розрахунку випливає, що насос НПС-32 не може використовуватись при витратах рідини 0,047 і 0,058 м³/с і внутрішніх діаметрах КГТ 21,59, 27 мм при запомповуванні рідини в кільцевий простір, оскільки тиск на виході з насоса перевищує максимально допустимий тиск нагнітання.

При зворотному промиванні піщаного корка водою значення тиску на вибої свердловини під час роботи насоса НПС-32 є більшими ніж при прямому промиванні піщаного корка водою.

Згідно з результатами розрахунків насос НПС-32 не може використовуватись при витратах рідини 0,034; 0,047 і 0,058 м³/с і внутріш-

Таблиця 3 – Характеристики процесу прямого промивання піщаного корка газом при різних діаметрах труб і витратах промивальної рідини

| Параметри | Зовнішній діаметр КГТ, НКТ мм | Витрата газу, м ³ /с | |
|---|-------------------------------|---------------------------------|----------------------|
| | | Q ₁ =0,133 | Q ₂ =0,15 |
| Швидкість руху висхідного потоку газу у кільцевому просторі при внутрішньому діаметрі НКТ 62 мм і різних діаметрах КГТ, м/с | 25,4 | 1,039 | 1,172 |
| | 33,5 | 1,173 | 1,323 |
| | 38,1 | 1,389 | 1,567 |
| | 44,45 | 1,783 | 2,011 |
| | 50,8 | 2,63 | 2,967 |
| Швидкість руху висхідного потоку газу у кільцевому просторі при внутрішньому діаметрі експлуатаційної колони 152,3 мм і різних діаметрах НКТ, м/с | 73 | 0,172 | 0,194 |
| | 88,9 | 0,191 | 0,215 |
| Тривалість піднімання розмитого піщаного корка кільцевим простором при внутрішньому діаметрі НКТ 62 мм і різних діаметрах КГТ, хв | 25,4 | 58,80 | 42,65 |
| | 33,5 | 49,47 | 36,38 |
| | 38,1 | 39,39 | 29,44 |
| | 44,45 | 28,75 | 21,82 |
| | 50,8 | 18,18 | 14,02 |
| Втрати тиску у стовбурі свердловини при прямому промиванні піщаного корка азотом по КГТ різного діаметра, МПа | 25,4 | 8,881 | 10,016 |
| | 33,5 | 5,358 | 6,042 |
| | 38,1 | 3,815 | 4,303 |
| | 44,45 | 3,269 | 3,687 |
| | 50,8 | 3,705 | 4,179 |
| Тиск на вибої свердловини при прямому промиванні піщаного корка по КГТ різного діаметра, МПа | 25,4 | 12,864 | 12,138 |
| | 33,5 | 14,552 | 14,36 |
| | 38,1 | 14,985 | 14,915 |
| | 44,45 | 15,13 | 15,1 |
| | 50,8 | 14,184 | 15,169 |

ньому діаметрі КГТ 21,59; 27 мм у зв'язку з тим, що номінальна корисна потужність насоса становить 108 кВт і є меншою необхідної потужності для зворотного промивання свердловини.

Аналіз результатів розрахунків свідчить, що для промивання піщаного корка водою найбільш ефективним є пряме промивання з використанням КГТ при витраті рідини 0,0027 м³/с, внутрішньому діаметрі НКТ – 0,062 м, зовнішньому діаметрі КГТ – 0,0381 м. Тривалість піднімання розмитого піщаного корка при промиванні свердловини становить 34,778 хв.

Пряме промивання піщаного корка азотом

Згідно з результатами розрахунків для розглянутих значень внутрішнього діаметра НКТ 62; 75,9; 88,6 мм, зовнішнього діаметра КГТ 25,4; 33,5; 38,1; 44,45; 50,8 мм і витратах газу 0,133 і 0,15 м³/с забезпечується повне винесення розмитого піску по кільцевому просторі НКТ-КГТ при нагнітанні газу по КГТ. При внутрішньому діаметрі експлуатаційної колони 132 мм і при нагнітанні газу по НКТ винесення піску затрубним простором забезпечується тільки при зовнішньому діаметрі НКТ 101,6 мм за витрати газу 0,133 м³/с і при зовнішньому діаметрі НКТ 88,9 і 101,6 мм за витрати газу 0,15 м³/с. При внутрішньому діаметрі експлуа-

ційної колони 152,3 мм пісок затрубним простором не виноситься, оскільки швидкість руху висхідного потоку газу у ньому є меншою швидкості осідання твердих частинок у газі (0,338 м/с).

Тривалість піднімання розмитого піщаного корка кільцевим і затрубним просторами при прямому промиванні свердловини азотом змінюється в межах 14,02 – 2166,67 хв.

Ефективнішим є пряме промивання піщаного корка по КГТ оскільки тривалість піднімання розмитого піску кільцевим простором значно менша ніж затрубним.

Втрати тиску у стовбурі свердловини при прямому промиванні піщаного корка змінюються в межах 0,57 – 24,561 МПа. Більшими є втрати тиску в стовбурі свердловини при підніманні розмитого піску кільцевим простором НКТ-КГТ, меншими – при підніманні розмитого піску по затрубним простором.

Тиск на вибої свердловини при прямому промиванні піщаного корка азотом змінюється в межах 12,138 – 15,238 МПа, і набагато менші від вибійного тиску при промиванні піщаного корка водою.

Зворотне промивання піщаного корка азотом

При зворотному промиванні піщаного корка азотом шляхом нагнітання азоту в затрубний

Таблиця 4 – Характеристики процесу зворотного промивання піщаного корка газом при різних діаметрах труб і витратах промивальної рідини

| Параметри | Зовнішній діаметр КГТ, НКТ мм | Витрата газу, м ³ /с | |
|---|-------------------------------|---------------------------------|----------------------|
| | | Q ₁ =0,133 | Q ₂ =0,15 |
| Швидкість руху висхідного потоку газу у КГТ різного діаметра, м/с | 25,4 | 7,27 | 8,199 |
| | 33,5 | 4,649 | 5,243 |
| | 38,1 | 3,208 | 3,618 |
| | 44,45 | 2,335 | 2,633 |
| | 50,8 | 1,799 | 2,029 |
| Швидкість руху висхідного потоку газу у НКТ різного діаметра, м/с | 73 | 0,882 | 0,994 |
| | 88,9 | 0,588 | 0,663 |
| Тривалість піднімання розмитого піщаного корка по КГТ різного діаметра, хв | 25,4 | 6,25 | 5,51 |
| | 33,5 | 10,05 | 8,83 |
| | 38,1 | 15,10 | 13,21 |
| | 44,45 | 21,70 | 18,88 |
| | 50,8 | 29,66 | 25,63 |
| Тривалість піднімання розмитого піщаного корка по НКТ різного діаметра, хв | 73 | 79,657 | 66,057 |
| | 88,9 | 173,333 | 146,893 |
| Втрати тиску у стовбурі свердловини при зворотному промиванні піщаного корка азотом, при запопмуванні азоту у кільцевий простір з внутрішнім діаметром НКТ 62 мм, МПа | 25,4 | 9,633 | 10,865 |
| | 33,5 | 5,735 | 6,467 |
| | 38,1 | 3,997 | 4,509 |
| | 44,45 | 3,321 | 3,745 |
| | 50,8 | 3,616 | 4,078 |
| Втрати тиску у стовбурі свердловини при зворотному промиванні піщаного корка азотом, при запопмуванні азоту у затрубний простір з внутрішнім діаметром експлуатаційної колони 152,3 мм, МПа | 73 | 0,615 | 0,693 |
| | 88,9 | 0,397 | 0,448 |
| Тиск на вибої свердловини при зворотному промиванні піщаного корка азотом при запопмуванні азоту у кільцевий простір з внутрішнім діаметром НКТ 62 мм, МПа | 25,4 | 15,226 | 15,222 |
| | 33,5 | 15,221 | 15,216 |
| | 38,1 | 15,21 | 15,202 |
| | 44,45 | 15,183 | 15,167 |
| | 50,8 | 15,081 | 15,038 |
| Тиск на вибої свердловини при зворотному промиванні піщаного корка азотом при запопмуванні азоту у затрубний простір з внутрішнім діаметром експлуатаційної колони 152,3 мм, МПа | 73 | 15,239 | 15,239 |
| | 88,9 | 15,239 | 15,239 |

простір швидкість піднімання розмитого піску як КГТ, так і НКТ перевищує швидкість осідання сферичних твердих частинок. Швидкість піднімання розмитого піску більша в КГТ, ніж в НКТ. Відповідно менша тривалість піднімання розмитого піску КГТ.

Втрати тиску у стовбурі свердловини при зворотному промиванні піщаного корка змінюються в межах 0,305 – 10,865 МПа.

Тиск на вибої свердловини при зворотному промиванні піщаного корка азотом змінюється в межах 15,038 – 15,239 МПа.

Згідно з результатами розрахунків для промивання піщаного корка азотом найбільш ефективно зворотне промивання з використанням КГТ при витраті газу 0,133 м³/с, внутрішньому діаметрі НКТ – 0,062 м, внутрішньому діаметрі КГТ – 0,0325 м. Тривалість піднімання розмитого піщаного корка становить 15,1 хв.

Висновки

Згідно з результатами розрахунків для промивання піщаного корка водою найбільш ефективно пряме промивання при витраті рідини 0,0027 м³/с, внутрішньому діаметрі НКТ – 0,062 м, зовнішньому діаметрі КГТ – 0,0381 м. Тривалість піднімання твердої фази з вибою свердловини становить 34,778 хв.

Для газоподібних агентів найбільш ефективно зворотне промивання при витраті газу 0,133 м³/с, внутрішньому діаметрі НКТ – 0,062 м, внутрішньому діаметрі КГТ – 0,0325 м. Тривалість піднімання твердої фази із свердловини становить 15,1 хв.

Згідно з результатами виконаних досліджень при промиванні піщаного корка водою вибірні тиски значно більші, ніж при промиванні газом. Так, при прямому промиванні пі-

щаного корка водою вибійний тиск змінюється в межах 25,4–56,44 МПа, при зворотному промиванні – 25,474–65,511 МПа. При прямому промиванні піщаного корка азотом вибійний тиск змінюється в межах 12,138 – 15,238 МПа, при зворотному промиванні – 15,038 – 15,239 МПа. До основних недоліків використання води як промивального агента на виснажених родовищах відноситься надходження значних об'ємів води в пласт, що призводить до зниження продуктивності свердловини. Після ліквідації піщаних корків свердловини переважно працюють з нижчими дебітами газу, ніж до проведення ремонтних робіт, і потрібний тривалий час для відновлення попереднього дебіту газу.

За результатами виконаних досліджень з використання колтюбінгової установки для очищення вибою свердловини від піщаного корка можна зробити такі висновки і подати такі рекомендації.

Використання колтюбінгової установки зменшує у десять разів тривалість процесу промивання піщаного корка порівняно з використанням НКТ.

Для ліквідації піщаних корків у газових свердловинах на виснажених родовищах ефективніше застосовувати газоподібні агенти. При цьому мінімізується надходження промивального агента у привибійну зону пласта, що сприяє збереженню продуктивної характеристики свердловини.

Література

- 1 Технология ликвидации пескопроявлений в нефтяных скважинах [Текст] / [Исмагилов Ф. З., Кадыров Р. Р., Жиркеев А. С. и др.] // Сборник научных трудов ТатНИПИ-нефть. – 2010. – С. 223-229.
- 2 Поліник М. М. Колтюбінг в нафтогазовидобуванні [Текст] / М. М. Поліник, В. М. Ясюк, Р. С. Яремійчук. – Львів: Центр Європи, 2014. – 336 с.
- 3 Сахабутдинов Р. Р. Разработка технологий ремонта газовых скважин без глушения (на примере Уренгойского газонефтеконденсатного месторождения) [Текст] : автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 25.00.15 – “Технология бурения и освоения скважин” / Сахабутдинов Рустам Рамилевич; Уфимский госуд. нефтяной техн. ун-т. – Уфа, 2005. – 24.
- 4 Копей Б. В. Очищення вибою свердловин від піску використанням колони гнучких труб / Б. В. Копей, О. О. Кузьмін // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2009. – № 4. – С. 80-84.
- 5 Довідник з нафтогазової справи / За заг. ред. докторів технічних наук В.С. Бойка, Р. М. Кондрата, Р. С. Яремійчука. – К.: Львів, 1996. – 620 с.
- 6 Эксплуатация свердловин у нестійких колекторах [Текст] : Монографія / В. С. Бойко, І. А. Франчук, С. І. Іванов, Р. В. Бойко. – К.: Книгодрук, 2004. – 400 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
29.01.15*

*Рекомендована до друку
професором Коцкуличем Я.С.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
д-ром техн. наук Акульшиним О.О.
(ПАТ «Український нафтогазовий інститут»,
м. Київ)*

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАГІСТРАЛЬНИХ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ НАФТОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ СТАНЦІЙ

П.О. Курляк

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727172,
e-mail: p.kurlyak@gmail.com

Сучасні дослідження електроприводних магістральних насосних агрегатів є комплексним завданням значної технічної складності, оскільки їх функціонування характеризується протіканням взаємозв'язаних електромагнітних, механічних і гідравлічних процесів. Швидкий розвиток цифрових обчислювальних машин сприяв розробці нових методів математичного моделювання і розрахунку стаціонарних та перехідних режимів роботи електротехнічних систем. Це дало змогу по-новому підійти до багатьох питань проектування та експлуатації різного роду об'єктів. Одним із таких методів моделювання є уніфікований комп'ютерно-орієнтований метод Bond Graph.

Основна ідея статті полягає у застосуванні швидко прогресуючого методу Bond Graph для проведення комп'ютерного експрес-аналізу енергетичних процесів у електроприводних магістральних насосних агрегатах. Автором розроблено графо-енергетичну Bond Graph модель електроприводного відцентрового насосного агрегату, яка складається з асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором, відцентрового насосу та запірної арматури. Запропонована модель відрізняється від існуючих аналогів здатністю відображати у графічній формі перетоки енергії між конструктивними елементами реального агрегату, враховувати ефекти насичення магнітопроводу і витіснення струму в роторі двигуна та в'язкість рідини в насосі.

Об'єктом дослідження вибрано магістральний насосний агрегат нафтоперекачувальної станції «Плецівка» NGK-500/450/100 із електроприводом 4АЗМВ-2500/6000-У2 філії «Магістральні нафтопроводи «Дружба» ПАТ Укртранснафта. Досліджено енергетичні параметри даного агрегату за умови пуску на повністю відкриту напірну засувку. Отримано графічні залежності споживаної електроенергії за час пуску, миттєві значення активної і реактивної потужностей електродвигуна, механічної потужності на його валу та гідравлічної потужності на напірному патрубку насоса. Проведені дослідження енергетичних параметрів динамічних режимів роботи магістральних насосних агрегатів дають змогу аналізувати ефективність перетворення енергії у кожній фізичній області (електричній, механічній та гідравлічній), що в подальшому дозволить розробити та реалізувати енергоефективні режими їх функціонування.

Ключові слова: Bond Graph, енергетика, ефективність, насосний агрегат, нафтоперекачувальна станція.

Современные исследования электроприводных магистральных насосных агрегатов являются комплексной задачей значительной технической сложности, поскольку их функционирование характеризуется протеканием взаимосвязанных электромагнитных, механических и гидравлических процессов. Быстрое развитие цифровых вычислительных машин способствовало разработке новых методов математического моделирования и расчета стационарных и переходных режимов работы электротехнических систем. Это позволило по-новому подойти ко многим вопросам проектирования и эксплуатации различного рода объектов. Одним из таких методов моделирования является унифицированный компьютерно-ориентированный метод Bond Graph.

Основная идея статьи заключается в применении быстро прогрессирующего метода Bond Graph для проведения компьютерного экспрес-анализа энергетических процессов в электроприводных магистральных насосных агрегатах. Автором разработана графо-энергетическая Bond Graph модель электроприводного центробежного насосного агрегата, которая состоит из асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором, центробежного насоса и запорной арматуры. Предложенная модель отличается от существующих аналогов способностью отображать в графической форме потоки энергии между конструктивными элементами реального агрегата, учитывать эффекты насыщения магнітопроводу и вытеснения тока в роторе двигателя, а также вязкость жидкости в насосе.

Объектом исследования выбран магистральный насосный агрегат нефтеперекачивающей станции «Плецевка» NGK-500/450/100 с электроприводом 4АЗМВ-2500/6000-У2 филиала «Магистральные нефтепроводы «Дружба» ПАО Укртранснафта. Исследованы энергетические параметры данного агрегата при пуске на полностью открытую напорную задвижку. Получены графические зависимости потребляемой электроэнергии при пуске, мгновенные значения активной и реактивной мощностей электродвигателя, механической мощности на его валу и гидравлической мощности на напорном патрубке насоса. Проведенные исследования энергетических параметров динамических режимов работы магистральных насосных агрегатов позволяют анализировать эффективность преобразования энергии в каждой физической области (электрической, механической и гидравлической), что в дальнейшем позволит разработать и реализовать энергоэффективные режимы их функционирования.

Ключевые слова: Bond Graph, энергетика, эффективность, насосный агрегат, нефтеперекачивающая станция.

Modern studies of the electrically driven main pumping units are considered to be a complex technical issue because their operation is characterized by running of interconnected electromagnetic, mechanical, and hydraulic processes. Rapid development of digital computers contributed to the development of new methods for mathematical modeling and calculating of stationary and transient operation modes of electrical engineering systems. This

allowed us to redefine a new approach to many design and operation issues of various objects. One of such modeling methods is a unified computer-based method of Bond Graph.

The main idea of the article consists in utilization of rapidly progressing Bond Graph method for conducting computer express analysis of energy processes in the electrically driven main pumping units. The author developed a graphical energy Bond Graph model of the electrically driven centrifugal pumping unit, which consists of an asynchronous motor with a squirrel-cage rotor, centrifugal pump, and valves. The proposed model differs from the existing analogues by the ability to display energy overflows between the structural elements of the real unit in a graphical form and take into account the effects of magnetic saturation and current displacement in an engine rotor, as well as the fluid viscosity in a pump.

The main pumping unit of the oil pumping station "Pleshchivka" NGK-500/450/100 with an electric drive 4AZMV-2500/6000-U2 of the PJSC Ukrtransnafta Branch "Main Oil Pipelines "Druzhba" was chosen as a study object. The studies of the unit energy parameters during starting-up when the block valve is fully opened were carried out. Graphical dependencies of consumed electricity, instantaneous active and reactive power values of the electric motor, mechanical power on its shaft, and hydraulic power on the ascending nipple were obtained during starting-up procedure. The conducted studies of energy parameters of the main pumping units dynamic operation modes allow to analyze the efficiency of energy conversion in each individual area (electrical, mechanical, and hydraulic), which will further provide a possibility to elaborate and realize energy-efficient modes of their operation.

Keywords: Bond Graph, energy, efficiency, pumping unit, oil pumping station.

Вступ. Трубопровідний транспорт – це найбільш економічний вид транспортування нафти, рідкого палива, пального і технологічного газу. Електроприводні магістральні насосні агрегати (ЕМНА) є основним технологічним обладнанням нафтоперекачувальних станцій. Масовість, велика потужність та довготривалий режим роботи ЕМНА визначають їх значну питому вагу в енергетичному балансі країни, тому неоптимальні режими функціонування гідромашин призводять до значних енергетичних втрат. Ефективність роботи ЕМНА значною мірою залежить від рівня забезпечення електромеханічного та гідравлічного режимів, тобто від раціонального узгодження характеристик усіх складових підсистем ЕМНА, а саме: електроприводних двигунів – насосів та насосів і гідравлічної мережі. У зв'язку з цим особливо актуальною є задача визначення енергетичних параметрів функціонування ЕМНА в технологічному процесі нафтоперекачувальних станцій.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень та публікацій. Сучасні дослідження ЕМНА є комплексним завданням значної технічної складності, оскільки їх функціонування характеризується протіканням взаємозв'язаних електромагнітних, механічних і гідравлічних процесів. Аналіз літературних джерел свідчить [1–11], що специфічна належність даної області досліджень до стику наук – електроенергетики і гідромеханіки – визначила той факт, що із єдиного електрогідромеханічного процесу спеціалісти-електрики виділяють для розгляду електромеханічні, а спеціалісти-гідравліки гідромеханічні складові. Так, дослідженням енергоефективних режимів роботи електроприводів присвячено публікації Чермалиха В.М., Закладного О.М. [1]; Чорного О.П., Родькіна Д.І. [2,3]; Бурбелі М.Й. [4]; Браславського І.Я. [5]; Львівського Н.Ф. [6]; Фіраго Б. І. [7] та ін. Проблемам експлуатації та ефективної роботи насосних агрегатів присвячені роботи Гумерова А.Г. [8], Сулейманова Р.Н. [9], Кутукова С.Е. [10], Мамедова А.И. [11] та ін.

В роботах Грабка В.В. [12], Бур'яна С.О. [13], Раяна Ратліффа [14], Джі-Хун Чоя [15], Пітера Мостермана [16], Дафера Мезганні [17]

та ін. висвітлюються питання комплексного дослідження електроприводних насосних агрегатів, однак, не приділялась увага аналізу саме енергетичних параметрів ЕМНА як складних технічних об'єктів з єдиними електрогідромеханічними режимами роботи. Отже, для реалізації енергоефективних режимів роботи ЕМНА та для швидкого відновлення післяаварійних ситуацій необхідно вміти правильно проводити аналізування, прогнозування та керування процесами, які виникають при малих та великих збуреннях. Для дослідження таких режимів роботи, як правило, використовують математичне та комп'ютерно-орієнтоване моделювання, оскільки проведення експериментальних досліджень є не завжди можливим.

Завдання досліджень. Визначення енергетичних параметрів магістральних насосних агрегатів нафтоперекачувальних станцій з врахуванням взаємозв'язаних електромагнітних, механічних і гідравлічних процесів, що мають місце в складних технічних об'єктах різної фізичної природи.

Виклад основного матеріалу. Швидкий розвиток комп'ютерних наук сприяв розробленню нових методів математичного моделювання і розрахунку стаціонарних та перехідних режимів роботи електротехнічних та енергетичних систем. Це дало змогу по-новому підійти до багатьох питань проектування та експлуатації різного роду об'єктів. Одним із таких методів є уніфікований комп'ютерно-орієнтований метод моделювання Bond Graph, запропонований Пейнтером [18] та розроблений його учнями Кернопом і Розенбергом [19].

Основна ідея статті полягає у застосуванні швидко прогресуючого методу Bond Graph для проведення комп'ютерного експрес-аналізу енергетичних процесів у ЕМНА. Метод моделювання Bond Graph дає змогу досліджувати режими роботи складних технічних об'єктів різної фізичної природи, використовуючи єдину систему понять та позначень. Він оперує з уніфікованими поняттями енергопереносу і енергоперетворення у мультидоменних системах, базується на законах збереження енергії та

принципах багатопортового моделювання. Динамічну поведінку найскладнішої фізичної системи можна з легкістю охарактеризувати, керуючись законом збереження енергії, оскільки у кожній із складових підсистем можна виділити аналогічну поведінку функцій енергії, а саме: збереження, незворотне та зворотне її перетворення. Тому саме енергія здатна завжди використовуватись як узагальнена координата для моделювання взаємозв'язаних систем різної фізичної природи. За допомогою встановлених причинно-наслідкових зв'язків метод Bond Graph забезпечує можливість формування системних рівнянь, перевірку правильності синтезу моделей, та у графічній формі подає наглядний опис мультидоменних систем. На відміну від інших методів, застосування Bond Graph забезпечує візуалізацію не тільки сигнальних, але й енергетичних потоків.

Мультидоменні системи відображають методом Bond Graph у вигляді позначених і спрямованих графів, в яких вершини є підмоделями, а стрілки вказують на взаємодію між їхніми енергетичними портами. Такі сполучення називають енергетичними зв'язками (bonds) та зображають суцільною лінією. Енергетичний зв'язок виражає ідеальний потік енергії між двома сполученими підмоделями. Він представлений двостороннім сигнальним потоком енергетично-спряжених змінних зусиль e (effort) та потоку f (flow). Під енергетичним портом розуміють контактну точку підмоделі, яку з'єднують ідеальним зв'язком. Позитивний напрям потоку енергії між елементами системи та причинно-наслідковий зв'язок між енергетично-спряженими змінними позначають відповідно половиною стрілки та перпендикулярним штрихом на кінці зв'язку.

В основу Bond Graph методу покладено шість фундаментальних фізичних понять – зусилля e , потік f , потужність P , момент p , переміщення q і енергія E . Графічний словник методу містить наступні елементи: два типи узагальнених джерел – зусилля і потоку Se , Sf ; ємність C , інерційність I та опір R ; трансформатор TF і гіратор GY ; вузли загального зусилля θ і потоку I . Аналогії для всіх елементів мови Bond Graph існують практично в будь-якій відомій людству фізичній області. Найголовнішим тут те, що спосіб формування рівнянь з Bond Graph моделі є комп'ютерно-генеруючим за рахунок використання специфічних продуктів програмного забезпечення, одним із яких є симулятор 20-sim. Крім того, даний спосіб гарантує представлення рівнянь в явній формі Коші – фактично це означає простоту рішення їх машинним способом.

Розроблено графо-енергетичну Bond Graph модель електроприводного відцентрового насосного агрегату [20], яка складається з асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором, відцентрового насоса та запірної арматури (рис. 1). Запропонована модель відрізняється від існуючих аналогів здатністю відображати у графічній формі перетоки енергії між констру-

ктивними елементами реального агрегату, враховувати ефекти насичення магнітопроводу і витіснення струму в роторі двигуна та в'язкість рідини в насосі. Це – позначений і спрямований граф, перетоки енергії між елементами якого позначені стрілками. Такі зв'язки представлені двостороннім потоком енергетично-спряжених змінних зусилля $e(t)$ і потоку $f(t)$. Енергетичні змінні $e(t)$ і $f(t)$ знаходять відповідність у кожній із трьох фізичних підсистемах ЕМНА, а саме: в електричній підсистемі змінною зусилля є напруга $u(t)$, а змінною потоку – струм $i(t)$, відповідно в механічній – крутний момент $\tau(t)$ і кутова швидкість $\omega(t)$ ротора машини, а в гідравлічній – тиск $p(t)$ та об'ємний розхід рідини $Q(t)$. Добуток цих змінних рівний миттєвій потужності $P(t)$ у визначений момент часу t , а величина енергії $E(t)$, яка передається через порт елемента, визначена як інтеграл за часом від потужності $P(t)$.

За допомогою встановлених причинно-наслідкових зв'язків із Bond Graph моделі ЕМНА симулятор 20-sim генерує та розв'язує наступні системи лінійних та диференціальних рівнянь стану насосного агрегату, а саме: диференціальні рівняння рівноваги напруг за другим законом Кірхгофа (1) та рівняння електромагнітного моменту двигуна за законом Ленца (2); механічний та механіко-гідравлічний взаємозв'язки між двигуном і насосом представлені відповідно рівнянням руху насосного агрегату (3), рівнянням балансу механічної і гідравлічної потужностей (4) та рівнянням Ейлера для гідромашин (5); гідравлічні процеси, які мають місце у відцентровому насосі, відображені системою диференціальних рівнянь (6) та лінійними рівняннями запірної арматури (7)

$$\begin{cases} u_{\alpha}^s = R_{\alpha}^s i_{\alpha}^s + L_{\alpha}^s(i_m) \frac{di_{\alpha}^s}{dt} + L_m(i_m) \frac{di_{\alpha}^r}{dt}, \\ u_{\beta}^s = R_{\beta}^s i_{\beta}^s + L_{\beta}^s(i_m) \frac{di_{\beta}^s}{dt} + L_m(i_m) \frac{di_{\beta}^r}{dt}, \\ 0 = R_{\alpha}^r(s) i_{\alpha}^r + L_{\alpha}^r(i_m) \frac{di_{\alpha}^r}{dt} + L_m(i_m) \frac{di_{\alpha}^s}{dt} + \\ + \omega^r (L_{\beta}^r(i_m) i_{\beta}^r + L_m(i_m) i_{\beta}^s), \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} 0 = R_{\beta}^r(s) i_{\beta}^r + L_{\beta}^r(i_m) \frac{di_{\beta}^r}{dt} + L_m(i_m) \frac{di_{\beta}^s}{dt} - \\ - \omega^r (L_{\alpha}^r(i_m) i_{\alpha}^r + L_m(i_m) i_{\alpha}^s); \\ T_e = \frac{p}{2} \left[i_{\alpha}^r (L_m(i_m) i_{\beta}^s + L^r(i_m) i_{\beta}^r) - \right. \\ \left. - i_{\beta}^r (L_m(i_m) i_{\alpha}^s + L^r(i_m) i_{\alpha}^r) \right]; \end{cases} \quad (2)$$

$$T_e = J_{\Sigma} \frac{d\omega^r}{dt} + c\omega^r + \tau_m; \quad (3)$$

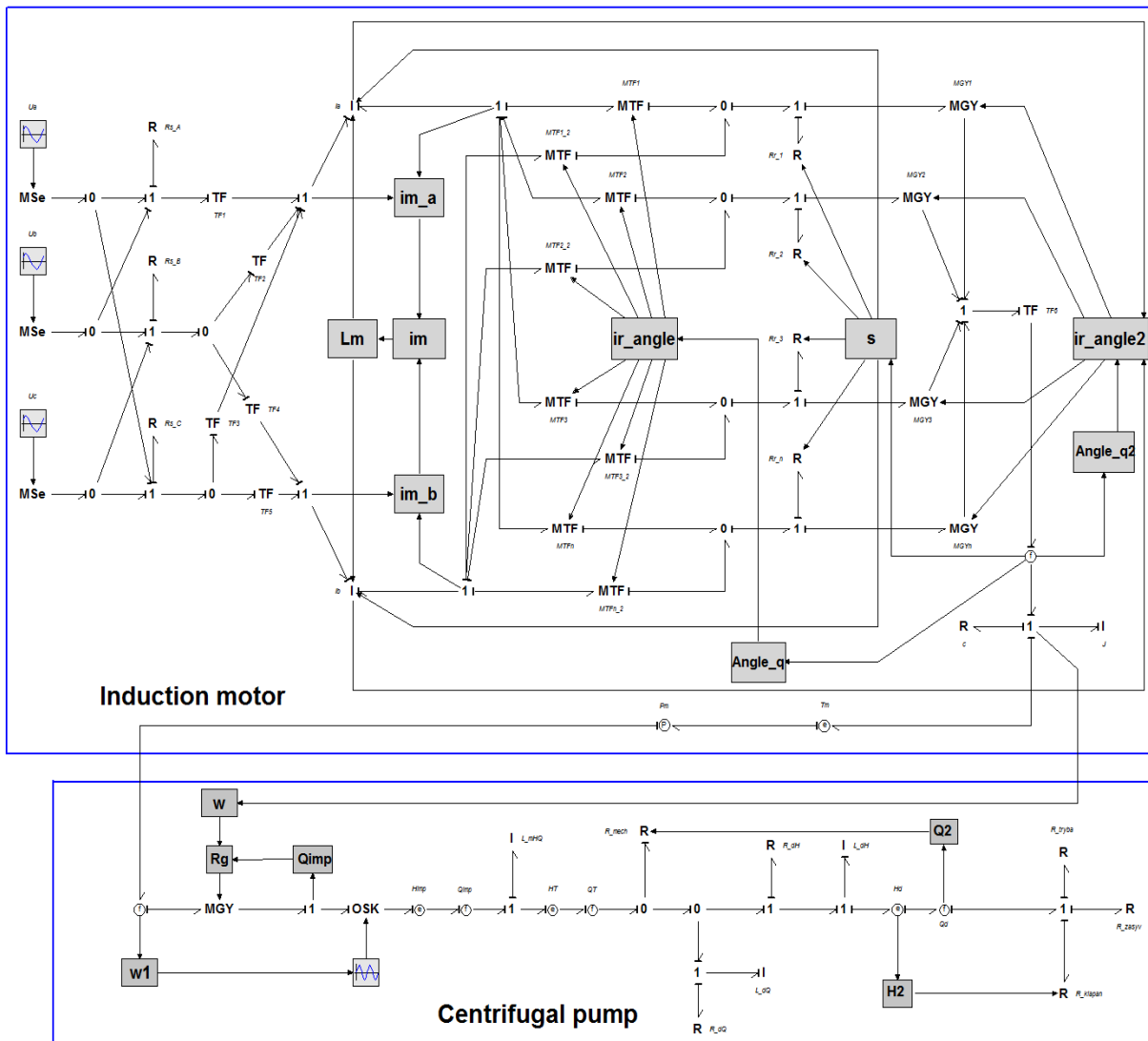


Рисунок 1 – Bond Graph модель електроприводного відцентрового насосного агрегату

$$\rho g H_E Q_E = \tau_m \omega_m; \quad (4)$$

$$\rho g H_E = \rho \omega_m \times$$

$$\times \left(\omega_m (R_2^2 - R_1^2) - \frac{Q_E}{2\pi} \left(\frac{ctg \beta_2}{b_2} - \frac{ctg \beta_1}{b_1} \right) \right); \quad (5)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \rho g H_E &= L_{mHQ} \frac{dQ_T}{dt} + L_{dQ} \frac{dQ_{vol}}{dt} + \\ &+ Q_{vol} R_{dQ} + Q_{mech} R_{mech}, \\ \rho g H_E &= L_{mHQ} \frac{dQ_T}{dt} + L_{dH} \frac{dQ_{hydr}}{dt} + \\ &+ Q_{hydr} R_{dH} + Q_{hydr} (R_Z + R_{KL} + R_{TR}), \\ Q_T - Q_{mech} - Q_{vol} - Q_{hydr} &= 0; \end{aligned} \right. \quad (6)$$

$$\left\{ \begin{aligned} R_Z &= 0, & R_{TR} &= 1, \\ R_{KL} &= R_0 e^{-\left(\frac{t-t_1}{Ta}\right)}. \end{aligned} \right. \quad (7)$$

де u_α^s, u_β^s – α, β складові напруг обмоток статора;

$i_\alpha^s, i_\beta^s, i_\alpha^r, i_\beta^r$ – α, β складові струму відповідно в обмотках статора і ротора;

R_α^s, R_β^s – активні опори обмоток статора;

$R_\alpha^r(s), R_\beta^r(s)$ – активні опори обмоток ротора в залежності від зміни ковзання S ;

$L_\alpha^s(i_m), L_\beta^s(i_m), L_\alpha^r(i_m), L_\beta^r(i_m), L_m(i_m)$ – відповідно повні індуктивності обмоток статора і ротора та взаємна індуктивність в залежності від зміни струму намагнічування i_m ;

ω^r, ω_m – відповідно кутова швидкість обертання ротора АД і робочого колеса ВН (при жорсткому з'єднанні валів $\omega_m = \omega^r$);

T_e – електромагнітний момент двигуна;

τ_m – механічний момент навантаження на валу агрегату;

P – кількість пар полюсів двигуна;
 J_{Σ} – сумарний обертовий момент інерції насосного агрегату;
 C – коефіцієнт тертя вала в підшипниках;
 H_E, Q_E – відповідно значення напору та об'ємної витрати рідини ейлерівського насоса;
 Q_T, Q_{hydr}, Q_{vol} – відповідно витрати на вході колеса, дифузора та у вітці зворотного зв'язку (об'ємні втрати рідини);
 ρ – густина рідини;
 g – прискорення вільного падіння;
 L_{mHQ} – гідроіндуктивність, яка відображає вплив скінченної кількості лопатей робочого колеса насоса;
 $R_{dH}, L_{dH}; R_{dQ}, L_{dQ}$ – активний опір та гідроіндуктивність відповідно віток гідравлічних та об'ємних втрат;
 R_Z – опір напірної засувки;
 R_{TR} – зовнішній гідравлічний опір трубопровода;
 R_{KL} – опір зворотного клапану на виході станції;
 R_0 – опір зворотного клапана в закритому стані;
 t_1 – момент часу відкриття зворотного клапана;
 T_a – стала часу.

Момент інерції ЕМНА визначається як сума моментів інерції всіх елементів, приведених до валу агрегату

$$J_{\Sigma} = J_{AD} + J_{CP} + J_{FL}; \quad (8)$$

де J_{AD} – момент інерції ротора двигуна;

J_{CP} – момент інерції робочого колеса насоса;

J_{FL} – момент інерції приєднаних мас рідини.

Моменти інерції двигуна J_{AD} і насоса J_{CP} , як правило, є каталоговими даними, а момент інерції приєднаних мас рідини розраховують за виразом

$$J_{FL} = \frac{\rho}{g} \int_{\tau} \int_{s} z^2 d\tau ds; \quad (9)$$

де z – відстань від поздовжньої осі насоса до центра мас елементарного об'єму рідини;

$d\tau, ds$ – відповідно ширина і товщина елементарного кільця рідини.

Об'єктом дослідження вибрано магістральний насосний агрегат нафтоперекачувальної станції «Плещівка» NGK-500/450/100 із електроприводом 4АЗМВ-2500/6000-У2 філії «Магістральні нафтопроводи «Дружба» ПАТ Укртранснафта. Для даного агрегату розраховано параметри Bond Graph моделі та проведено дослідження динамічних режимів його роботи. Одержані результати імітаційного моделювання насосного агрегату під час пуску його на частково відкриту засувку порівнювались з

аналогічними результатами знятими експериментально. Експериментальні пускові характеристики за допомогою цифрового осцилографа типу *TEKTRONIX TEKSCOPE THS720*. Відносна похибка одержаних результатів не перевищувала 5% для стаціонарних і 15% для перехідних режимів роботи насосного агрегату.

Оскільки розроблена Bond Graph модель ЕМНА відображає миттєву потужність на кожному bond-зв'язку, то визначення енергетичних параметрів динамічних режимів роботи не викликає значних труднощів. На будь-якому R елементі відображено втрати енергії в кожній підсистемі агрегату, а на I елементі відповідно енергоперетворення. Це дає можливість проводити аналіз ефективності перетворення енергії у кожній фізичній області та на будь-якому конструктивному елементі ЕМНА.

Так, в електричній підсистемі ЕМНА отримано залежності енергетичних параметрів за час пуску агрегату на відкриту засувку, а саме: залежності споживаної енергії та струму, миттєвих значень активної та реактивної потужностей двигуна. Для аналізу споживаної енергії агрегату (рис. 2) у *Bond Graph* моделі встановлено давач в одну із фаз статора двигуна. Розрахунок проводиться за наступною формулою

$$E = 3 \int_0^t u_{sa}(t) \cdot i_{sa}(t) dt, \quad (10)$$

де $u_{sa}(t), i_{sa}(t)$ – відповідно миттєві значення напруги та струму на затискачах однієї фази статорної обмотки двигуна;

t – час пуску.

Залежність споживаного струму (рис. 3) отримано на затискачах фази А статорної обмотки двигуна. Аналогічні залежності можна отримати і для інших фаз. Використовуючи графічну залежність електроенергії (рис. 2), одержано інтегральний показник кількості спожитої електроенергії за час запуску агрегату (точка перегину на рис. 2). Значення пускових та усталених струмів (рис. 3) є інформативними параметрами під час налаштування кіл релейного захисту та вибору захисного електрообладнання агрегату.

Глибокий зміст в графічній підмоделі асинхронного двигуна мають добутки напруг і струмів по взаємноортогональних осях $\alpha\beta$. Так, враховуючи те, що ротор машини короткозамкнений і $u_{r\alpha} = 0, u_{r\beta} = 0$ в [21], запропоновано такі співвідношення для визначення миттєвих значень активної (11) та реактивної (12) потужностей електродвигуна

$$P_{el} = u_{s\alpha} \cdot i_{s\alpha} + u_{s\beta} \cdot i_{s\beta}, \quad (11)$$

$$Q_{el} = u_{s\beta} \cdot i_{s\alpha} - u_{s\alpha} \cdot i_{s\beta}, \quad (12)$$

де $u_{s\alpha}, u_{s\beta}, i_{s\alpha}, i_{s\beta}$ – відповідно α, β складові напруг та струмів в обмотках статора електродвигуна. Графічні залежності активної та реактивної потужностей електродвигуна зображені відповідно на рисунках 4 і 5.

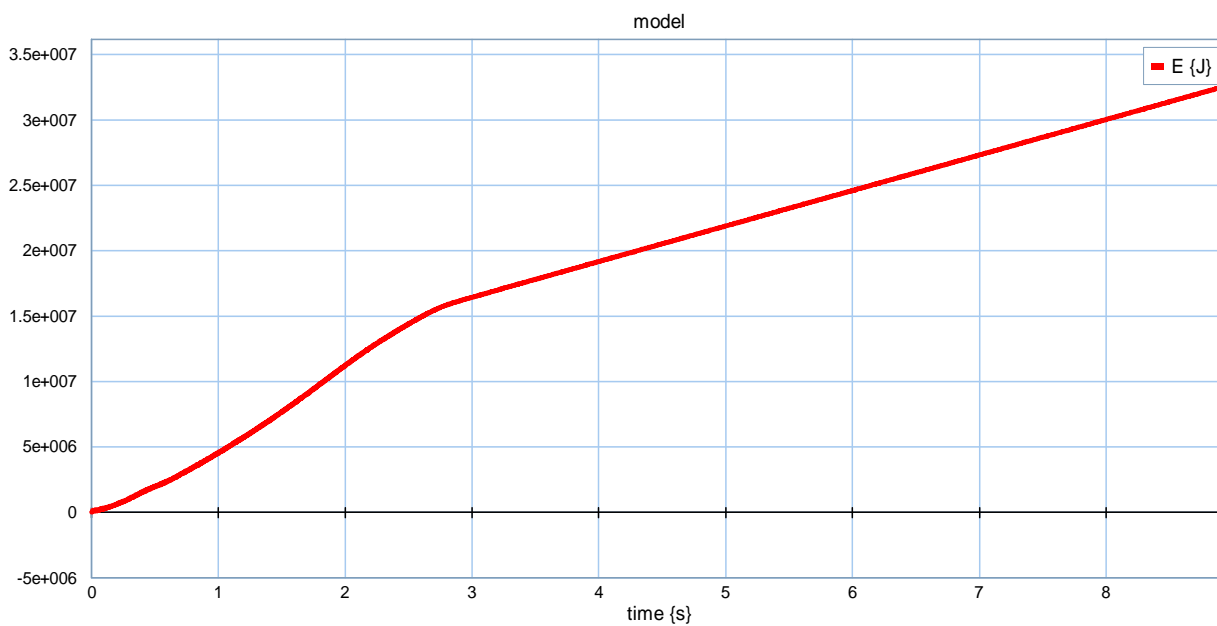


Рисунок 2 – Залежність споживаної електроенергії за час пуску насосного агрегату на відкриту засувку

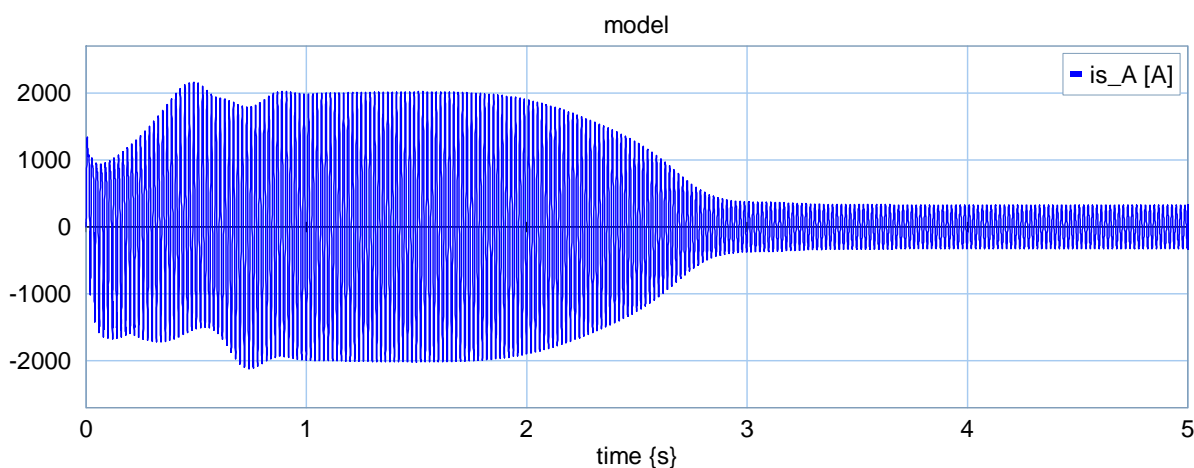


Рисунок 3 – Залежність споживаного струму двигуна за час пуску насосного агрегату на відкриту засувку

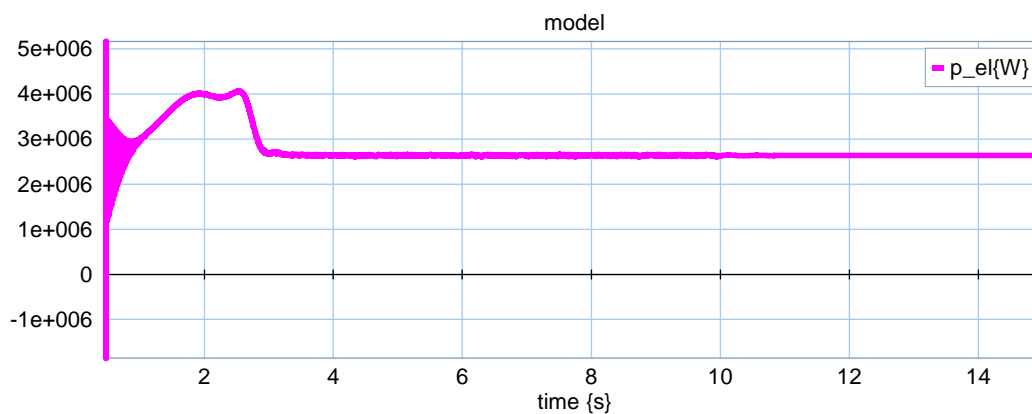


Рисунок 4 – Залежність зміни миттєвої активної потужності електродвигуна ЕМНА

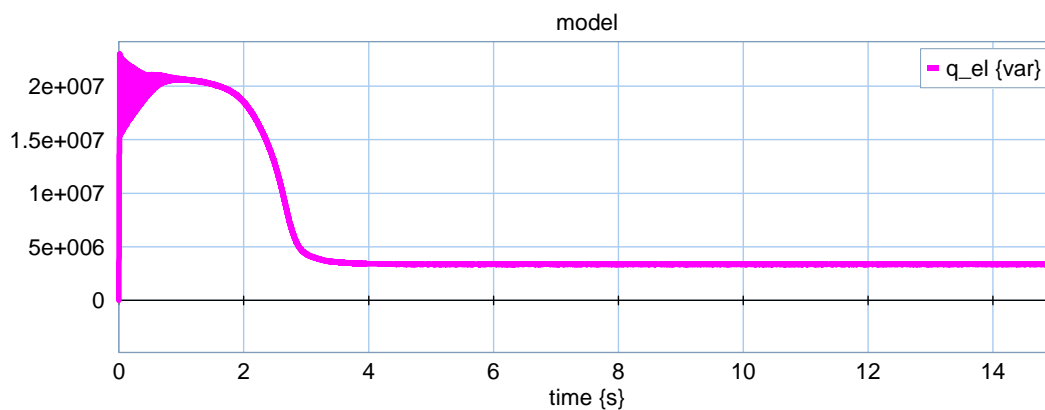


Рисунок 5 – Залежність зміни реактивної потужності електродвигуна EMHA

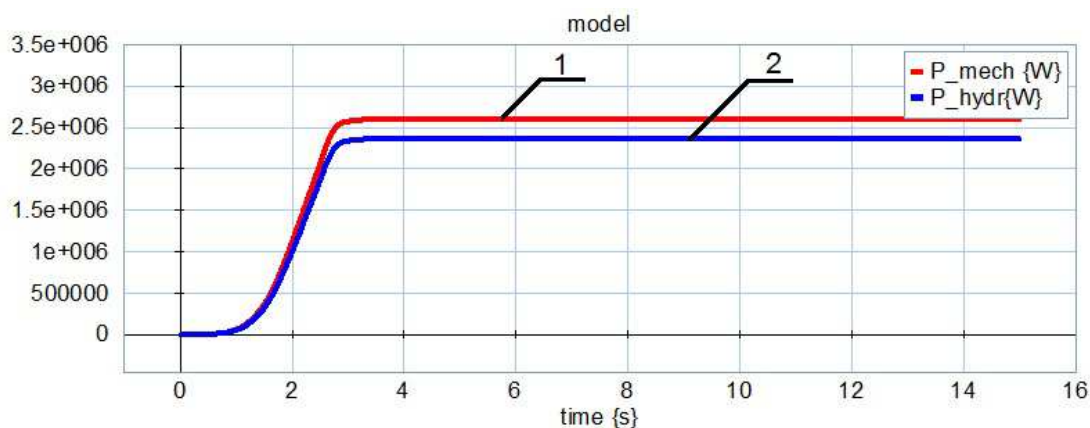


Рисунок 6 – Залежності механічної (1) та гідравлічної (2) потужностей EMHA за час пуску на відкриту засувку

В механічній підсистемі EMHA оперуємо відповідно з миттєвими значеннями механічного моменту навантаження на валу агрегату τ_m та кутовою швидкістю обертання його ротора ω^r , добуток яких відображає ще один енергетичний параметр – механічну потужність (13). Графічну залежність механічної потужності на валу агрегату за умови запуску його на відкриту засувку зображено на рисунку 6 (1).

$$P_{mech} = \tau_m \cdot \omega^r \quad (13)$$

В гідравлічній підсистемі EMHA змінними стану системи є відповідно миттєві значення напору та витрати. Одним із енергетичних параметрів у дані підсистемі є потужність на напірному патрубку відцентрового насоса

$$P_{hydr} = \rho \cdot g \cdot h_d \cdot q_d \quad (14)$$

де ρ – густина рідини;
 g – прискорення вільного падіння;
 h_d, q_d – відповідно миттєві значення напору та витрати на напірному патрубку відцентрового насоса.

Графічну залежність гідравлічної потужності на напірному патрубку відцентрового насоса за умови запуску агрегату на відкриту засувку зображено на рисунку 6(2).

Висновки

Проведено дослідження енергетичних параметрів динамічних режимів роботи магістрального насосного агрегату NGK-500/450/100 із електроприводом 4АЗМВ-2500/6000-У2 нафтоперекачувальної станції «Плещівка» філії «Магістральні нафтопроводи «Дружба». Отримано графічні залежності споживаної електроенергії та струму за час пуску, миттєві значення активної і реактивної потужностей електродвигуна, механічної потужності на його валу та гідравлічної потужності на напірному патрубку насоса. Визначено інтегральний показник кількості спожитої електроенергії за час запуску агрегату, значення пускових і усталених струмів для налаштування кіл релейного захисту та вибору захисного електрообладнання. Проаналізовано ефективність перетворення енергії у кожній фізичній області (електричній, механічній та гідравлічній). Оскільки в моделі використовують миттєві значення потужностей, то за допомогою стандартних алгоритмів доцільно переходити до середніх значень за період і за час перехідного процесу. Середні значення активної і реактивної потужності дають можливість під час вирішення практичних задач використовувати поняття ККД і $\cos \varphi$ в динамічних режимах роботи.

Література

- 1 Закладний О. М. Енергозбереження засобами промислового електропривода: навчальний посібник [Текст] / О. М. Закладний, А.В. Праховник, О.І. Соловей. – К. Кондор, 2005. – 408 с. – ISBN 978–966–7665–23–2.
- 2 Чорний О.П. Моделювання електромеханічних систем: підручник [Текст] / О.П. Чорний, А.В. Луговой, Д.Й.Родькін, Г.Ю. Сисюк, О.В. Садовой–Кременчук, 2001. – 410 с. – ISBN 966–95391–3–7.
- 3 Чорный А.П. Пусковые системы нерегулируемых электроприводов: Монография [Текст] / А.П. Чорний, А.И. Гладырь, Ю.Г. Осадчук, И.Р. Курбанов. – Кременчук, 2006. – 280 с. – ISBN 966–7320–00–6.
- 4 Бурбело М. Й. Динамічна компенсація реактивної потужності в пускових режимах електроприводів: Монографія [Текст] / М. Й. Бурбело, А. В. Гадай. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 104 с. – ISBN 978–966–641–368–3.
- 5 Браславский И. Я. Энергосберегающий асинхронный электропривод [Текст] / И. Я. Браславский, З. Ш. Ишматов, В. Н. Поляков. – М: Academa, 2004. – 202с.
- 6 Ильинский Н.Ф. Электропривод: энерго-и ресурсосбережение: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений [Текст] / Н.Ф. Ильинский, В.В. Москаленко. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 208с. – ISBN 978–5–7695–2849–1.
- 7 Фираго Б.И. Регулируемые электроприводы переменного тока [Текст] / Б.И. Фираго, Л.Б. Павлячик. – Мн.: Техноперспектива, 2006. – 363 с. – ISBN 985–6591–37–6.
- 8 Гумеров А.Г. Эксплуатация оборудования нефтеперекачивающих станций [Текст] / А.Г. Гумеров, Р.С. Гумеров, А.М. Акбердин. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2001. – 475с. – ISBN 5–8365–0098–3.
- 9 Сулейманов Р.Н. Эффективность работы насосных агрегатов [Текст] / Р.Н. Сулейманов, А.С. Галеев, Г.И. Бикбулатова. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2004. – 100 с. – ISBN 5–7831–0573–2.
- 10 Кутуков С. Е. Информационно-аналитические системы магистральных трубопроводов [Текст] / С. Е. Кутуков. – М.: СИП РИА, 2002. – 324с. – ISBN 5–89354–150–2.
- 11 Мамедов А.И. Упрощенный численный метод расчета переходных процессов в магистральном нефтепроводе при пуске насосного агрегата на режим [Электронный ресурс] / А.И. Мамедов, Э.Я. Алиев // Азербайджанская Государственная Нефтяная Академия, Проблемы энергетики, 2007.– №2. –7 с. – Режим доступа до журн.: <http://www.elm.az/physics/PowerEng/2007/v2article/art21.pdf>.
- 12 Грабко В. В. Метод та засоби оптимізації роботи електроприводів насосної станції водопостачання: монографія [Текст] / В.В. Грабко, М.М. Мошноріз. – Вінниця: ВНТУ, 2011. – 138 с. – ISBN 978–966–641–425–3.
- 13 Бур'ян С.О. Дослідження моделі відцентрового насосу у пакеті SIMHYDRAULICS [Електронний ресурс] / С.О.Бур'ян, С.В. Ульянов-ченко, О.В. Кононський //Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», 2010. – Режим доступу до журн.: http://so-buryan.edu.kpi.ua/attachments/stud_2010_1.pdf.
- 14 Ratliff R. Modeling of vertical centrifugal pumps for failure anaysis and redesign [Text]: Thesis Master of Science in Engineering / Ryan Ratliff; The University of Texas at Austin.– Austin,1993. – 158 p.
- 15 Choi J. Model based diagnostics of motor and pumps [Text]: The Dissertation Doctor of Philosophy / Ji-Hoon Choi; The University of Texas at Austin.–Austin, 2006. – 90 p.
- 16 Mosterman P. Hybrid Dynamic Systems: a Hybrid Bond Graph Modeling Paradigm and its Application in Diagnosis [Text]: The Dissertation Doctor of Philosophy / Pieter J. Mosterman; The University of Vanderbilt. – Nashville, 1997. – 233 p.
- 17 Mezghanni D. Linearizing control of a photovoltaic structure and stability by Lyapunov directly on Bond Graph [Electronic resource] / D. Mezghanni, M. Ellouze, I. Cabani, A. Mami // Journal of Electrical Systems. – 2007. – Vol.3.– P. 189–203. – ISSN 1112–5209. – On-line : <http://journal.esrgroups.org/jes/edition-2007.php>.
- 18 Paynter H. M. Analysis and Design of Engineering Systems. – Cambridge, MA.: M.I.T. Press, 1961. – 268 p.
- 19 Rosenberg R.C., Karnopp D.C. Introduction to physical system dynamics // McGraw Hill, New York, NY. - 1983. - 176p.
- 20 Курляк П.О. Моделювання динамічних режимів роботи електроприводних відцентрових насосних агрегатів магістральних нафтопроводів на основі методу Bond Graph: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.09.03 “Електротехнічні комплекси та системи” / П.О. Курляк. — Вінниця, 2012. — 22 с.
- 21 Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин: учеб. для вузов [Текст] / И.П. Копылов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2001. – 327с

Стаття надійшла до редакційної колегії 11.02.15

Рекомендована до друку професором Грудзом В.Я. (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ) професором Чорним О.П. (Інститут електромеханіки, енергозбереження і систем управління Кременчуцького національного університету ім. Михайла Остроградського, м. Кременчук)

ІНЖЕНЕРНА ОЦІНКА МІЦНОСТІ НАДЗЕМНОГО ПЕРЕХОДУ НАФТОПРОВОДУ, СПОРУДЖЕНОГО В ГІРСЬКІЙ МІСЦЕВОСТІ

А.В. Андрусак, А.С. Величкович

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 507626,
e-mail: b u d m e s h @ n i n g . e d u . u a

Викладено результати досліджень, спрямованих на розвиток методології інженерної оцінки напружено-деформованого стану надземних переходів нафтопроводів, споруджених у гірських районах. З метою здійснення силового аналізу нафтопрвід моделювали трубчастим стрижнем, який на прилеглих до надземного переходу ділянках контактує з ґрунтовою основою за гіпотезою Фусса-Вінклера. На завершальному етапі оцінки міцності надземний перехід схематизували тонкостінною оболонкою. Таке моделювання надземного переходу дозволило враховувати вплив на поведінку нафтопроводу властивостей ґрунтової основи, і при цьому подати остаточні результати у вигляді простих аналітичних виразів, які є зручними для інженерної практики. Для реальної конструкції надземного переходу нафтопроводу "Дружба" на основі одержаних результатів побудовано графіки розподілу зусиль та переміщень вздовж осі споруди. Звернуто увагу на характер перерозподілу зусиль у нафтопроводі при зміні жорсткості ґрунтової основи та на крайові ефекти, які виникають на прилеглих ділянках надземного переходу. Вказано на можливість граничного переходу до результатів розрахунку, які отримують при використанні елементарної "жорсткої" моделі споруди. З урахуванням двовимірного термомпруженого стану нафтопроводу визначено максимальні осьові напруження, які виникають під час його експлуатації. Остаточну оцінку міцності здійснено за енергетичним критерієм.

Ключові слова: надземний перехід, трубопровід, пружна основа, напружений стан

Изложены результаты исследований, направленных на развитие методологии инженерной оценки напругено-деформированного состояния надземных переходов нефтепроводов, сооруженных в горных районах. Для осуществления силового анализа нефтепровод моделировали трубчатым стержнем, который на прилегающих к надземному переходу участках контактирует с грунтовой основой по гипотезе Фусса-Винклера. На завершающем этапе оценки прочности надземный переход схематизировали тонкостенной оболочкой. Такое моделирование надземного перехода позволило учитывать влияние на поведение нефтепровода свойств грунтовой основы, и при этом представить окончательные результаты в виде удобных для инженерной практики простых аналитических выражений. Для реальной конструкции надземного перехода нефтепровода "Дружба" по полученным результатам построены графики распределения усилий и перемещений вдоль оси сооружения. Обращается внимание на характер перераспределения усилий в нефтепроводе при изменении жесткости грунтовой основы и на крайевые эффекты, возникающие на прилегающих участках надземного перехода. Указана возможность предельного перехода к результатам расчета, полученным с использованием элементарной "жесткой" модели сооружения. С учетом двухмерного термоупругого состояния нефтепровода определены максимальные осевые напряжения, возникающие при его эксплуатации. Окончательная оценка прочности осуществлена по энергетическому критерию.

Ключевые слова: надземный переход, трубопровод, упругая основа, напруженное состояние

The research results, aimed at developing of the methodology for engineering evaluation of the stress-strain state of the overground oil pipeline sections that were built in mountainous areas, are provided. To perform power analysis, the pipeline was modeled with the help of the tubular rod that in accordance with the Fuss-Winkler hypothesis contacted with the ground basis on the sections adjacent to the overground ones. At the final stage of the strength evaluation the overground section was depicted with a thin-wall shell. Such modeling of the overground section allowed to consider the influence of the ground basis properties on the oil pipeline behavior and thus present the final results in the form of simple analytical expressions that are useful for engineering practice. The distributions of forces and displacements along the structure axis were made on the basis of the obtained results for the actual design of the overground section of the "Druzhba" oil pipeline. Attention was paid to the nature of redistribution of forces in the oil pipeline when the ground basis stiffness was changed, as well as to the edge effects that occurred on the sections adjacent to the overground one. The possibility of boundary transition to the calculation results that are obtained with the help of the elementary "rigid" structure model was mentioned. The maximum axial stresses that occur during the oil pipeline operation were determined with the account of its two-dimensional thermoelastic state. The final strength evaluation was carried out in accordance with the energy criterion.

Keywords: overground section, pipeline, elastic foundation, stress state

Вступ. Магістральні нафтопроводи, які споруджуються у гірській місцевості, зазвичай долають на своєму шляху цілу низку природних та штучних перепон (яри, гірські річки, дороги, технологічні виробки, зсуви, паводкові русла тощо). Присутність таких перепон створює необхідність будівництва переходів. Найсуттєвіший вплив на вибір конструкції та спо-

субу будівництва переходу має тип перепони. Найширше застосування в практиці спорудження нафтопроводів у гірських районах одержали балкові переходи. Вони виявились найдешевшими щодо проведення будівельних робіт та простими і зручними в експлуатації [1, 2]. Разом з цим не слід забувати, що переходи магістральних трубопроводів це високоаванта-

жені конструкції, оскільки ще на етапі проектування з метою економії матеріалу в них закладаються досить низькі, порівняно з іншими галузями, коефіцієнти запасу міцності [3]. Тому при проектувальних чи оцінкових розрахунках на міцність та жорсткість слід прагнути урахувати всі суттєві фактори, які впливають на поведінку переходу нафтопроводу під час його експлуатації. Зважаючи на вищевикладене зрозуміло, що розвиток інженерних методів та моделей оцінки напружено-деформованого стану надземних переходів нафтопроводів є актуальною практичною задачею, вирішення якої сприятиме підвищенню безпеки трубопровідних систем, прокладених у гірських районах.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень та публікацій. Актуальність уточнення та розвитку методів розрахунку напружено-деформованого стану магістральних нафтопроводів впродовж настільки довготривалого часу пояснюється тим, що внаслідок великої протяжності трубопроводу збільшення товщини його стінки хоча б на 1 мм призведе до суттєвої перевитрати матеріалу. Для вирішення завдання забезпечення міцності споруди за мінімальних витрат на будівництво необхідно використовувати методи розрахунку, які якнайповніше відображають умови роботи споруди на стадіях будівництва та експлуатації.

Характерною особливістю роботи надземного трубопровідного переходу, як стержневої конструкції, є його взаємодія з прилеглими підземними ділянками. Зазвичай, надземні балкові переходи магістральних трубопроводів не мають жорсткого закріплення, а опираються на ґрунтову основу (дно траншеї). Массив ґрунту для них є не лише навантаженням, але і середовищем, в якому розвиваються деформації споруди. Як результат, завдання розрахунку напружено-деформованого стану трубопроводу переходить в завдання розрахунку системи “трубопровід – массив ґрунту”. Результати робіт [4, 5] вказують на те, що при невеликих поперечних переміщеннях підземного трубопроводу на суміжних з надземним переходом підземних ділянках їх можна вважати півнескінченими балками на пружній основі.

Щодо моделювання пружної основи в розрахункових моделях трубопровідних систем можна виділити такі основні напрями. Массив ґрунту задається лінійними або нелінійними в'язями скінченної жорсткості. В'язі встановлюються в кожному вузлі схеми трубопроводу у трьох взаємно перпендикулярних напрямках. Основна проблема використання таких в'язей – це визначення функцій опору ґрунту [6]. Моделі суцільного середовища масиву ґрунту у зв'язку з очевидністю нелінійних властивостей ґрунту використовують нелінійні співвідношення між напруженнями і деформаціями, і можуть враховувати зміцнення, як при ущільненні, так і при формозміні ґрунту [7–9]. Альтернативою моделі суцільного середовища в задачах розрахунку системи “трубопровід – массив ґрунту” може стати дискретне середови-

ще і метод дискретних елементів. Теоретичні основи цього методу викладені в роботі [10]. Інженерні методи схематизації масиву ґрунту в розрахункових моделях трубопровідних систем викладені зокрема в роботах [5, 11, 12]. У основі інженерних методів лежить введення напів-емпіричних виразів, які дозволяють якісно та кількісно оцінювати опір масиву ґрунту.

При моделюванні трубопроводу залежно від ситуаційності конкретної задачі його задають стержнем, ниткою, оболонкою чи суцільним середовищем. Розрахунковий апарат щодо таких об'єктів дослідження добре розвинутий в класичних розділах механіки деформівного твердого тіла [13, 14].

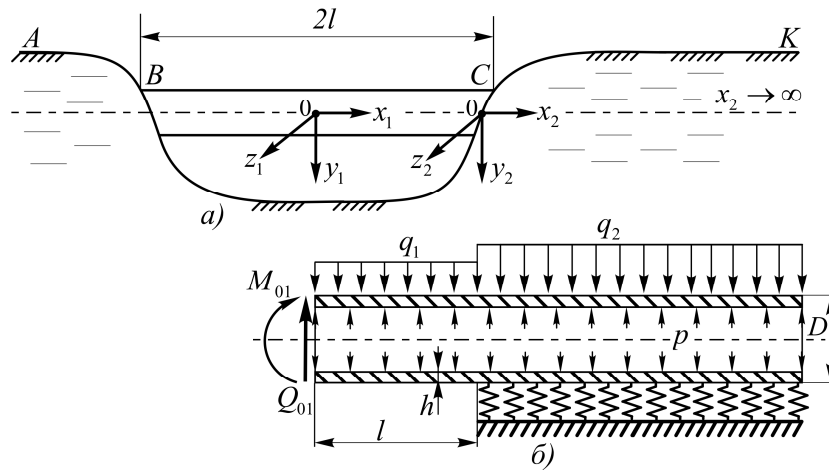
Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми. Аналіз відомих підручників за якими здійснюють підготовку фахівців трубопровідної справи вказує на те, що при інженерному розрахунку надземних балкових переходів пропонується надмірна схематизація роботи об'єкту дослідження. Розрахункову модель надземного переходу представляють у вигляді жорстко закріпленої з обидвох боків балки [1, 15, 16]. Зрозуміло, що такий підхід суттєво спрощує задачу, але разом із цим за певних обставин може призводити до суттєвих похибок розрахунку, оскільки використана модель не дозволяє жодним чином врахувати вплив на міцність переходу властивостей ґрунтової основи, на яку опирається трубопровід.

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є розвиток методології інженерного розрахунку надземного переходу нафтопроводу. Застосований авторами підхід до розрахунку дасть можливість урахувувати вплив на міцність споруди властивостей ґрунтової основи, при цьому будуть одержані прості аналітичні результати, придатні для інженерної практики.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо схему однопрогонового надземного переходу нафтопроводу рис. 1, а. Перехід складається з надземної ділянки BC завдовжки $2l$ та прилеглих до неї підземних ділянок AB та CK , які опираються на ґрунтову основу. Довжини підземних ділянок значно більші за надземну ділянку. Зважаючи на те, що властивості ґрунту на підземних ділянках ідентичні, а надземна ділянка деформується симетрично відносно своєї середини, достатньо описати напружено-деформований стан нафтопроводу на половині ділянки BC та ділянці CK .

Уведемо локальні системи декартових координат (рис. 1, а), сумістивши їх початки відповідно із серединою надземної ділянки BC та із лівим краєм підземної ділянки CK .

На ділянці CK , де нафтопровід знаходиться у ґрунті, його напружено-деформований стан моделюватимемо півбезмежним трубчатим стержнем, який опирається на пружну основу із двосторонніми зв'язками (рис. 1, б). Використаємо модель пружної основи Фусса-Вінклера. Для такої основи розподілена реакція в кожній



а – загальний вигляд об’єкта дослідження; б – розрахункова модель

Рисунок 1 – Схема надземного переходу нафтопроводу

точці труби пропорційна прогину нафтопроводу, а також залежить від властивостей ґрунту. Поведінку надземної ділянки нафтопроводу BC зобразимо прямим поперечним згином трубчатого стержня скінченної довжини. Силовий вплив на споруду власної ваги нафтопроводу, ваги продукту в трубах, а також ваги ґрунту на підземній ділянці моделюємо рівномірно розподіленими навантаженнями з інтенсивностями q_1 та q_2 . Також врахуємо напруження від внутрішнього тиску та сталого за довжиною температурного перепаду. Зазначимо, що після завершення силового та деформаційного аналізу поведінки споруди і переході до більш детального розгляду питань міцності, нафтопровід моделюватимемо тонкостінною оболонкою. Усі дослідження проводимо в геометрично та фізично лінійній постановці.

Запишемо систему диференціальних рівнянь рівноваги в переміщеннях, які описують деформування ділянок нафтопроводу:

$$EJ_z \frac{d^4 w_{y1}}{dx_1^4} + q_1 = 0, \quad x_1 \in [0, l]; \quad (1)$$

$$EJ_z \frac{d^4 w_{y2}}{dx_2^4} + Dk_y w_{y2} = q_2, \quad x_2 \in [0, \infty), \quad (2)$$

де w_{y1} , w_{y2} – поперечні переміщення відповідно надземної та підземної ділянок нафтопроводу;

E – модуль Юнга матеріалу труб;

J_z – осьовий момент інерції попереччя труб;

D – діаметр труб;

k_y – коефіцієнт постелі ґрунтової основи.

Послідовне інтегрування чотири рази рівняння (1) дозволяє одержати вирази для функції прогину і її похідних. Загальні вирази внутрішніх зусиль в надземній ділянці нафтопроводу матимуть такий вигляд:

$$\begin{cases} EJ_z \frac{d^3 w_{y1}}{dx_1^3} = Q_{y1}(x_1) = Q_{01} - q_1 x_1; \\ EJ_z \frac{d^2 w_{y1}}{dx_1^2} = M_{z1}(x_1) = M_{01} + Q_{01} x_1 - \frac{1}{2} q_1 x_1^2. \end{cases} \quad (3)$$

Вирази для знаходження переміщень:

$$\begin{cases} \frac{dw_{y1}}{dx_1} = \varphi_1(x_1) = \\ \varphi_{01} + \frac{M_{01} x_1}{EJ_z} + \frac{Q_{01} x_1^2}{2EJ_z} - \frac{q_1 x_1^3}{6EJ_z}; \\ w_{y1}(x_1) = w_{01} + \varphi_{01} x_1 + \\ + \frac{M_{01} x_1^2}{2EJ_z} + \frac{Q_{01} x_1^3}{6EJ_z} - \frac{q_1 x_1^4}{24EJ_z}. \end{cases} \quad (4)$$

Тут $Q_{y1}(x_1)$, $M_{z1}(x_1)$, $\varphi_1(x_1)$ – функції поперечних сил, згинальних моментів та кутів повороту в надземній ділянці нафтопроводу; Q_{01} , M_{01} та φ_{01} , w_{01} – статичні та геометричні початкові параметри.

Тепер перейдемо до побудови загального розв’язку рівняння (2). Оскільки для нашої споруди $EJ_z = const$, то рівняння (2) подамо в такому виді

$$\frac{d^4 w_{y2}}{dx_2^4} + 4\beta^4 w_{y2} = \frac{q_2}{EJ_z}, \quad x_2 \in [0, \infty), \quad (5)$$

де введено позначення $\beta = \sqrt[4]{k_y D / 4EJ_z}$ – коефіцієнт, який залежить від жорсткості ґрунтової основи на осадку і від жорсткості труб нафтопроводу на згин.

Загальний інтеграл рівняння (5) представимо у такому вигляді

$$\begin{aligned} w_{y2}(x_2) = e^{-\beta x_2} (C_1 \sin \beta x_2 + C_2 \cos \beta x_2) + \\ + e^{\beta x_2} (C_3 \sin \beta x_2 + C_4 \cos \beta x_2) + \frac{q_2}{Dk_y}, \end{aligned} \quad (6)$$

де сталі інтегрування $C_1 - C_4$ визначаються з граничних умов на краях підземної ділянки. Виконуючи послідовно операції диференціювання, одержуємо загальні вирази для визначення кутів повороту $\varphi_2(x_2)$, згинальних моментів $M_{z2}(x_2)$ та поперечних сил $Q_{y2}(x_2)$, які виникають у підземній ділянці нафтопроводу:

$$\frac{dw_{y2}}{dx_2} = \varphi_2(x_2) = \beta e^{-\beta x_2} [C_1(-\sin \beta x_2 + \cos \beta x_2) + C_2(-\cos \beta x_2 - \sin \beta x_2)] + \beta e^{\beta x_2} [C_3(\sin \beta x_2 + \cos \beta x_2) + C_4(\cos \beta x_2 - \sin \beta x_2)]; \quad (7)$$

$$\frac{d^2 w_{y2}}{dx_2^2} = M_2(x_2) = 2\beta^2 e^{-\beta x_2} (-C_1 \cos \beta x_2 + C_2 \sin \beta x_2) + 2\beta^2 e^{\beta x_2} (C_3 \cos \beta x_2 - C_4 \sin \beta x_2); \quad (8)$$

$$\frac{d^3 w_{y2}}{dx_2^3} = Q_2(x_2) = 2\beta^3 e^{-\beta x_2} [C_1(\cos \beta x_2 + \sin \beta x_2) + C_2(-\sin \beta x_2 + \cos \beta x_2)] + 2\beta^3 e^{\beta x_2} [C_3(\cos \beta x_2 - \sin \beta x_2) + C_4(-\sin \beta x_2 - \cos \beta x_2)]. \quad (9)$$

Для знаходження сталих інтегрування сформулюємо чотири крайові умови. Перші дві умови описують те, що на правому краю підземної ділянки нафтопроводу CK поперечна сила і згинальний момент дорівнюють нулю:

$$EJ_z \left. \frac{d^3 w_{y2}}{dx_2^3} \right|_{x_2 \rightarrow \infty} = 0, EJ_z \left. \frac{d^2 w_{y2}}{dx_2^2} \right|_{x_2 \rightarrow \infty} = 0. \quad (10)$$

Тоді, задовольняючи умови (10) з виразів (8) та (9), отримаємо $C_3 = C_4 = 0$. Такий самий результат можна здобути, аналізуючи розв'язок (6). Якщо $x_2 \rightarrow \infty$, то у виразі (6) множник $e^{\beta x_2} \rightarrow \infty$, а це суперечить фізичному змісту поставленої задачі. Щоб позбутися такої суперечності необхідно сталі інтегрування C_3 та C_4 прийняти рівними нулю.

Наступні дві умови описують те, що на лівому краю підземної ділянки, друга та третя похідні від функції поперечних переміщень дорівнюють статичним початковим параметрам ділянки CK :

$$EJ_z \left. \frac{d^2 w_{y2}}{dx_2^2} \right|_{x_2 \rightarrow 0} = M_{02}, \quad EJ_z \left. \frac{d^3 w_{y2}}{dx_2^3} \right|_{x_2 \rightarrow 0} = Q_{02}. \quad (11)$$

Таке представлення крайових умов – це методичний крок, який дозволить подати співвідношення (6) – (9) у простому компактному вигляді. Задовольняючи умови (11) з виразів (8) та (9), одержимо:

$$C_1 = -\frac{M_{02}}{EJ_z 2\beta^2}, C_2 = \frac{\beta M_{02} + Q_{02}}{2\beta^3 EJ_z}. \quad (12)$$

Тепер, підставляючи значення сталих інтегрування (12) у вираз (6) та враховуючи співвідношення (7) – (9), отримаємо повний розв'язок рівняння (5) для підземної ділянки у вигляді формул для визначення поперечних сил $Q_{y2}(x_2)$, згинальних моментів $M_{z2}(x_2)$, кутів поворотів $\varphi_2(x_2)$ та поперечних переміщень $w_{y2}(x_2)$:

$$Q_{y2}(x_2) = 2\beta M_{02} \eta_4(x_2) - Q_{02} \eta_2(x_2), \quad M_{z2}(x_2) = -M_{02} \eta_1(x_2) - \frac{Q_{02}}{\beta} \eta_4(x_2); \quad (13)$$

$$\varphi_2(x_2) = \frac{2\beta^2}{Dk_y} [2\beta M_{02} \eta_3(x_2) + Q_{02} \eta_1(x_2)], \quad (14)$$

$$w_{y2}(x_2) = -\frac{2\beta}{Dk_y} [\beta M_{02} \eta_2(x_2) + Q_{02} \eta_3(x_2)] + \frac{q_2}{Dk_y}$$

У формулах (13), (14) введено нові позначення:

$$\eta_1(x_2) = e^{-\beta x_2} (\cos \beta x_2 + \sin \beta x_2);$$

$$\eta_2(x_2) = e^{-\beta x_2} (\cos \beta x_2 - \sin \beta x_2);$$

$$\eta_3(x_2) = e^{-\beta x_2} \cos \beta x_2; \quad \eta_4(x_2) = e^{-\beta x_2} \sin \beta x_2.$$

Залишилось записати крайові умови на початку надземної ділянки нафтопроводу і умови сумісності і нерозривності у місці з'єднання надземної ділянки BC із підземною ділянкою CK . Отже, при $x_1 = 0$ з умов симетрії споруди зрозуміло, що дотична до лінії прогинів буде паралельною осі x_1 , тому $\varphi_{01} = 0$ та $Q_{01} = 0$. У місці з'єднання ділянок маємо таку систему умов:

$$Q_{y1}(l) = Q_{y2}(0), \quad M_{z1}(l) = M_{z2}(0); \quad \varphi_{y1}(l) = \varphi_{y2}(0), \quad w_{y1}(l) = w_{y2}(0). \quad (15)$$

Задовольняючи умови (15), із співвідношень (3), (4) та (13), (14), отримаємо вирази для знаходження початкових параметрів:

$$M_{01} = \frac{q_1 l}{\frac{l}{EJ_z} + 2\zeta\beta} \left[\frac{l^2}{6EJ_z} + \zeta(1 + \beta l) \right];$$

$$M_{02} = -M_{01} + \frac{1}{2} q_1 l^2, \quad Q_{02} = q_1 l;$$

$$w_{01} = -\zeta \left(M_{02} + \frac{Q_{02}}{\beta} \right) - \frac{1}{EJ_z} \left(\frac{M_{01} l^2}{2} - \frac{q_1 l^4}{24} \right) + \frac{q_2}{Dk_y},$$

де $\zeta = 2\beta^2 / Dk_y$.

Отримані розв'язки (3), (4) та (13), (14), у поєднанні з виразами початкових параметрів, дозволяють виконувати повний аналіз розподілу зусиль та деформацій в надземному переході нафтопроводу із врахуванням впливу на поведінку споруди властивостей ґрунтової основи.



а – однопрогоновий перехід; б – перехід з проміжною опорою

Рисунок 2 – Надземний перехід нафтопроводу Дружба в Карпатах

Слід зауважити, що загальний розв'язок рівняння (5), можна представити і в дещо іншому вигляді, якщо скористатись фундаментальними функціями (функціями Крилова). Ми аналізували і такий шлях побудови розв'язку. Зокрема такий підхід до розв'язку ключового рівняння (5) застосовують деякі автори при розрахунках підземних трубопровідних систем [5]. Головною перевагою застосування нормальних фундаментальних функцій є те, що довільні сталі інтегрування одразу матимуть конкретний фізичний зміст. Однак для нашої задачі переваги використання функцій Крилова нівелюються. Так, для півбезмежного стержня зі зростанням добутку βx_i функції також зростають, зрештою результат стає залежним від малих різниць великих чисел, а це призводить до суттєвої втрати точності обчислень.

Проілюструємо одержані результати на прикладі реальної задачі. На рис. 2 зображено загальний вигляд надземного переходу нафтопроводу, який прокладено у гірській місцевості (за приклад ми обрали однопрогоновий перехід).

Довжина надземного прогону переходу складає 25 м, ґрунтова основа – суглинок зі щебенем, для якої коефіцієнт постелі $k_y = 10 \text{ МН} / \text{м}^3$. Підземні ділянки переходу знаходяться на глибині $-1,2 \text{ м}$, а питома вага ґрунту – $0,027 \text{ Н} / \text{см}^3$. Матеріал труб – сталь «Ц» (виробництва ЧСР) з такими характеристиками: модуль Юнга – $2,06 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, коефіцієнт Пуассона – 0,3, коефіцієнт лінійного розширення – $12 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$, межа плинності –

364 МПа , діаметр труб – 720 мм, товщина стінки труби – 9,5 мм. Температура повітря під час монтажу переходу складала 22° С . Трубопроводом транспортують сиру нафту, робочий тиск становить – $3,1 \text{ МПа}$. Інтенсивності розподілених навантажень для розрахункової моделі (рис. 1, б) обчислювали за стандартними методиками [17]. Їх значення виявились наступними: для заповненого продуктом нафтопроводу $q_1 = 5,2 \text{ КН} / \text{м}$, $q_2 = 28,5 \text{ КН} / \text{м}$; для порожнього нафтопроводу $q_1 = 1,7 \text{ КН} / \text{м}$, $q_2 = 25 \text{ КН} / \text{м}$.

На рис. 3 та рис. 4 подано розподіл внутрішніх зусиль за довжиною характерних ділянок нафтопроводу (графіки представляємо в стаціонарній системі декартових координат, початок якої суміщено із серединою надземної ділянки). Такі графічні залежності опосередковано описують напружений стан споруди. Поперечна сила набуває найбільшого абсолютного значення 65 КН на межі з'єднання надземної та підземної ділянок, а на середині надземної ділянки переходу дорівнює нулеві. Ще один суттєвий пік значень поперечних сил спостерігається уже у підземній ділянці, він становить 58 КН і виникає на відстані 3 м від краю ділянки. Зрозуміло, що у перерізах з піковими значеннями поперечних сил не бажано розміщувати зварні чи будь-які інші з'єднання нафтопроводу. Щодо розподілу згинальних моментів вздовж ділянок нафтопроводу, можна виділити два небезпечних попереччя. На середині надземної ділянки виникає згинальний момент $220,9 \text{ КНм}$, який викликає стискаючі нормаль-

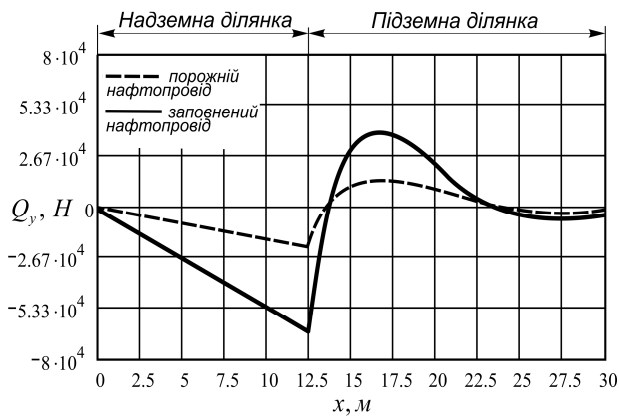


Рис. 3 – Розподіл поперечних сил в нафтопроводі

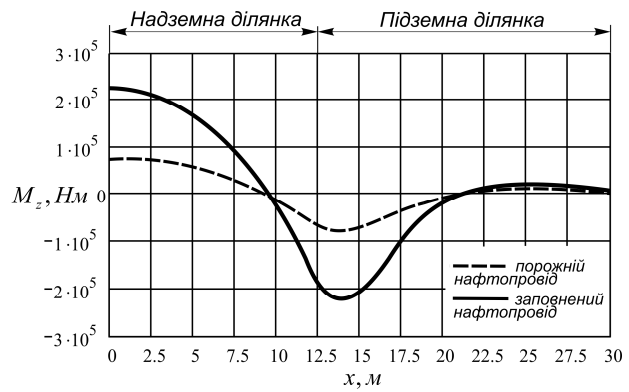


Рис. 4 – Розподіл згинальних моментів в нафтопроводі

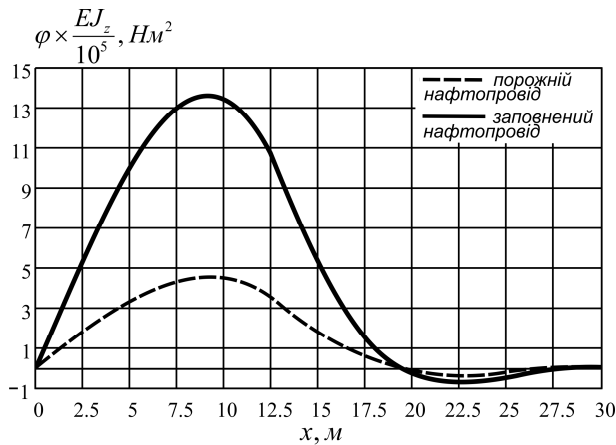


Рис. 5 – Кути повороту перерізів нафтопроводу

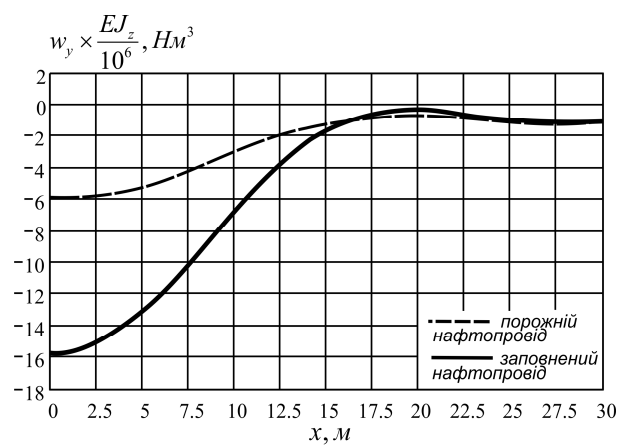


Рис. 6 – Поперечні переміщення нафтопроводу

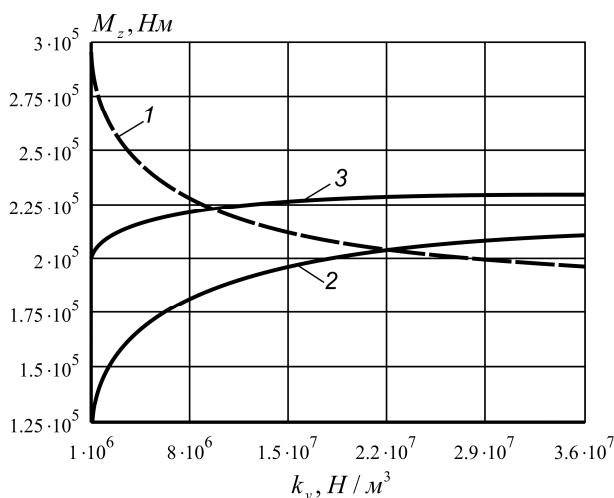
ні напруження у верхніх волокнах труб. Максимальний за модулем згинальний момент – 232 КНм діє на відстані 1,4 м від краю підземної ділянки і викликає стискаючі нормальні напруження у нижніх волокнах труб. Максимальні значення внутрішніх зусиль в заповненому продуктом нафтопроводі в середньому на 67% більші, ніж в порожньому.

На рис. 5 та рис. 6 подано розподіл переміщень за довжиною характерних ділянок нафтопроводу. Такі графічні залежності повністю описують процес деформування розглянутої частини споруди. Основний екстремум функції поперечних переміщень знаходиться над центром надземного переходу. Похідна від цієї функції – кут нахилу осі труби над центром переходу дорівнює нулю. На початку підземної ділянки нафтопровід трохи припіднімається у ґрунті, а другий локальний екстремум поперечних переміщень виникає на відстані 7,5 м від початку підземної ділянки. Загалом більш детальне аналізування прогинів свідчить, що залежно від жорсткості основи, функція $w_y(x)$ може мати одне або три екстремальних значення. Характерною особливістю представлених залежностей (рис. 3 – рис. 6) є хвилеподібні зміни функцій зусиль та переміщень на початку підземної ділянки нафтопроводу із поступовим

загасанням з віддаленням від краю цієї ділянки. Такий ефект можемо назвати крайовим ефектом змін напруженого стану підземної ділянки переходу, а довжину на якій цей ефект суттєво проявляється – довжиною крайового ефекту. Загасання ефекту пояснюється наявністю у виразах (13), (14) функцій η_i , які містять множник $e^{-\beta x_2}$. Цей множник прямує до нуля, якщо добуток βx_2 прямує до нескінченності. Можемо оцінити довжину крайового ефекту для нашої задачі, скориставшись функцією $f(\beta x_2) = e^{-\beta x_2}$. Якщо $x_2 = 0$, то ця функція дорівнює одиниці. Якщо $\beta x_2 = \pi$, то $f(\pi) = 0,046$; тобто з точністю до 5% можна вважати функцію такою, що загасає. З рівності $\beta L = \pi$ обчислюємо, що для підземної ділянки переходу нафтопроводу крайовий ефект матиме суттєві прояви на довжині 11,2 м.

Зазначимо, що деформування трубопроводу і його напружений стан залежать від фізико-механічних властивостей ґрунтової основи переходу. Властивості основи для укладання труб переходу відрізняються залежно від місцевості, глибини траншеї тощо. Зауважимо, що опір переміщенням труби навіть одного типу ґрунту може значно відрізнятись залежно від сезону чи

погодних умов [11]. На рис. 7 подано залежність абсолютних значень згинальних моментів в найбільш навантажених поперечних перерізах нафтопроводу від коефіцієнту постелі ґрунтової основи. Бачимо, що зі збільшенням жорсткості основи трубопроводу – згинальний момент посередині надземної ділянки поступово зменшується, натомість згинальні моменти в характерних перерізах підземної ділянки зростають. Чим жорсткішою стає ґрунтова основа, тим ближче до краю підземної ділянки розташовується переріз, в якому діє максимальний згинальний момент. При подальшому збільшенні коефіцієнту постелі значення згинальних моментів (криві 1 та 2) поступово наближатимуться до тих, які можна одержати при використанні елементарної “жорсткої” моделі надземного переходу.



1 – згинальний момент посередині надземної ділянки; 2 – згинальний момент на краю підземної ділянки; 3 – максимальний згинальний момент у підземній ділянці

Рисунок 7 – Залежність згинальних моментів в нафтопроводі від властивостей ґрунтової основи

Переходимо до завершального етапу оцінки міцності надземного переходу нафтопроводу. Враховуючи двовимірний термопружний стан нафтопроводу осьове напруження в його крайніх волокнах подамо у такому вигляді

$$\sigma_x = \mu\sigma_\theta \pm \sigma_T \pm \sigma_{M_z},$$

де σ_θ – кільцеві напруження від дії внутрішнього тиску;

σ_T – температурні напруження;

σ_{M_z} – нормальні напруження, спричинені згином;

μ – коефіцієнт Пуассона. Деталізуємо останній вираз

$$\sigma_x = \mu \frac{pD}{2h} - E\alpha_t \Delta t \pm 4 \frac{M_z(x)}{\pi D^2 h},$$

тут p – внутрішній тиск в нафтопроводі;

α_t – коефіцієнт лінійного розширення;

Δt – температурний перепад.

Знехтуємо дотичними напруженнями від поперечних сил порівняно з нормальними напруженнями від згинального моменту. Матеріал нафтопроводу перебуває у плоскому напруженому стані з головними напруженнями σ_x та σ_θ . Сформулюємо умову міцності нафтопроводу як тонкостінної оболонки. Skorистасёмь енергетичним критерієм Губера-Мізеса, згідно із яким еквівалентні напруження визначатимемо за таким виразом

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_\theta^2} - \sigma_x \sigma_\theta.$$

Для забезпечення міцності споруди необхідно щоб виконувалась умова $\sigma_{eq} \leq [\sigma]$, де $[\sigma]$ – допустиме напруження для матеріалу споруди з урахуванням коефіцієнтів запасу, умов роботи, надійності тощо.

На рис. 8 та рис. 9 подано розподіл осьових та еквівалентних напружень в надземному переході нафтопроводу та прилеглий підземній ділянці. Залежності побудовані для випадку, коли температурний перепад відсутній. За даних умов навантаження граничний стан нафтопроводу найперше досягається в нижніх стиснутих волокнах на відстані 1,4 м від краю підземної ділянки.

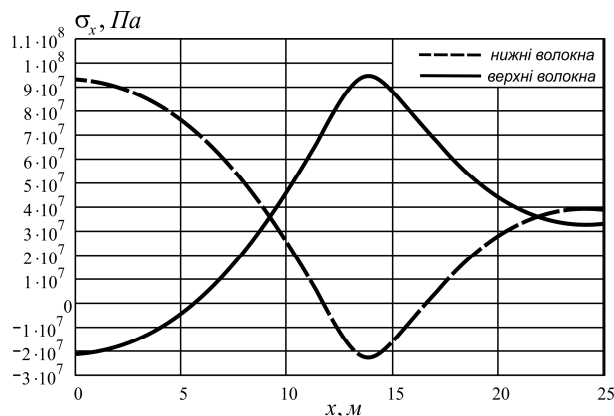


Рисунок 8 – Осьові напруження у верхніх та нижніх волокнах надземного переходу нафтопроводу

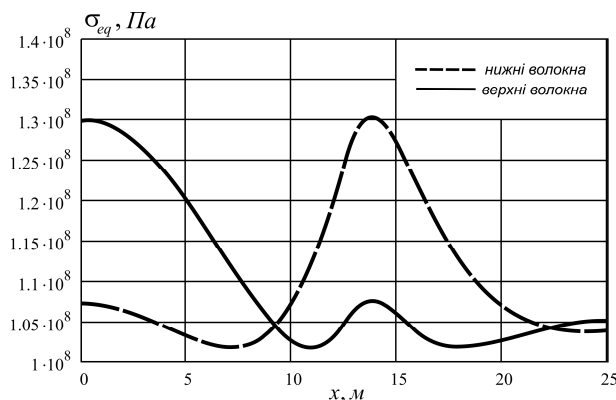


Рисунок 9 – Еквівалентні напруження у верхніх та нижніх волокнах надземного переходу нафтопроводу

Висновки

Розвинуто методологію інженерного підходу щодо оцінки напружено-деформованого стану надземних переходів нафтопроводів, які споруджують в гірських районах. При виконанні силового аналізу нафтопрвід моделювали трубчастим стержнем, який на прилеглих до надземного переходу ділянках контактує з ґрунтовою основою за гіпотезою Фусса-Вінклера. На завершальному етапі оцінки міцності надземний перехід представили безмоментною оболонкою. Такий підхід на етапі моделювання споруди дозволив коректно враховувати вплив на поведінку нафтопроводу властивостей ґрунтової основи, і при цьому отримати кінцеві результати у вигляді простих аналітичних виразів, які є придатними для інженерної практики. Запропоновані методичні підходи реалізували при оцінці міцності реальної конструкції надземного переходу нафтопроводу "Дружба". Звернуто увагу на характер перерозподілу зусиль у нафтопроводі при зміні жорсткості ґрунтової основи та на крайові ефекти, які виникають на прилеглих ділянках надземного переходу. З урахуванням двовимірного термомпружного стану нафтопроводу визначено максимальні осьові напруження, які виникають при його експлуатації. Остаточну оцінку міцності здійснено за енергетичним критерієм.

Завданнями наступних етапів досліджень автори бачать спробу уточнення оцінки температурних напружень в надземних переходах трубопроводів та розвиток інженерних підходів розрахунку таких переходів на сейсмостійкість.

Література

1 Бородавкін П. П. Сооружение магистральных трубопроводов: Учебник для вузов / П. П. Бородавкин, В. Л. Березин. – 2 – е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1987. – 471 с.

2 Shashi Menon E. Pipeline planning and construction field manual: Book / E. Shashi Menon. – United States of America, 2011. – p. 577.

3 Ориняк І. В. Визначення напружено – деформованого стану повітряного переходу трубопроводу при виконанні ремонтних робіт / І. В. Ориняк, І. В. Лохман, М. Д. Сидор, С. А. Радченко, М. В. Бородій // Проблеми прочності. – 2009. – №5(401). – С. 169 – 181.

4 Білобран Б.С. Розрахунок напружено-деформованого стану балкових переходів магистральних трубопроводів чисельними методами / Б.С. Білобран, А.Р. Дзюбик // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2007. – Вип. 588. – С. 8 – 13.

5 Айнбиндер А. Б. Расчет магистральных трубопроводов на прочность и устойчивость: Справочное пособие / А.Б. Айнбиндер, А.Г. Камерштейн. – М.: Недра, 1982. – 341 с.

6 Яваров А. В. Численное моделирование сопротивления массива грунта перемещениям подземного трубопровода /А.В. Яваров // Электронный научный журнал "Нефтегазовое дело". – 2012. – №3. – С. 360 – 374.

7 Benz T. Small-Strain Stiffness of Soils and its Numerical Consequences / T. Benz // Mitteilungen des Instituts fur Geotechnik Universitat Stuttgart. – 2007. – Vol. – 55. p. 209.

8 Алешин В. В. Численный анализ прочности подземных трубопроводов / В. В. Алешин. – М.: Изд-во Едиториал УРСС, 2003. – 320 с.

9 Селезнев В. Е. Математическое моделирование магистральных трубопроводных систем. Дополнительные главы / В.Е. Селезнев, В.В. Алешин, С.Н. Прялов. – М.: Изд-во МАКС Пресс, 2009. – 356 с.

10 Williams J.R. Discrete Element Simulation and the Contact Problem / J.R. Williams, R. O'Connor // Archives of Computational Methods in Engineering. – 1999. – Vol. – 64. p. 279 – 304.

11 Бородавкін П. П. Механика ґрунтів / П.П. Бородавкін. – М.: Недра – Бизнесцентр, 2003. – 349 с.

12 Honegger D. G. Guidelines for the Seismic Design and Assessment of Natural Gas and Liquid Hydrocarbon / D. G.Honegger, J. Nyman // Pipelines Pipeline Research Council. – 2004. – p. 7.

13 Хан Х. Теория упругости: Основы линейной теории и ее применение / Х.Хан. – М.: Мир, 1988. – 344 с.

14 Gere J. M. Mechanics of materials / J. Gere, В. Goodno. – Stamford: Cengage Learning, 2012. – 620 p.

15 Дорошенко Я.В. Спорудження магистральних трубопроводів: Підручник / Я.В. Дорошенко. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2009. – 563 с.

16 Бабін Л.А. Типовые расчеты по сооружению трубопроводов: Учебное пособие / Л.А. Бабін, Л.И. Быков, В.Я. Волохов. – М.: Недра, 1979. – 176 с.

17 Рудаченко А.В. Исследования напряженно – деформированного состояния трубопроводов: Учебное пособие / А.В. Рудаченко, А.Л. Саруев. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. – 136 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
18.02.15*

*Рекомендована до друку
професором **Векериком В.І.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. фіз.-мат. наук **Соловком Я.Т.**
(Івано-Франківський університет права імені
короля Данила Галицького, м. Івано-Франківськ)*

Наука — виробництву

УДК 622.691.4

МЕТОДИКА ГІДРАВЛІЧНОГО РОЗРАХУНКУ КІЛЬЦЕВИХ ГАЗОВИХ МЕРЕЖ НИЗЬКОГО ТИСКУ ІЗ ЗОСЕРЕДЖЕНИМ ВІДБОРОМ ГАЗУ

¹А.І. Ксенич, ¹М.Д. Середюк, ²І.І. Височанський

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727139,
e-mail: andriy.ksenych@gmail.com

²ПАТ «Івано-Франківськгаз», м. Івано-Франківськ, вул. Ленкавського, 20, тел. (0342) 501622,
e-mail: pat@ifgas.com.ua

Нормативні методи прогнозування розподілу газу в системах газопостачання низького тиску з сталевих та поліетиленових труб не описують достовірно наявні газодинамічні процеси. Зокрема похибка обчислення перепаду тиску газу за умови використання моделі рівномірного безперервного розподілу газу по довжині газопроводу може досягати 70 % залежно від технологічних параметрів роботи ділянки. Запропоновано уточнену методику розрахунку проектних та експлуатаційних параметрів роботи кільцевих газових мереж низького тиску на основі моделі зосередженого відбору газу по довжині газопроводів. Розроблений алгоритм реалізовано в сучасному програмному забезпеченні. Шляхом комп'ютерного моделювання проведено апробацію на моделі системи газопостачання населеного пункту з поліетиленових труб та досліджено вплив зосередженого відбору газу на проектні та експлуатаційні параметри роботи ділянок мережі. Отримані результати гідравлічних розрахунків засвідчили необхідність збільшення діаметрів деяких ділянок газової мережі з метою попередження аварійних режимів її роботи.

Ключові слова: газові мережі населених пунктів, низький тиск, розрахункова витрата, гідравлічний розрахунок.

Нормативные методы прогнозирования распределения газа в системах газоснабжения низкого давления из стальных и полиэтиленовых труб не характеризуют достоверно имеющиеся газодинамические процессы. В частности погрешность вычисления перепада давления газа при условии использования модели равномерно непрерывного распределения газа по длине газопровода может достигать 70 % в зависимости от технологических параметров работы участка. Предложена уточненная методика расчета проектных и эксплуатационных параметров работы кольцевых газовых сетей низкого давления на основе модели сосредоточенного отбора газа по длине газопроводов. Разработан алгоритм, который реализован в современном программном обеспечении. Путем компьютерного моделирования проведена апробация на модели системы газоснабжения населенного пункта из полиэтиленовых труб и исследовано влияние сосредоточенного отбора газа на проектные и эксплуатационные параметры работы участков сети. Полученные результаты гидравлических расчетов свидетельствуют о необходимости увеличения диаметров некоторых участков газовой сети с целью предупреждения аварийных режимов ее работы.

Ключевые слова: газовые сети населенных пунктов, низкое давление, расчетный расход, гидравлический расчет.

The normative methods for forecasting of gas distribution in the low-pressure gas supply networks, made of steel and polyethylene pipes, do not describe the existent gas-dynamic processes correctly. In particular, the error of gas pressure drop calculations using the model of even gas distribution along the pipeline can be equal to 70 % depending on the pipeline section operating parameters. In this paper a revised methodology for calculating design and operating parameters of the circular low-pressure gas distribution networks is presented taking into account the model of focused gas extraction along the gas pipelines. The developed algorithm is implemented with the help of the modern software. Using computer modeling, the procedure was tested on the model of a settlement gas supply system, made of polyethylene pipes, and the influence of the focused gas extraction on the design and operating parameters of the network sections was studied. The obtained results of the hydraulic calculations showed that there was a necessity of increasing the diameter of some gas network pipeline sections in order to prevent its emergency operation.

Keywords: gas distribution networks of settlements, low pressure, design flowrate, hydraulic calculation.

Актуальність теми. Україна відноситься до країн з високим рівнем газифікації. Так, на сьогодні 78 % жителів в містах та 38 % в сільській місцевості користуються природним газом. Загалом газифіковано 428 міст, 600 селищ міського типу та 12,4 тисяч сіл. Здійснюється газопостачання 147 тис. промислових та комунально-побутових споживачів, а також біля 16 млн. квартир і приватних будинків. Забезпечення споживачів природним газом здійснюється газовими мережами, довжина яких становить 349 тис. км.

Газодинамічні процеси, що протікають в системах газопостачання, є складними з точки зору їх математичного моделювання. Це пояснюється надзвичайно складною геометричною структурою, наявністю шляхових та значних зосереджених відборів газу, а також широким використанням металевих та поліетиленових руб. Зазначене ускладнює проведення проектних та експлуатаційних розрахунків газових мереж, що ставить під сумнів їх достовірність, а, отже, і надійність експлуатації.

На даний час гідравлічні розрахунки систем газопостачання проводяться згідно з рекомендаціями ДБН В.2.5-20:2001 [1]. В даному нормативному документі прийняті деякі припущення для полегшення проведення розрахунків. Це деякою мірою впливає на їх достовірність. Тому на даний час актуальним є питання оцінки ступеня неточності, зумовленої наявністю вищезазначених припущень.

Що стосується уточнених методів розрахунку систем газопостачання, то у роботах [2,3] доведена необхідність урахування впливу профілю траси при розрахунку пропускної здатності і загальної енерговитратності газових мереж низького тиску довільної структури та запропоновано математичні моделі для урахування зазначеного чинника. У роботі [4] за результатами експериментальних досліджень запропоновано математичні моделі для коефіцієнта гідравлічного опору поліетиленових газових мереж низького і середнього тисків для різних режимів руху у повному діапазоні зміни витрат газу.

В газових мережах населених пунктів витрати газу споживачами приблизно однакові та розміщені на приблизно однакових відстанях. В чинних нормах технологічного проектування [1] при прогнозуванні розподілу газу, прийнята модель рівномірного і безперервного відбору газу по довжині газопроводу. Це зроблено виключно з міркувань спрощення гідравлічних розрахунків. Насправді у вуличних газопроводах систем газопостачання відбір газу проводиться споживачами зосереджено. Дослідження, які проведені у роботі [5], засвідчили, що використання при гідравлічному розрахунку рекомендацій ДБН В.2.5-20:2001 щодо визначення розрахункової витрати газу на ділянці призводить до заниження фактичного перепаду тиску газу від 0 до 22 % за використання загальноприйнятої моделі рівномірного безперервного відбору газу. При застосуванні більш точної моделі зосередженого розподілу газу, то за попередніми розрахунками похибка обчис-

лення перепаду тиску газу може досягати 70 % залежно від умов роботи газопроводу. Тому постає питання розроблення уточненої методики гідравлічного розрахунку газових мереж низького тиску з урахуванням зосереджених відборів газу споживачами.

Мета і задачі досліджень. Метою роботи є розроблення методики, алгоритму та програмного забезпечення для проведення уточнених гідравлічних розрахунків газових мереж низького тиску систем газопостачання населених пунктів.

Об'єкт дослідження – газові мережі низького тиску кільцевої структури систем газопостачання населених пунктів.

Предмет дослідження – гідродинамічні закономірності транспортування газу в газових мережах низького тиску із шляховими відборами газу.

Методи дослідження: математичне та комп'ютерне моделювання процесів перекачування газу, компаративний аналіз.

Для врахування зосередженого відбору газу по довжині ділянок розроблено уточнену методику гідравлічного розрахунку кільцевих газових мереж низького тиску. Вона призначена для проведення проектних та експлуатаційних розрахунків систем газопостачання кільцевої структури, які складаються з довільної кількості контурів (кілець).

Початковими даними для технологічного розрахунку є:

- конфігурація газової мережі;
- масиви довжин, шляхових та транзитних витрат газу ділянок газової мережі;
- надлишковий тиск газу на початку газової мережі P_n , Па;
- допустимі втрати тиску у мережі $\Delta P_{\text{доп}}$, Па;
- фізичні властивості газу: густина ρ_n (кг/м³) і кінематична в'язкість ν_n (м²/с) за нормальних умов, або ж компонентний склад газу;
- середня температура газу в газовій мережі T , К;
- абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні труб k_e , см;
- середня швидкість руху газу на ділянках газової мережі w , м/с;
- загальна кількість дворів в населеному пункті, що газифікуються $n_{\text{дв}}$, шт.

Мета розрахунку полягає у визначенні діаметрів ділянок мережі, при яких максимально використовується заданий допустимий перепад тиску і виконуються закони Кірхгофа із необхідною точністю для кільцевої частини.

За відсутності проектних значень густини та кінематичної в'язкості природного газу за нормальних умов проводиться розрахунок фізичних властивостей природного газу за компонентним складом.

Кількість контурів у газовій мережі позначається n_k . Номер контуру вказується індексом k ($k=1, \dots, n_k$), номер ділянки у контурі в довільному порядку позначається індексом i ($i=1, \dots, n_{dk}$). Таким чином, довільна ділянка має подвійний індекс: перша цифра показує номер контуру, друга – номер ділянки у контурі. Для розпізнавання структури газової мережі для кожної ділянки вводиться параметр в масиві $j(k, i)$, який показує номер контуру, з яким межує i -та ділянка k -ого контуру. Для ділянок, які не межують з іншими контурами, приймається $j=0$.

Визначається густина розміщення дворів по довжині ділянок газових мереж

$$y = \frac{n_{дв}}{\sum l_i}, \quad (1)$$

де $\sum l_i$ – загальна протяжність ділянок газових мереж, м.

Визначається абсолютний тиск газу на початку газової мережі

$$P_n = P_n + P_{ат}, \quad (2)$$

де $P_{ат}$ – атмосферний тиск повітря, Па;

Визначається абсолютний тиск газу, що подається споживачам

$$P_k = P_n - \Delta P_{дон}. \quad (3)$$

Знаходиться середнє значення тиску газу (МПа) у газовій мережі

$$P_{cp} = 0,5(P_n + P_k) \cdot 10^{-6}. \quad (4)$$

Подальший розрахунок передбачає виконання однотипних операцій для кожної ділянки газової мережі. Тому для проведення цих розрахунків у алгоритмі організуються цикли.

У межах перших двох циклів, зовнішнього за індексом k і внутрішнього за індексом i , виконуються такі операції.

Визначається наближене значення розрахункової витрати газу на ділянці згідно з формулою

$$Q_{Pk,i} = Q_{Tk,i} + 0,5 Q_{Шk,i}, \quad (5)$$

де $Q_{Tk,i}$ – величина транзитної витрати газу, що не споживається на ділянці, а призначена для живлення наступних за рухом газу ділянок, м³/год;

$Q_{Шk,i}$ – величина шляхової витрати газу, що використовується споживачами на ділянці, м³/год.

Якщо напрям руху газу на ділянках кільцевої мережі в кільці, що розглядається, є проти годинникової стрілки, то величина транзитної та шляхової витрати газу приймається зі знаком «мінус», якщо за стрілкою годинника – зі знаком «плюс».

Для кожної ділянки газової мережі визначається необхідний внутрішній діаметр труби за формулою [1]

$$D_{k,i} = 0,036238 \sqrt{\frac{Q_{Pk,i} \cdot T}{P_{cp} w}}, \quad (6)$$

де T – середнє значення температури газу в газовій мережі, К.

w – середня швидкість руху газу в газовій мережі, м/с.

Даним параметром проводиться зміна проектних діаметрів ділянок газової мережі. При першому варіанті розрахунку мережі слід приймати від 2 до 4 м/с. Максимально допустиме значення швидкості руху газу в газопроводах низького тиску становить 7 м/с [1].

Відповідно до значення необхідного внутрішнього діаметра ділянки з сортаменту стандартних діаметрів газопроводів вибирається трубопровід з найближчим більшим внутрішнім діаметром $d_{k,i}$.

Визначається кількість відборів газу споживачами на ділянці газових мереж

$$n_{відk,i} = y \cdot l_{k,i}. \quad (7)$$

Отримане значення кількості зосереджених відборів газу споживачами округлюється до найближчого цілого числа.

Знаходиться середня величина одного відбору газу на ділянці

$$Q_{Bk,i} = \frac{Q_{Шk,i}}{n_{відk,i}}. \quad (8)$$

У межах наступного циклу j від 1 до $n_{відk,i}$ проводиться гідравлічний розрахунок ділянок між відборами газу.

Знаходиться витрата газу на характерній ділянці

$$Q_{k,i,j} = Q_{Tk,i} + Q_{Bk,i} \cdot j + \Delta Q_k, \quad (9)$$

де ΔQ_k – поправочна витрата газу в k -му кільці для гідравлічної ув'язки кільцевої частини, м³/год. При розрахунку ділянок в першому наближенні приймається $\Delta Q_k = 0$.

Визначається довжина характерної ділянки між відборами

$$l_{k,i,j} = \frac{l_{k,i}}{n_{відk,i}}. \quad (10)$$

Для кожної ділянки газової мережі знаходиться число Рейнольдса за формулою [1]

$$Re_{k,i,j} = 0,0354 \frac{Q_{k,i,j}}{d_{k,i} v_H}. \quad (11)$$

Залежно від режиму руху газу, який характеризується величиною числа Рейнольда, вибирається відповідна формула для розрахунку втрат тиску від тертя для кожної ділянки газової мережі [1]:

- для $Re_j < 2000$

$$\Delta P_{k,i,j} = 1,245 \cdot 10^6 \frac{Q_{k,i,j} |v_H \rho_H l_{k,i,j}|}{d_{k,i}^4}; \quad (12)$$

- для $2000 < Re_j \leq 4000$

$$\Delta P_{k,i,j} = 0,568 \frac{Q_{k,i,j}^{2,333} \rho_{H,i,j}}{d_{k,i}^{5,333} v_{0,333}}; \quad (13)$$

- при турбулентному режимі $Re_j > 4000$

$$\Delta P_{k,i,j} = 75,9 \left(\frac{k_e}{d_{k,i}} + 1922 \frac{v_H d_{k,i}}{Q_{k,i,j}} \right)^{0,25} \times \frac{Q_{k,i,j}^2 \rho_{H,i,j}}{d_{k,i}^5}; \quad (14)$$

де k_e – абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні газопроводу. Для сталевих газопроводів слід приймати $k_e = 0,01$ см, поліетиленових – $k_e = 0,002$ см.

У формулах (12)-(14) числові коефіцієнти враховують додаткові втрати тиску в місцевих опорах газових мереж.

Визначається величина відношення перепаду тиску до витрати газу на ділянці зростаючим підсумком за формулою

$$S_{k\theta k,i} = \sum_{j=1}^{n_{\theta k,i}} \frac{\Delta P_{k,i,j}}{Q_{k,i,j}}. \quad (15)$$

В закінченні циклу j розрахунку ділянок між відборами газу обчислюється сумарний перепад тиску газу на ділянці зростаючим підсумком

$$\Delta P_{k,i} = \sum_{j=1}^{n_{\theta k,i}} P_{k,i,j}. \quad (16)$$

Для виконання гідравлічної ув'язки кільць втратам тиску від тертя $\Delta P_{k,i}$ присвоюємо знак “плюс”, якщо рух газу на ділянці відбувається за годинниковою стрілкою, і знак “мінус”, якщо газ на ділянці рухається проти стрілки годинника.

Далі виконується гідравлічна ув'язка кільць. Для кожного контуру знаходимо суму втрат тиску з урахуванням напрямку руху газу в кільці і за абсолютною величиною

$$S_k = \sum_{i=1}^{n_{\theta i}} \Delta P_{k,i}, \quad (17)$$

$$S_{ka} = \sum_{i=1}^{n_{\theta i}} |\Delta P_{k,i}|. \quad (18)$$

Для всіх контурів газової мережі обчислюємо значення похибки Δ_k , величина якої показує ступінь виконання другого закону Кірхгофа [6]

$$\Delta_k = \left| \frac{S_k}{0,5 S_{ka}} - 100\% \right|. \quad (19)$$

Якщо хоча би для одного контуру похибка Δ_k перевищує задану точність розрахунку ε_k , то необхідно виконати гідравлічну ув'язку шляхом введення поправочних витрат газу.

Гідравлічна ув'язка реалізується таким чином. Для всіх ділянок знаходимо відношення втрат тиску до витрати газу, а потім обчислюємо суму цих відношень для кожного контуру

$$S_{k\theta} = \sum_{i=1}^{n_{\theta i}} S_{k\theta k,i}. \quad (20)$$

Для всіх контурів визначається поправочна витрата газу, яка враховує нев'язку у своєму контурі

$$\Delta Q'_k = - \frac{S_k}{(2-m) \cdot S_{k\theta}}, \quad (21)$$

де m – показник режиму руху газу в формулі Лейбензона. Для сталевих газопроводів низького тиску слід приймати $m = 0,25$, поліетиленових – $m = 0,552$ [4].

Знаходиться поправочна витрата, що враховує нев'язку у сусідніх контурах

$$\Delta Q''_k = \frac{\sum \Delta Q'_{c.k.} \cdot \sum \left(\frac{\Delta P}{Q} \right)_{\theta.c.k.}}{S_{k\theta}}, \quad (22)$$

де $\Delta Q'_{c.k.}$ – поправочні витрати газу для всіх контурів, що межують з даним,

$\left(\frac{\Delta P}{Q} \right)_{\theta.c.k.}$ – відношення параметрів для

відповідних ділянок, спільних для даного і сусідніх контурів.

Обчислюється загальна поправочна витрата газу для всіх ділянок в k -му контурі газової мережі

$$\Delta Q'_k = \Delta Q'_k + \Delta Q''_k. \quad (23)$$

Для кожної ділянки газової мережі обчислюється уточнена витрати газу зростаючим підсумком за формулою

якщо ділянка не є спільною з іншим кільцем

$$\Delta Q_k = \Delta Q_k + \Delta Q'_k; \quad (24)$$

якщо ділянка є спільною з іншим кільцем

$$\Delta Q_k = \Delta Q_k + \Delta Q'_k - \Delta Q_{k'ck}, \quad (25)$$

де $\Delta Q_{k'ck}$ – сумарна поправочна витрата в сусідньому кільці, з яким межує ділянка.

Після визначення загальних поправочних витрат газу для всіх ділянок проводиться повторний розрахунок газової мережі. Розрахунки повторюються до тих пір, поки похибка Кірхгофа Δ_k для всіх контурів не стане меншою від заданої точності розрахунку ε_k .

Зміна ступеня завантаження системи газопостачання проводиться шляхом зміни середньої швидкості руху газу w в газовій мережі. Збільшення швидкості руху газу веде до зменшення проектних діаметрів ділянок, а, отже, і до збільшення фактичного перепаду тиску газу на ділянках. У разі перевищення величини фактичного допустимого перепаду тиску газу в мережі, швидкість газу слід зменшити. Розрахунки проводяться до тих пір, поки не буде отримано варіант з максимально використаним допустимим перепадом тиску газу в мережі. Саме

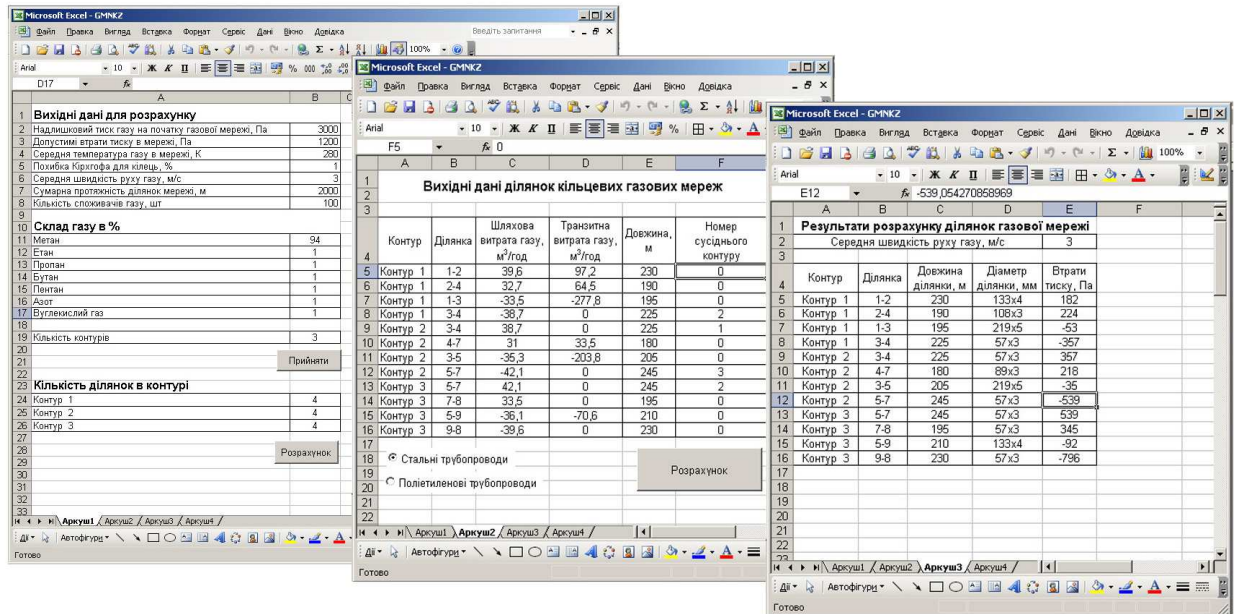


Рисунок 1 – Робочі вікна програми GMNKZ

цей варіант буде характеризуватися найменшими матеріалозатратами в будівництво мережі.

Розроблена методика гідравлічного розрахунку кільцевих газових мереж низького тиску з урахуванням зосередженого розподілу газу по довжині ділянок реалізована у сучасному програмному забезпеченні GMNKZ, оскільки передбачає виконання циклічних і багатоваріантних розрахунків. Обчислювальний алгоритм розроблений на мові Visual BASIC і написаний в середовищі Microsoft Excell. Програма за структурою циклічна, розгалужена, в ній реалізується метод послідовних наближень. Параметри мережі і ділянок вводяться і виводяться у вигляді одно-, та двомірних масивів.

На рисунку 1 наведено загальний вигляд програми GMNKZ. В першому вікні проводиться введення параметрів складу газу, сортамент сталевих та поліетиленових газопроводів, геометричні та загальні параметри мережі. Введення вихідних даних ділянок мережі відбувається на другому аркуші програми. Передбачена можливість зміни типу сортаменту труб для проведення гідравлічного розрахунку. Степінь завантаження мережі, а отже і фактичні діаметри трубопроводів, регулюються шляхом зміни середньої швидкості руху газу. Виведення результатів уточненого гідравлічного розрахунку газової мережі низького тиску кільцевої структури з урахуванням зосереджених відборів газу по довжині газопроводів відбувається в третьому вікні програми.

Розроблене програмне забезпечення GMNKZ дає змогу проводити автоматизовані проектні розрахунки кільцевих газових мереж низького тиску довільної складності і конфігурації. Можливість зміни проектних параметрів системи газопостачання дає змогу адаптувати програмний продукт для будь-яких систем газопостачання та проводити багатоваріантні розрахунки з метою отримання оптимальних техніко-економічних показників.

Апробацію розробленої методики та програмного забезпечення GMNKZ проведемо для поліетиленової газової мережі низького тиску кільцевої структури, яка зображена на рисунку 2. Це модель системи вуличних газопроводів сільського населеного пункту.

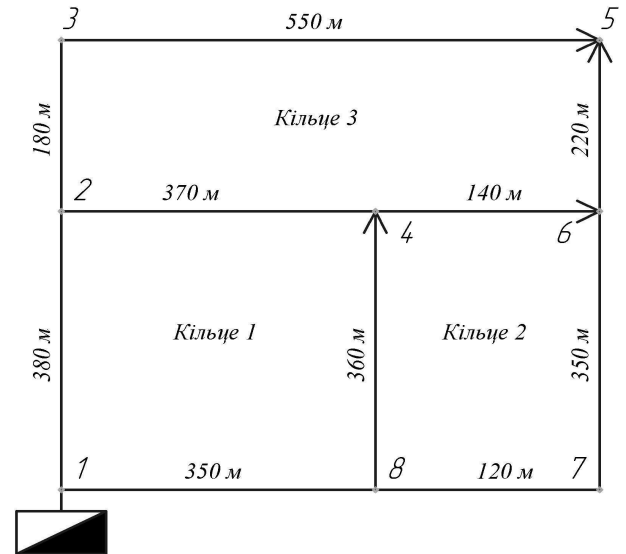


Рисунок 2 – Розрахункова схема газової мережі низького тиску кільцевої структури населеного пункту

Питома шляхова витрата газу для всіх ділянок газової мережі однакова і становить $q = 0,125 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot \text{м})$. Допустимі втрати тиску у газовій мережі становлять $\Delta P_{\text{дон}} = 1200 \text{ Па}$. Загальна кількість споживачів газу складає $n_{\text{де}} = 120$ шт. На рисунку 2 для кожної ділянки газопроводу вказані довжини у метрах, а стрілками позначені тупикові ділянки.

Таблиця 1 – Результати розрахунку витрат газу ділянок газової мережі низького тиску із поліетиленових труб

| Ділянка | Довжина l_i , м | Витрата газу, м ³ /год | | |
|---------|-------------------|-----------------------------------|-----------------|--------------------|
| | | шляхова $Q_{ш}$ | транзитна Q_T | розрахункова Q_p |
| 3-5 | 550 | 66,0 | 0 | 33,0 |
| 2-3 | 180 | 21,6 | 66,0 | 76,8 |
| 4-6 | 140 | 16,8 | 0 | 8,4 |
| 2-4 | 370 | 44,4 | 16,8 | 39,0 |
| 1-2 | 380 | 45,6 | 148,8 | 171,6 |
| 5-6 | 220 | 26,4 | 0 | 13,2 |
| 7-6 | 350 | 42,0 | 26,4 | 47,4 |
| 8-7 | 120 | 14,4 | 68,4 | 75,6 |
| 8-4 | 360 | 43,2 | 0 | 21,6 |
| 1-8 | 350 | 42,0 | 126,0 | 147,0 |

Попередньо визначаємо шляхову $Q_{ш}$, транзитну Q_T і розрахункову витрату газу Q_p для кожної ділянки газової мережі. Одержані результати розрахунку витрат газу зводимо у таблицю 1.

Проведемо три такі варіанти гідравлічного розрахунку газової мережі:

- 1) проектний розрахунок згідно з нормативною методикою, що рекомендована чинними нормативними документами [1];
- 2) проектний розрахунок з використанням запропонованої методики;
- 3) експлуатаційний розрахунок газової мережі з використанням уточненої методики на основі результатів проектного розрахунку за нормативною методикою.

Результати гідравлічних розрахунків газової мережі низького тиску за різними методиками зображені на рисунках 3-5.

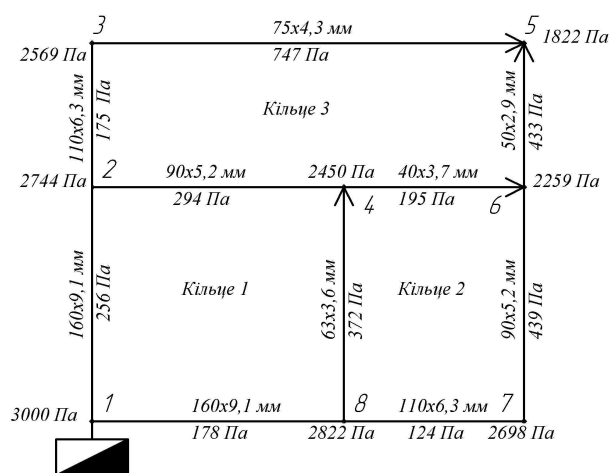


Рисунок 3 – Результати проектного гідравлічного розрахунку поліетиленової газової мережі низького тиску за нормативною методикою

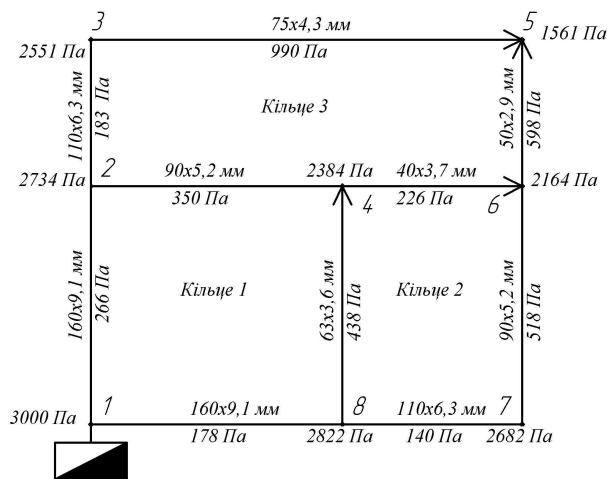


Рисунок 4 – Результати експлуатаційного розрахунку поліетиленової газової мережі низького тиску за уточненою методикою

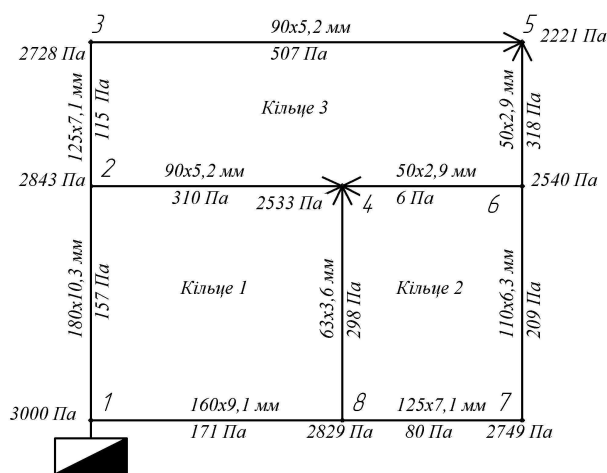


Рисунок 5 – Результати проектного гідравлічного розрахунку поліетиленової газової мережі низького тиску за уточненою методикою

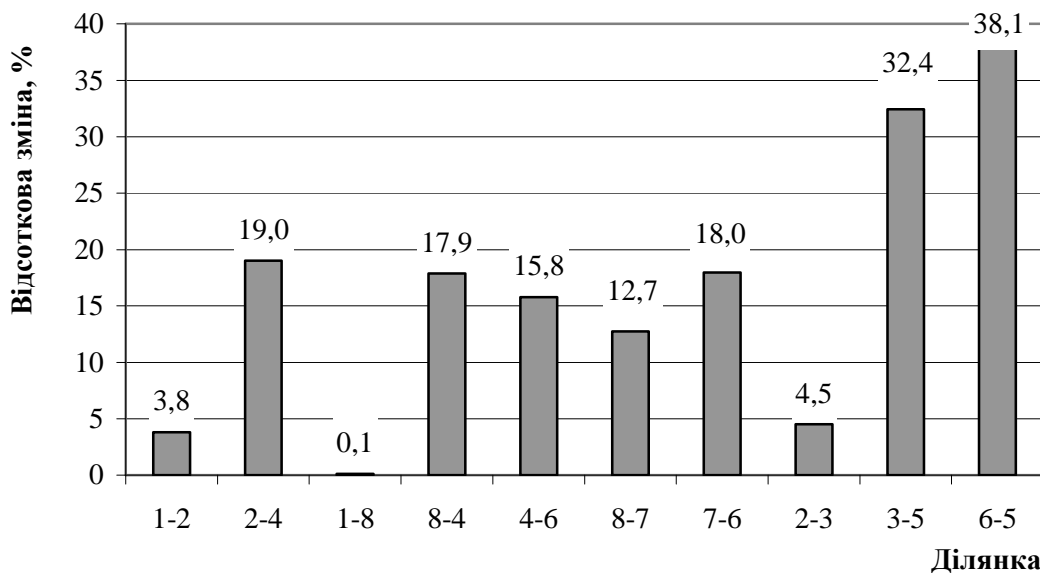


Рисунок 6 - Зміна перепаду тиску газу на ділянках газової мережі низького тиску при використанні методики з урахуванням зосередженого відбору газу

Порівняння результатів проектного та експлуатаційного розрахунків поліетиленової газової мережі низького тиску за двома методиками (рисунки 3 і 4) виявило суттєві відмінності у розподілі тиску газу в елементах мережі, а, отже, в режимі роботи газопроводів. Так, за нормативною методикою сумарний перепад тиску газу по довжині основного напрямку руху газу в газовій мережі ГРП-1-2-3-5 становить 1178 Па, що є в межах допустимого перепаду тиску газу 1200 Па. За уточненою методикою розрахунку цей параметр становить 1439 Па, що на 20 % перевищує допустиме значення. Це свідчить про те, що частина ділянки газопроводу 3-5 та 6-5 працюватиме в аварійному режимі. Для аналізу величини ступеня впливу зосередженого відбору газу на енергетичні параметри роботи ділянок мережі зобразимо на рисунку 6 порівняльну характеристику перепаду тиску на ділянках мережі за двома методиками.

Як видно з графіка 6, похибка прогнозування перепаду тиску газу при використанні нормативної методики відносно запропонованої становить від 0,1 % до 38 % для моделі системи газопостачання, що зображена на рисунку 2. Це свідчить про суттєвий вплив зосередженого відбору газу на проектні та енергетичні параметри роботи систем газопостачання населених пунктів.

Як засвідчують параметри газових мереж низького тиску на рисунках 3 та 5, результати проектних розрахунків за нормативною та уточненою методиками суттєво відрізняються. Різняться як діаметри деяких ділянок, так і значення тиску у вузлах газової мережі. Зокрема на ділянках 1-2, 4-6, 8-7, 7-6, 2-3, 3-5 за розробленою уточненою методикою прийняті більші значення діаметрів газопроводів для попередження аварійних режимів роботи віддалених ділянок мережі. Проведена гідравлічна ув'язка в кільці № 2 призвела до зміни напрямку руху газу на ділянці 4-6.

Розроблена методика та програмне забезпечення передано в ПАТ «Івано-Франківськгаз» в якості галузевої методики розрахунку газових мереж низького тиску з урахуванням зосередженого розподілу газу.

Висновки

Апробація розробок для конкретної газорозподільної системи довела, що використання розробленої методики у процесі проектних розрахунків газових мереж низького тиску дає можливість запобігти аварійним режимам роботи віддалених ділянок мережі. Це збільшує надійність та безпечність експлуатації такого роду систем. Зазначений висновок можна поширити на газову мережу низького тиску довільної конфігурації з сталевих та поліетиленових труб.

Проведені дослідження засвідчили, що наявні методики гідравлічного розрахунку газових мереж низького тиску мають суттєву неточність прогнозування параметрів роботи розподільних газопроводів, що призводить до недостовірності результатів проектних та експлуатаційних розрахунків систем газопостачання. Тому доцільно ввести корективи в нормативні документи, щодо уточнених методів гідравлічного розрахунку поліетиленових та сталевих газопроводів, передбачивши врахування моделі зосередженого розподілу газу по довжині газопроводів.

Науковою новизною є розроблення уточненої методики гідравлічного розрахунку ділянок газових мереж низького тиску, яка дає змогу достовірно прогнозувати закономірності розподілу газу в газових мережах з шляховими відборами газу.

Практична цінність отриманих результатів полягає в можливості використання розробленої методики та програмного забезпечення для проектних розрахунків ділянок мереж низького тиску, що зменшує імовірність виникнення

аварійних режимів експлуатації газових мереж та дає змогу з більшою достовірністю прогнозувати значення енергетичних параметрів їх роботи.

Література

1 Газопостачання. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди: ДБН В.2.5-20-2001. – [Чинні від 2001-09-01]. – К.: Держбуд України, 2001. – 286 с.

2 Ксенич А.І. Урахування впливу профілю траси на результати гідравлічних розрахунків газових мереж населених пунктів / А.І. Ксенич, М.Д. Середюк // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. – №1(34). – С. 138–143.

3 Середюк М.Д. Використання барометричної формули для врахування впливу профілю траси на результати гідравлічного розрахунку газових мереж / М.Д. Середюк, А.І. Ксенич // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2010. – № 3(25). – С. 97–101.

4 Ксенич А.І. Результати експериментальних досліджень гідравлічної енерговитратності поліетиленових газопроводів низького тиску / А.І. Ксенич, М.Д. Середюк // Нафтогазова енергетика. – 2011. – №2(15). – С. 57–60.

5 Ксенич А.І. Метод уточнення технологічних параметрів розподілу газу в газових мережах населених пунктів / А.І. Ксенич // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2014. – № 1(36). – С. 131-139.

6 Гончарук М.І. Довідник з газопостачання населених пунктів України / Гончарук М.І., Середюк М.Д., Шелудченко В.І. – Івано-Франківськ: Сімик, 2006. – 1314 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
10.02.15*

*Рекомендована до друку
професором Грудзом В.Я.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук Степ'юком М.Д.
(УМГ «Прикарпаттрансгаз»,
м. Івано-Франківськ)*

Удосконалення конструкції та розширення області застосування гідравлічного ударного механізму

І.І. Чудик, М.І. Оринчак, О.С. Бейзик, О.І. Кирчай

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727137,
e-mail: drill@nuing.edu.ua

Процес спорудження нафтових і газових свердловин, особливо глибоких (понад 3000 м), супроводжується складними гірничо-геологічними умовами, що спричиняють виникнення ускладнень, серед яких прихоплення бурильної колони є основною причиною серйозних простоїв та аварій з бурильним або геофізичним інструментом. Для ліквідації прихоплень застосовують різні ударні механізми, найбільш розповсюдженим серед яких є гідравлічні ударні механізми (ГУМ), що мають просту конструкцію, надійні у роботі. Для підвищення ефективності ліквідації прихоплень до застосування пропонуються багатокамерний гідравлічний ударний механізм (ГУМ-Б), вібраційний гідравлічний ударний механізм (ГУМ-В) та гідравлічний ударний механізм, вмонтований у бурильну колону (ГУМ-БК). З метою удосконалення роботи ГУМ на значних глибинах в умовах високих вібійних температур розроблено рецептуру термостійкого високов'язкого мастила для ударних механізмів, до складу якого входять мазут та водний розчин поліакриламід (ПАА). Застосування даних компонентів підвищує термостійкість мастила до 140°C та забезпечує надійну роботу ударних механізмів на глибинах до 5000-6000 м.

Ключові слова: прихоплення, ударні механізми, мастила, мазут, поліакриламід (ПАА), сульфол.

Процесс сооружения нефтяных и газовых скважин, особенно глубоких (свыше 3000 м), сопровождается сложными горно-геологическими условиями, приводящими к возникновению осложнений, среди которых прихваты бурильных колонн являются основной причиной серьезных простоев и аварий с бурильным и геофизическим инструментом. Для ликвидации прихватов применяют различные ударные механизмы, наиболее распространенными среди которых являются гидравлические ударные механизмы (ГУМ), отличающиеся простотой конструкции и надежностью. Для повышения эффективности ликвидации прихватов предлагаются к использованию многокамерный гидравлический ударный механизм (ГУМ-Б), вибрационный гидравлический ударный механизм (ГУМ-В) и гидравлический ударный механизм, вмонтированный в бурильную колонну (ГУМ-БК). С целью повышения надежности работы ГУМ на больших глубинах в условиях высоких забойных температур разработана термостойкая высоковязкая смазка для ударных механизмов, состоящая из мазута и водного раствора полиакриламида (ПАА). Применение данных компонентов повышает термостойкость смазки до 140°C и обеспечивает надежную работу ударных механизмов на глубинах до 5000-6000 м.

Ключевые слова: прихват, ударные механизмы, смазки, мазут, полиакриламид (ПАА), сульфол.

In practice of construction of oil and gas wells, especially deep ones (over 3000 m), the process of drilling is accompanied by difficult geological conditions that give rise to complications. Among them sticking is considered to be the most frequent cause of significant downtimes and failures of drilling and geophysical tools. To release sticking, various percussion mechanisms, among which the most common are the hydraulic percussion mechanism (HPM) that are reliable and have a simple structure, are utilized. To improve operational reliability and efficiency of the percussion mechanism and expand the sphere of its application, multichamber hydraulic percussion mechanism (HPM-M), vibration hydraulic percussion mechanism (HPM-V), and hydraulic percussion mechanism, built into the drill string (HPM-DS), are used. Heat-resistant high viscosity lubricant composition was developed for percussion mechanisms to improve the HPM operation at great depths at high bottomhole temperatures. This composition includes oil fuel and aqueous polyacrylamide solution (APS), which increases the lubricant thermal stability by 20-30°C (approximately up to 140°C) and provides the possibility to use the mechanisms at depths of up to 5,000-6,000 m. These developments ensure effective releasing of sticking due the mechanisms operational efficiency and reliability.

Key words: sticking, percussion mechanisms, lubricants, oil fuel, polyacrylamide (PAA), sulfonol

Вступ. Прихоплення колони труб у свердловині є одним з найбільш розповсюджених ускладнень, виникнення якого часто призводить до серйозних аварій та простоїв під час буріння свердловини. Зі збільшенням глибини свердловин частота і складність прихоплень бурильної колони зростають. Витрати часу і економічні затрати на ліквідацію прихоплень зростають інколи в десятки разів [1].

Аналіз сучасних заходів та вітчизняних досліджень. У практиці буріння свердловин для ліквідації прихоплень дуже широко застосовують ударні механізми різного принципу дії: гідравлічний ударний механізм (ГУМ), збудник пружних коливань (ВУК), пристрої для ліквідації прихоплень (УЛП), гідравлічні та механічні яси тощо [1].

Механічний яс пристрій механічної дії складається з конусної пари, корпусу і вала. Недоліком цього пристрою є систематичний вихід з ладу через заклинювання конусної пари, яка працює в середовищі бурового розчину.

Збудник пружних коливань ВУК – застосовують для ліквідації прихоплень всіх груп. Основним його елементом є гелікоїдна різьба, яка під дією пружних сил розщеплюється, і бойок, розташований на штоку, що наносить удари по ковадлу. ВУК працює в режимі створення імпульсно-динамічного впливу як угору, так і вниз. Основним недоліком ВУК є недостатня кількість ударів для вивільнення колони.

УЛП призначений для ліквідації диференційних прихоплень. Недоліком цього пристрою є застосування пакера, що може інколи заклинювати, та необхідність визначення мінімальної глибини спуску пристрою і мінімально необхідної ваги бурильної колони.

Гідравлічний ударний механізм (ГУМ) складається з рухомого шпинделя, на якому закріплений поршень, та нерухомого циліндра з двома камерами різного поперечного перерізу, недоліком якого є зниження ефективності ліквідації прихоплень зі збільшенням глибини свердловини.

Найбільш розповсюдженим пристроєм для ліквідації прихоплень під час буріння свердловин на різних родовищах нашої країни і за рубежом є ГУМ [1], що пояснюється простотою конструкції, надійністю роботи при застосуванні мастила для деталей тертя.

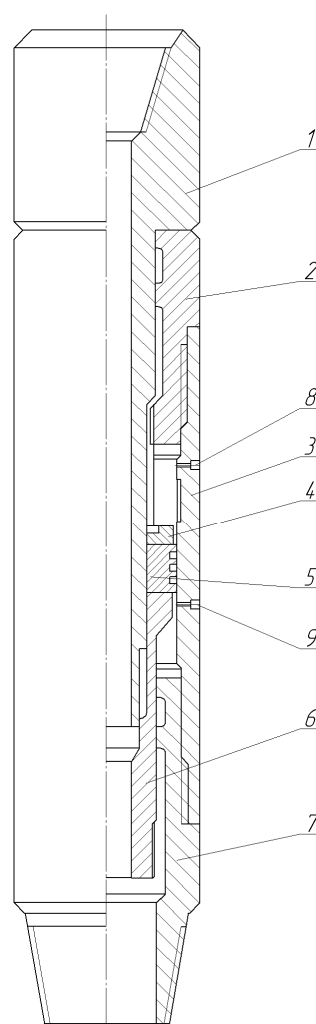
Мета роботи полягає в удосконаленні конструкції ГУМ та розширенні області його застосування, що досягається зміною конструкції ГУМ та розроблянням нових рецептур мастил.

Виклад основних матеріалів. Для досягнення поставленої мети внесено конструктивні зміни у будову відомого пристрою [1]. Розглянемо спочатку конструкцію та принцип роботи ГУМ (див. рис. 1).

Пристрій застосовують для ліквідації прихоплень, які виникли під дією перепаду тиску або у результаті заклинювання колони у свердловині. Основним елементом цього пристрою є заповнений мастилом і герметизований ступінчастий циліндр. У нижньому циліндрі (меншого діаметра) розміщений поршень, з'єднаний з неприхопленою бурильною колоною. Під дією сили пружності поршень повільно переміщується угору, а після досягнення рівня верхнього циліндра (більшого діаметра) його швидкість різко зростає, і він наносить удар по прихопленій бурильній колоні.

ГУМ складається зі шпинделя 1, перехідників 2 і 7, циліндра 9, що має дві камери різного діаметра, бойка 4, поршня 5 і штока 6. Уся система ГУМ герметизована і заповнена мастилом.

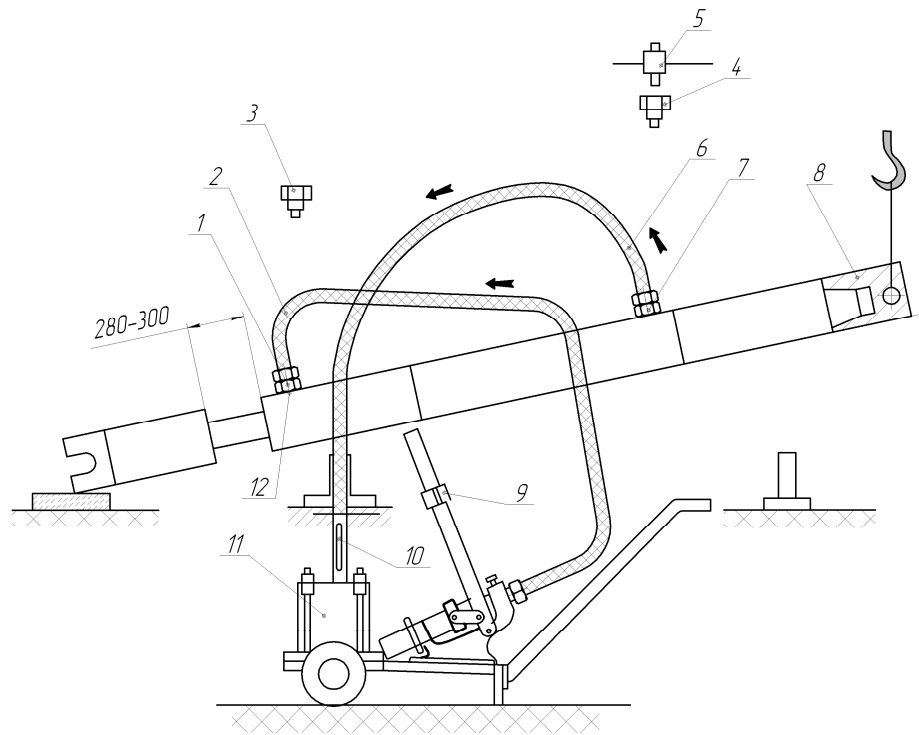
Для заповнення мастилом пристрій встановлюють під кутом 45° до горизонту (див. рис. 2). Шланги 2 і 6 з'єднують з отворами 12 ГУМа і насосом 11 наповнюють мастилом циліндр 3. У момент, коли мастило витікатиме через шланг 6 і прозору трубку 10, насос вимикають, від'єднують шланги, а отвори пристрою герметизують.



1 – шпиндель; 2 – верхній перевідник;
3 – циліндр; 4 – бойок; 5 – поршень;
6 – шток; 7 – нижній перевідник;
8, 9 – отвори для заливання мастила

Рисунок 1 – Гідравлічний ударний механізм (ГУМ)

Для роботи з ГУМом від'єднують неприхоплену частину бурильної колони і підіймають її. Підготовлений пристрій опускають у свердловину і приєднують до прихопленої частини бурильної колони. Відтак бурильну колону намагаються із зусиллям, що перевищує її вагу на 200-800 кН. Початкова швидкість шпинделя з поршнем буде низькою через те, що він рухається угору за рахунок перетікання мастила з верхньої порожнини (великого діаметра) у нижню (малого діаметра) через три послідовні отвори. Пройшовши відрізок довжиною 213 мм, поршень потрапляє у циліндр 3 із поздовжніми пазами. При цьому площа для перетікання мастила із більшої порожнини у меншу збільшується приблизно у 200 разів. Мастило вільно, майже без тиску, перетікає вниз, а шпиндель 1, що з'єднаний з неприхопленими бурильними трубами, миттєво переміщується угору, і бойком 4 наносить удари по нижньому торцю шліцевого перевідника 2, що виконує функції ковадла.



1, 7 – шпindel; 2, 6 – шланг; 3, 4 – пробки; 5 – ключ; 8 – заглушка;
9 – тримачі; 10 – прозора трубка; 11 – насос; 12 – наливний отвір

Рисунок 2 – Схема заповнення ГУМ мастилом

Цей удар передається прихопленій бурильній колоні через корпус циліндра 3 і перевідника 7. Для повторного нанесення ударів бурильну колону розвантажують на 10-20 кН, мастило перетікає з нижньої (малого діаметра) порожнини циліндра у верхню. Після перетікання мастила ГУМ готовий до повторного удару.

Для здійснення ударів, спрямованих вниз, ГУМ розбирають, повернувши циліндр 3 разом з поршнем 5 на 180°, і знову збирають.

Для створення ударів колону розвантажують на величину ваги ОБТ, відбувається повільне перетікання мастила з нижньої порожнини циліндра 3 у верхню. Після входу поршня в більшу порожнину тиск мастила різко знижується, ОБТ падає вниз до упору, поки торець перевідника шпинделя не вдарить по торцю шлицевого перевідника 2. Цей удар передається прихопленій частини бурильної колони. За потреби удари повторюють. Число ударів для різних випадків коливається від 1 до 100.

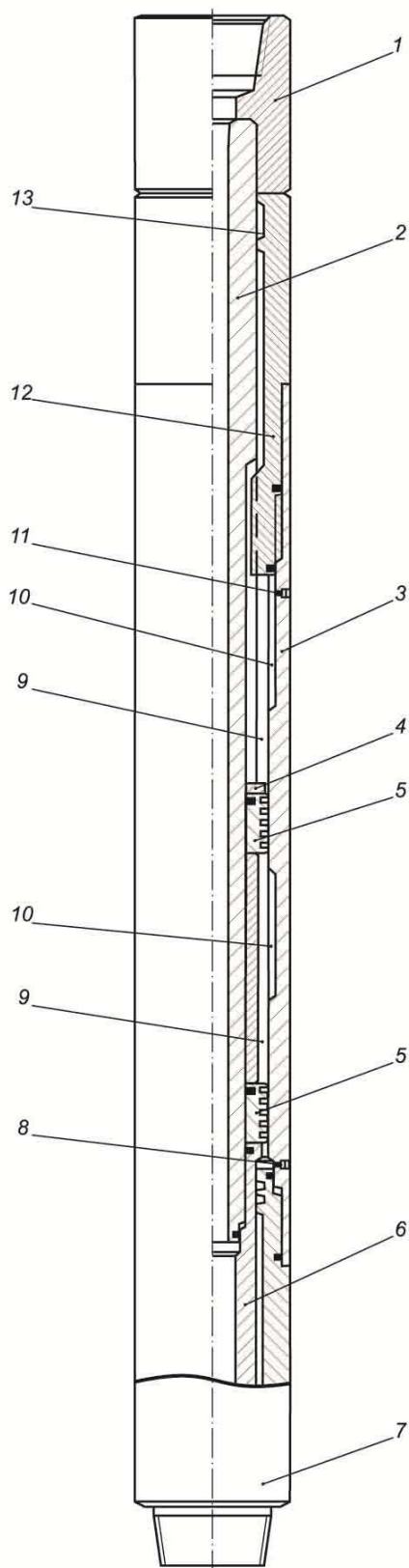
Вагомий недолік ГУМу полягає у тому, що за вибіної температури понад 100 °С застосування його недоцільне через значне зниження в'язкості мастила, що призводить до зниження сили удару у пристрої.

Для збільшення сили удару пропонується пристрій, у якому на поздовжньому шпинделі послідовно розміщено два і більше поршнів, а на поздовжньому циліндрі – дві і більше камери високого тиску з переходом у камери низького тиску [2].

Для виконання поставленої задачі нами пропонується багатокамерний гідравлічний ударний механізм (ГУМ-Б), схема якого зображена на рис. 3.

Для спрощення схеми конструкції на рис. 3 відображено лише два поршні та дві камери високого тиску з переходом у камери низького тиску. Пристрій ГУМ-Б складається з поздовжнього рухомого шпинделя 2, на якому закріплено два поршні 5, та поздовжнього нерухомого циліндра 3 з двома камерами високого тиску 9 і двома камерами низького тиску 10. У нижній частині шпиндель закінчується штоком 6, а у верхній – перевідником для з'єднання з не прихопленою бурильною колоною. Корпус циліндра 3 у верхній частині з'єднаний зі шлицевим перевідником 12, нижній торець якого виконує функції ковадла, а у нижній частині – з перевідником 7 для з'єднання з прихопленою бурильною колоною. На верхньому поршні закріплені бойок 4. Внутрішня система пристрою герметизована і заповнена мастилом через отвори 8 і 11. Пристрій працює так. Від'єднують не прихоплену частину бурильної колони і підіймають її зі свердловини. ГУМ-Б спускають у свердловину і приєднують до прихопленої бурильної колони шлицевим з'єднанням 13. Для створення удару бурильну колону натягують із зусиллям, що перевищує її вагу на 200-1000 кН, але меншим допустимого зусилля на розрив. Шпиндель з поршнем спочатку рухається угору за рахунок перетікання мастила з верхніх камер у нижні через три поздовжні отвори, тому його швидкість буде низькою.

Пройшовши відрізок довжиною 213 мм, обидва поршні потрапляють у камери великого діаметра. При цьому площа для перетікання мастила із більшої порожнини у меншу збільшується приблизно у 400 разів. Мастило вільно, майже без тиску, перетікає вниз, шпиндель



1, 7 – перевідник, 2 – шпindelь, 3 – циліндр,
4 – бойок, 5 – поршень, 6 – шток,
8, 11 – отвори для заповнювання мастила,
9 – камера високого тиску, 10 – камера низького тиску, 12 – перевідник, 13 – шлицеве з'єднання

Рисунок 3 – Багатокамерний гідравлічний ударний механізм

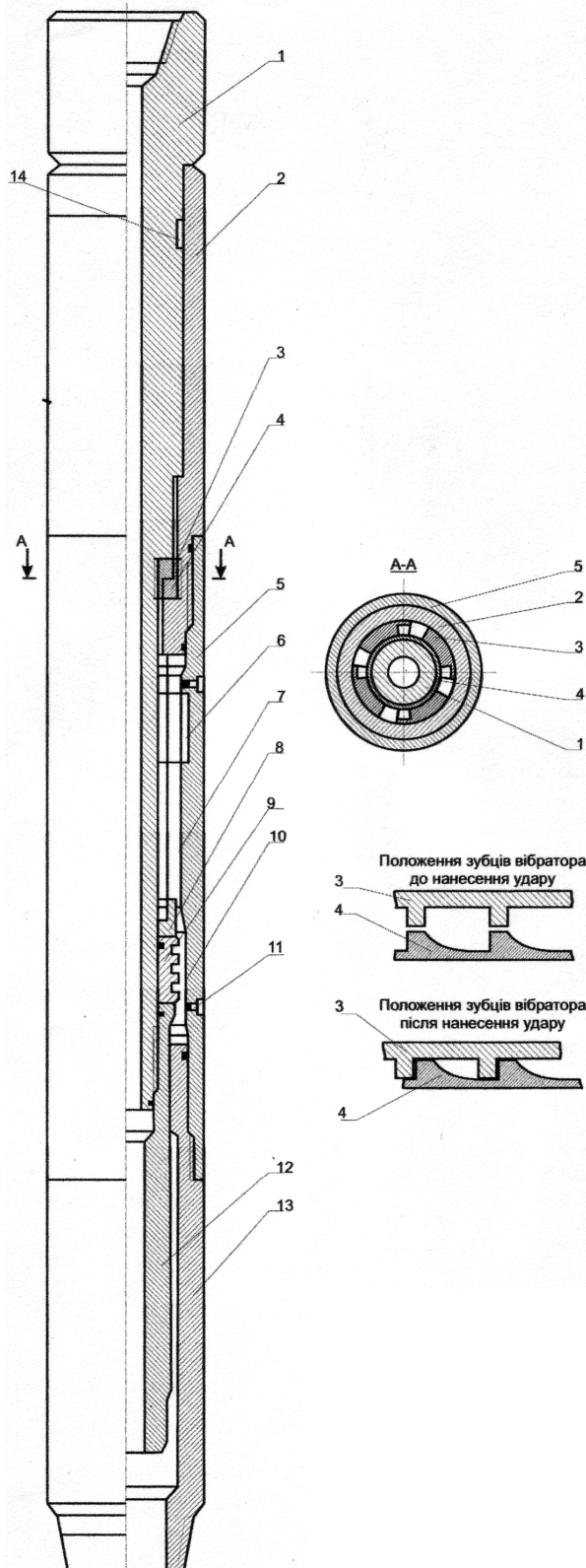
миттєво переміщується угору і бойок 4 наносить удари по нижньому торцю шлицевого перевідника 12, що виконує функції ковадла. Цей удар передається прихопленій бурильній колоні через корпус пристрою. Для повторного нанесення ударів бурильну колону розвантажують на 20-40 кН. Після перетікання мастила з нижніх камер у верхні пристрій готовий до повторного удару.

За способом, описаним вище, створюють удари, що спрямовані знизу-вверх. Для здійснення ударів зверху-вниз пристрій розбирають, циліндр з поршнями повертають на 180°, повторно збирають і ГУМ-Б придатний для нанесення ударів зверху-вниз.

Одним із відомих способів підвищення ефективності гідравлічних ударних механізмів є створення додаткових вібраційних коливань на прихоплену бурильну колону перед нанесенням кожного удару. Для цього рекомендується застосовувати вібраційний гідравлічний ударний механізм (ГУМ-В), схема якого наведена на рис. 4.

Основним вузлом пристрою є вібратор, що складається з верхнього та нижнього коліс. Верхнє колесо з призматичними зубами 3 встановлено на подовженому шпинделі 1, а нижнє колесо 4 з плавними переходами між призматичними зубами – у верхньому нерухомому перехіднику 2. У нижній частині шпинделя розміщені поршень 9 з бойком 8 та штоком 12. У корпусній частині пристрою нижче перехідника розташований циліндр 5 з камерами високого 7 і низького 6 тиску, циліндра збільшеного діаметра 10 та нижнього перехідника 13. Внутрішня система пристрою заповнена мастилом, яке наповнюють через отвори 11.

Принцип роботи пристрою полягає у наступному. Не прихоплену частину бурильної колони від'єднують від прихопленої, а ГУМ-В опускають у свердловину і за допомогою шлицевого з'єднання 14 під'єднують до прихопленої частини бурильної колони. Відтак створюють навантаження на ГУМ-В біля 30-100 кН. Поршень переміщується у циліндр збільшеного діаметра 10 включають ротор на пониженій передачі. Верхнє колесо 3 повертається вправо разом зі шпинделем, по чергово піднімаючись угору, а потім ударає по нижньому колесу 4, створюючи вібрацію, яка передається на прихоплену колону (переріз А-А, рис. 4). Під час вібрації поршень 9 не зношується, тому що він обертається в циліндрі збільшеного діаметра 10. Сила удару під час вібрації регулюється висотою призматичних зубів та навантаженням на пристрій. Частоту вібрації змінюють швидкістю обертання ротора і кількістю призматичних зубів на нижньому колесі вібратора. Напруження, яке виникає між зубами вібратора під час удару зменшують, збільшивши площу поперечного перерізу зубів та їх кількості на верхньому колесі. Виключивши ротор, припиняють вібрацію. Бурильну колону натягують із зусиллям, яке перевищує вагу колони на 200-1000 кН. Поршень 9 з бойком 8, пройшовши камеру високого тиску 7, потрапляє до камери



1 – шпindelь, 2 – верхній перевідник, 3 – верхнє колесо з призматичними зубами, 4 – нижнє колесо з призматичними зубами, 5 – циліндр, 6 – камера низького тиску, 7 – камера високого тиску, 8 – бойок, 9 – поршень, 10 – циліндр збільшеного діаметра, 11 – отвори для заповнення мастилом, 12 – шток, 13 – нижній перевідник, 14 – шлицеве з'єднання

Рисунок 4 – Вібраційний гідравлічний ударний механізм

низького тиску 6, шпindelь миттєво переміщується угору, і бойок 8 ударяє в нижній торець верхнього перехідника 2, який виконує роль наковальні.

Для повторення вібрації бурильну колону знову розвантажують на 30-100 кН. Після перетікання мастила поршень переміщується у нижнє положення і пристрій готовий до роботи.

Досвід застосування ГУМа у різних умовах свідчить, що за вибіної температури понад 80-100°C виникають проблеми у роботі пристрою через зниження в'язкості мастила під впливом високих температур. Внаслідок цього суттєво зменшується сила удару по прихопленій бурильній колоні.

Для покращення роботи ГУМ у свердловині необхідно розробити мастила, реологічні властивості якого б суттєво не знижувались в умовах високих вибіних температур.

Зазвичай для заповнення робочої камери ГУМу застосовують автомобільні трансмісійні мастила або дизельні мінеральні мастила ДП-8, ДП-11, ДП-14 та інші. У перелічених мастилах зі збільшенням температури знижується в'язкість. Наприклад, умовна в'язкість мастила ДП-11 за температури $t=20^{\circ}\text{C}$ становить 100 с і знижується до 15 с зі підвищенням температури до 80-100°C. Присадки до трансмісійних або дизельних мастил дефіцитні і низькоєфективні.

На рис. 5 наведено графічні залежності в'язкості мастила ДП-11 від температури.

Для збільшення в'язкості мастила спочатку проводили лабораторні дослідження з мазутом.

Мазут – в'язка рідина темно-коричневого кольору, що складається із суміші вуглеводнів, нафтових смол, асфальтенів, карбонів, карбідів та органічних металомістких сполук (V, Ni, Fe, Mg тощо), розчинний у дизельному пальному. Фізико-хімічні властивості мазуту залежать від хімічного складу сирової нафти та ступеня відгону фракцій дистилатів.

Густина мазуту коливається в межах від 890 до 1000 $\text{кг}/\text{м}^3$ за температури 20°C, теплота згорання 9100-10000 ккал/кг.

У народному господарстві мазут застосовують як паливо для парових котлів, промислових котелень різного призначення, парових газових турбін. За нормальної температури умовна в'язкість мазуту дуже висока і її числове значення виміряти не можливо.

Домішка мазуту до мастила ДП-11 сприяє збільшенню його реологічних властивостей.

Вплив температури на реологічні параметри мастила за різної концентрації мазуту досліджували нагріванням його у печі, максимальна температура якої сягає 200°C, та польового віскозиметра ВП-5. Для економії часу та мастила вимірювання умовної в'язкості проводимо експрес-методом. Температуру мастила фіксували пірометром. Для отримання достовірних даних кожен дослід повторювали тричі і за кінцевий результат приймали середнє значення. Концентрацію мазуту у мастилі змінювали від 0 до 50%. Мазут вводили до мастила, ретельно перемішували, потім суміш нагрівали до заданої температури і вимірювали умовну в'язкість попередньо нагрітим віскозиметром ВП-5.

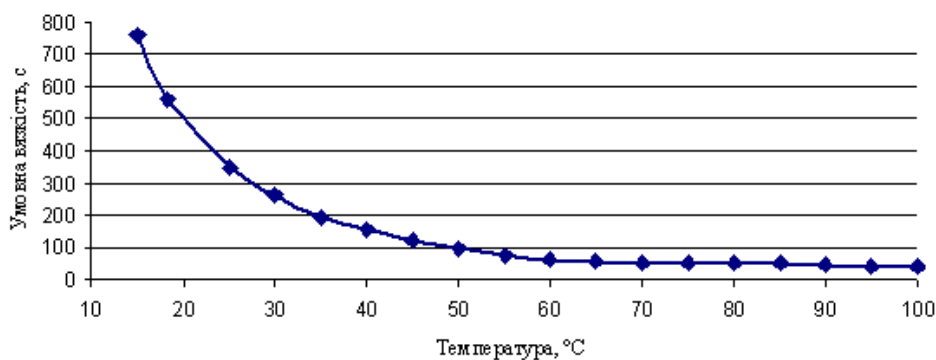
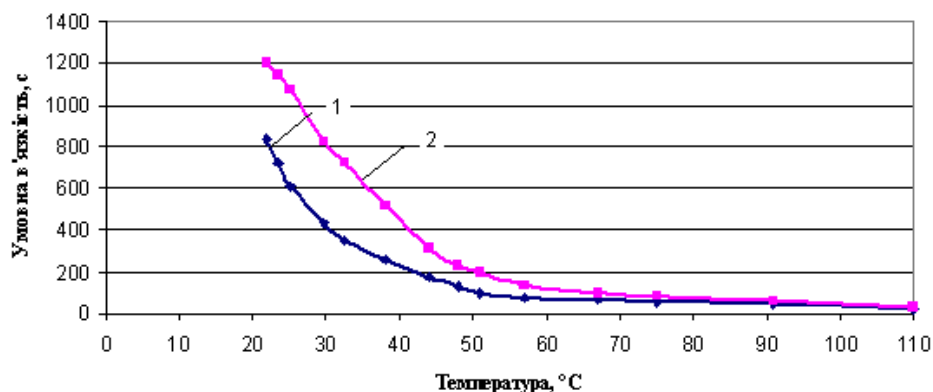


Рисунок 5 – Залежність в'язкості мастила ДП-11 від температури



1 – суміш мастила з вмістом мазуту 25%; 2 – суміш мастила з вмістом мазуту 50%

Рисунок 6 – Залежність умовної в'язкості суміші мастила з мазутом від температури

За результатами досліджень побудовано графічні залежності умовної в'язкості мастила від температури, які наведено на рис. 6. Графічні залежності, наведені на рис. 6, свідчать про зростання умовної в'язкості суміші. Проте, з підвищенням температури, різниця між умовною в'язкістю мастила та суміші мастила з мазутом суттєво зменшується. Наприклад, за температури 110 °C умовна в'язкість мастила становить 15 с, а умовна в'язкість суміші мастила з вмістом мазуту 25% і 50% відповідно становить 24 с і 30 с.

Отже, домішка органічних сполук на основі нафтопродуктів слабо підвищує термостійкість мінеральних мастил.

Значно ефективнішою домішкою до мінеральних мастил, на нашу думку, є водний розчин поліакриламід (ПАА), що володіє високими реологічними властивостями, а термостійкість сягає до 200°C. Для проведення досліджень використовували водні розчини ПАА 0,5%, 1,0% та 2,0% концентрації. Для рівномірного диспергування водного розчину ПАА у мастило вводили поверхнево-активну речовину – сульфенол.

За результатами лабораторних досліджень встановлено:

- суміш зберігає агрегативну стійкість за концентрації сульфенолу у водному розчині ПАА понад 1%;
- реологічні параметри суміші зростають при концентрації ПАА у водному розчині;
- термостійкість суміші сягає 120-140°C.

З практичного досвіду буріння свердловин відомо, що найменше часу на ліквідацію прихоплення витрачається, коли усунення ускладнення приступають зразу після його виникнення.

Для цього пропонується застосовувати гідравлічний ударний механізм, вмонтований у бурильну колону (ГУМ-БК), схема якого наведена на рис. 7.

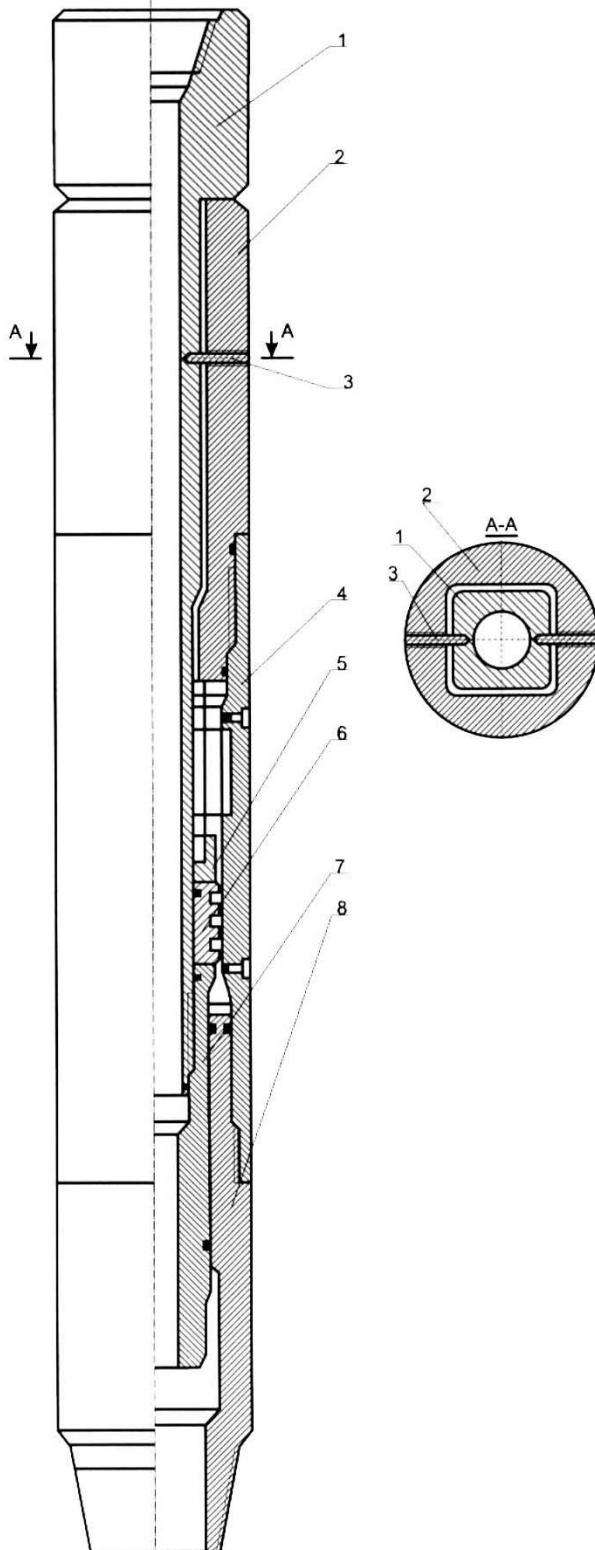
Основною особливістю цього ударного механізму є шпindel та верхній перевідник у верхній частині пристрою, що мають квадратний переріз із запобіжним заходом.

ГУМ-БК складається із деталей, що переміщуються з не прихопленою бурильною колоною: шпинделя 1 з квадратним перерізом, бойка 5, поршня 6 та штока 7, а також деталей, що зв'язані з прихопленою бурильною колоною: верхній перехідник 2 з штопором 3, циліндра 4 з двома камерами різного діаметра і нижнього перехідника 8. Зібраний пристрій зазвичай встановлюють над ОБТ. Крутий момент через квадратний переріз передається на корпус пристрою (рис.7 переріз А-А).

Циркуляція бурового розчину здійснюється через пустотілий шпindel 1, і процес буріння свердловини здійснюється за нормальних умов.

В момент виникнення прихоплення створюють розтягуюче зусилля, яке приблизно на 20-30% перевищує навантаження на долото. Внаслідок цього зрізаються штопори 3, шпindel 1 витягується з корпусу, а мастило через щілини поршня 6 перетікає вниз. Внаслідок цього бурильна колона натягується і здійсню-

ється удар. Для створення наступного удару бурильну колону розвантажують на 10-20 кН, при цьому шток 7 переміщується вниз, мастило перетікає угору і ГУМ-БК готовий до повторного удару.



1 – шпindel; 2 – верхній перехідник;
3 – шток; 4 – циліндр; 5 – бойок;
6 – поршень; 7 – шток; 8 – нижній перехідник
Рисунок 7 – Гідралічний ударний механізм,
вмонтований у бурильну колону

Висновки

Розроблено три модифікації гідралічних ударних механізмів, що підвищують ефективність їх роботи. У багатокамерному гідралічному ударному механізмі ефективність роботи підвищується за рахунок збільшення кількості камер високого і низького тисків, що сприяє збільшенню сили ударів для вивільнення бурильної колони. У вібраційному гідралічному ударному механізмі сила удару під час вібрації регулюється висотою призматичних зубів та навантаженням на пристрій а частота вібрації змінюється швидкістю обертання ротора та кількістю призматичних зубів на нижньому колесі вібратора, що створює додаткові вібраційні коливання на бурильну колону перед нанесенням кожного удару. Гідралічний ударний механізм, вмонтований у бурильну колону, основною особливістю конструкції якого є шпindel та верхній перевідник у верхній частині пристрою, що мають квадратний переріз із запобіжним заходом. Такі модифікації конструкції дають змогу включати ГУМ безпосередньо у компоновку бурильної колони, миттєве застосування пристрою під час виникнення прихоплення та зменшення витрат часу на ліквідацію ускладнення.

Розроблено рецептуру високов'язкого мастила для заповнення камер гідралічних ударних механізмів, термостійкість якого сягає 140°C. Завдяки цьому розширюються можливості застосування ГУМ.

Література

- 1 Пустовойтенко И.П. Предупреждение и ликвидация аварий в бурении – 3-е издание, перераб. и доп. / И.П. Пустовойтенко. – М.: Недра, 1988. – 279 с.
- 2 Пат. 61696 Україна МПК⁵¹ E21B 33/138. Багатокамерний гідралічний ударний механізм / М.І. Оринчак, І.І. Оринчак М.М. Бейзик, О.І. Кирчей: Заявл.22.01.13. – Опубл. 10.05.13., Бюл. №3 – 4 с.
- 3 Пат. 91955 Україна МПК⁵¹ E21B 33/138. Вібраційний гідралічний ударний механізм / М.І. Оринчак, І.І. Чудик О.І. Кирчей, О.С. Бейзик, О.С. Архипов: Заявл.10.02.14. – Опубл. 25.07.14., Бюл. №14 – 4 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
04.02.15

Рекомендована до друку
професором Коцкуlichem Я.С.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором Мельником А.П.
(Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
м. Харків)

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТЕСТОВИХ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ДІЕЛЬКОМЕТРИЧНИХ ВОЛОГОМІРІВ

^{1,2} К.Ю. Голуб, ¹О.В. Заболотний

¹ Національний аерокосмічний університет ім. М.С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут»; 61070, м. Харків, вул. Чкалова, 17, e-mail: zzz77714@meta.ua

² НВП ХАРТРОН-АРКОС ЛТД; 61070, м. Харків, вул. Ак. Проскури, 1, а/с 9971, e-mail: golub-ekaterina@bk.ru

Проводиться порівняльний аналіз тестових методів підвищення точності діелькометричних вологомірів і вибір найбільш ефективного способу, що дозволяє компенсувати основну складову невизначеності даних вологомірів – «сортову невизначеність». Основними вимогами при виборі способу є: забезпечення інваріантності вимірювань до зміни сорту речовини і можливість його застосування як в лабораторних, так і у виробничих умовах, як при вимірюваннях з обмеженим об'ємом матеріалу, так і в потоці. З цією метою проведено пошук способів визначення вологості речовин із застосуванням тестових методів. В якості інформаційної бази використані патенти по даному науковому напрямку. Детально розглянуто кожен з обраних способів, отримані розрахункові значення вологості за наведеними в патентах виразами із застосуванням повної формули Вінера, що найбільш точно описує залежність вологості речовини від її діелектричної проникності. В результаті аналізу отриманих значень і способу в цілому зроблені висновки щодо можливості компенсації «сортової невизначеності», наявності збіжності результатів з дійсними значеннями вологи і труднощів реалізації даного способу.

Ключові слова: нафта, вимірювання вологості, діелькометричний вологомір, «сортова невизначеність», формула Вінера, компенсація сортової залежності.

Проводится сравнительный анализ тестовых методов повышения точности диелькометрических влагомеров и выбор наиболее эффективного способа, позволяющего компенсировать основную составляющую неопределённости данных влагомеров – «сортовую неопределённость». Основными требованиями при выборе способа являются: обеспечение инвариантности измерений к изменению сорта вещества и возможность его применения как в лабораторных, так и в производственных условиях, как при измерениях с ограниченным объёмом материала, так и в потоке. С этой целью проведён поиск способов определения влажности веществ с применением тестовых методов. В качестве информационной базы использованы патенты по данному научному направлению. Детально рассмотрен каждый из выбранных способов, получены расчётные значения влажности по приведённым в патентах выражениям с применением полной формулы Винера, наиболее точно описывающей зависимость влажности вещества от его диэлектрической проницаемости. В результате анализа полученных значений и способа в целом сделаны заключения о возможности компенсации «сортовой неопределённости», наличии сходимости результатов с действительными значениями влажности и трудности реализации данного способа.

Ключевые слова: нефть, измерение влажности, диелькометрический влагомер, «сортовая неопределённость», формула Винера, компенсация сортовой зависимости.

The article deals with the comparative analysis of the test methods for increasing capacitive moisture meters accuracy and choice of the most effective method that allows to compensate the main uncertainty component of these moisture meters – “uncertainty of substance type”. The main requirements when choosing the method are the following: ensuring of the measurements invariance to change the substance type and possibility of its application both in laboratory, and production conditions when measuring with a limited amount of substance and in a flow. The search for methods to determine the substances moisture with the help of the test methods was carried out for this purpose. The patents in this scientific field are used as an information base. Each of the chosen methods was considered in details. Calculated values of moisture were received according to the expressions given in the patents with application of the full Wiener's formula which describes the dependence of the substance moisture on its dielectric permeability in the most precise way. The conclusions concerning the possibility of the “uncertainty of substance type” compensation, existence of convergence of the results with the real moisture values, and difficulties of realization of this method were made as a result of the analysis of the received values and of the method in general.

Keywords: petroleum, moisture measurement, capacitive moisture meter, “uncertainty of substance type”, Wiener's formula, compensation of substance type dependence.

Постановка проблеми

Показники якості нафти визначаються її властивостями. До основних властивостей нафти можна віднести її густину, фракційний склад, вміст сірки, парафінів, води і солей [1]. При цьому від густини, фракційного складу, вмісту сірки і парафінів переважно залежить якість одержуваних нафтопродуктів (напри-

клад, дизельного палива), а від вмісту води і солей – термін експлуатації нафтоперегінних установок.

Пластова вода є невід'ємною складовою всієї нафти, що видобувається. Диспергуючись у нафті, вона утворює емульсії типу «вода в нафті», де нафта виступає в якості дисперсійної фази, а вода – дисперсної. Вміст такої води мо-

же складати від 1 % до 90 % по масі і залежить від родовища нафти. Пластова вода в значній мірі мінералізована хлоридами натрію, магнію і кальцію (до 2500 мг/л солей навіть при наявності в нафті всього 1 % води), а також сульфатами і гідрокарбонатами та містить механічні домішки. При нагріванні нафти вода розчиняє хлористі солі, і це призводить до утворення хлористого водню, який викликає корозію обладнання. Іншими прикладами негативного впливу води є порушення технологічного режиму роботи нафтопереробного устаткування, підвищення тиску в апаратурі установок переганання нафти, зниження їх продуктивності, мікробибухи, а також витрати додаткової кількості тепла на підігрів нафти [2].

З цього випливає, що вміст води в нафті повинен бути мінімальним. Стандарт [3] встановлює наступні значення: не більше 0,5 % для першої та другої груп і 1,0 % для третьої групи нафти (група визначається фракційним складом нафти).

Найбільше поширення для контролю обводненості нафти і нафтопродуктів отримали дієлькометричні вологоміри. Так, відповідно до проведеного авторами аналізу ринку вологомірів (станом на вересень 2014 р.), встановлено, що дієлькометричні вологоміри займають 39 % усіх моделей, що виробляються, 36 % займають надвисокочастотні вологоміри, виробництво інфрачервоних аналізаторів спектру та кондуктометричних вологомірів в сумі становить 25 %. Вибір на користь дієлькометричних вологомірів пов'язаний, в першу чергу, з простотою їх експлуатації, можливістю розміщення датчика в трубопроводі, хорошими метрологічними характеристиками. Основним недоліком застосування таких вологомірів є наявність так званої «сортової невизначеності» [4]. Суть проблеми «сортової невизначеності» полягає в наступному. Відомо, що робота дієлькометричних вологомірів полягає у вимірюванні ємності первинного перетворювача, заповненого, наприклад, досліджуваною нафтою, і визначенні вологості за результатами вимірювання [5]. При цьому ємність первинного перетворювача є функцією від діелектричної проникності нафти, яка, в свою чергу, залежить від типу (сорту) нафти. Очевидно, що кількість сортів і марок нафти надзвичайно велика і не завжди існує можливість їх ідентифікувати або це пов'язано з часовими, грошовими та іншими витратами.

На думку авторів статті, одним з найбільш перспективних способів компенсації «сортової невизначеності» є застосування тестового підходу. На даний час теорія тестових методів знайшла широке застосування при вирішенні задач з підвищення точності вимірювань [6, 7]. У свою чергу, автори даної роботи пропонують використовувати такі методи для забезпечення інваріантності дієлькометричних вологомірів до зміни сорту речовини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Вибору тестових методів в якості ефективного способу компенсації «сортової невизначеності» передував глибокий і детальний аналіз існуючих на сьогоднішній день способів вирішення заявленої проблеми. В якості інформаційної бази авторами використані патенти і авторські свідоцтва США, Канади, Японії, Китаю, країн Європи, зокрема України та Росії. В ході дослідження виявлено ряд способів визначення вологості нафти дієлькометричними вологомірами. Насамперед, це:

1) вимірювання діелектричної проникності при емульгації досліджуваної суміші нафти [8], при зміні кількісного складу або агрегатного стану одного з компонентів цієї суміші [9];

2) визначення вологості нафти за зміною температури, шляхом вимірювання діелектричної проникності при різних температурах або в результаті температурного впливу [10];

3) визначення вологості нафти в залежності від частоти [11];

4) визначення вологості з використанням градувальних характеристик або калібрувальних кривих [12];

5) вплив на досліджувану нафту електричним полем [13];

6) визначення вологості з використанням ємнісних датчиків різної конструкції [14];

7) визначення вологості шляхом вилучення вологи з нафти з подальшим вимірюванням [14];

8) вимірювання ємності первинного перетворювача з досліджуваною нафтою у початковому і зневодненому стані [15] або з досліджуваною та зразковою пробами нафти [16];

9) способи з вимірюванням декількох параметрів, таких як діелектрична проникність, тангенс кута діелектричних втрат, щільність, сорт, температура, швидкість проходження ультразвуку тощо [17];

10) вимірювання ємності первинного перетворювача в порожньому і заповненому стані [18];

11) визначення вологості нафти за коефіцієнтом амплітудної модуляції, струмом [19];

12) визначення вологості нафти за кутом зсуву фаз сигналів [20];

13) визначення вологості з використанням тестових методів (у т. ч. з добавками води) [21].

Проте з усіх представлених вище способів визначення вологості нафти тільки чотири дозволяють деяким чином враховувати вплив сорту нафти. До них відносяться способи груп 3, 8, 9 і 13.

У результаті ретельного вивчення переваг і недоліків кожного з представлених способів найбільшу зацікавленість викликав спосіб визначення вологості нафти з використанням тестових методів. Один з прикладів реалізації тестового методу представлений в роботі [22]. У цьому випадку пропонується проводити три виміри: діелектричної проникності досліджуваної проби речовини; діелектричної проникності досліджуваної проби після добавки відомої кількості води і діелектричної проникності цієї ж проби після добавки до другої проби ще такої ж кількості води. Як показують результати розрахунків, такий спосіб дозволяє певною мірою

виключити вплив початкової діелектричної проникності досліджуваного матеріалу (тобто компенсувати «сортову невизначеність»).

Формулювання цілі статті

Метою статті є вибір найбільш ефективного способу, що дозволяє компенсувати основну складову невизначеності даних вологомірів — «сортову невизначеність». Цей вибір здійснюється шляхом проведення порівняльного аналізу тестових методів підвищення точності діелектричних вологомірів. Основними вимогами при виборі способу є: забезпечення інваріантності вимірювань до зміни сорту речовини і можливість його застосування як в лабораторних, так і у виробничих умовах, як при вимірюваннях з обмеженим об'ємом матеріалу, так і в потоці. При цьому слід зазначити, що подібний аналіз для деяких способів, описаних у патентах, авторських свідоцтвах і наукових працях з даної тематики, вже проводився в попередніх публікаціях, однак позитивних результатів у плані вибору найбільш ефективного способу не приніс.

Основний матеріал дослідження

Для виконання поставленої у статті мети дослідження розглянемо наявні тестові методи підвищення точності діелектричних вологомірів. В якості джерел інформації будемо використовувати патенти [23] і [24].

У патенті [23] вологість визначають шляхом вимірювання діелектричної проникності досліджуваної речовини і діелектричної проникності тієї ж речовини після введення в ємнісний датчик N діелектричних циліндрів.

В цьому випадку розрахунковий вираз для визначення вологості має вигляд:

$$W_{розр} = \frac{2W'(C_{x1} - C_n)}{3(C_{x2} - C_{x1})} - \frac{1}{3}, \quad (1)$$

де W' — величина, що визначає зміну ємності датчика при введенні в нього діелектричних циліндрів;

C_{x1} — ємність датчика, заповненого досліджуваною речовиною;

C_n — сумарна паразитна ємність;

C_{x2} — ємність датчика, заповненого досліджуваною речовиною, при введенні в датчик діелектричних циліндрів.

Величина W' розраховується за формулою:

$$W' = \frac{N \cdot V_u}{V_d},$$

де N — кількість введених діелектричних циліндрів;

V_u — об'єм введеного діелектричного циліндра;

V_d — об'єм датчика.

Для отримання виразу (1) автори патенту в своїх розрахунках використовували спрощену формулу Вінера:

$$\epsilon_1 = \epsilon_n(1 + 3W),$$

де ϵ_1 — діелектрична проникність досліджуваної речовини;

ϵ_n — діелектрична проникність зневодненого зразка речовини.

Однак відомо, що для реальних процесів зв'язок між вологістю речовини і її діелектричною проникністю найбільш точно може бути описаний залежністю (формула Вінера в повному вигляді):

$$\epsilon_1 = \epsilon_n \left(1 + \frac{3W}{\frac{\epsilon_\theta + 2\epsilon_n}{\epsilon_\theta - \epsilon_n} - W} \right), \quad (2)$$

де ϵ_θ — діелектрична проникність води (за довідковими даними дорівнює 80).

Таким чином, є необхідність перевірити, наскільки добре вираз (1) компенсує зміну вологості речовини при зміні її діелектричної проникності для реальних процесів, тобто згідно з виразом (2).

З цієї метою визначимо значення ємностей C_{x1} та C_{x2} :

$$C_{x1} = g \cdot \epsilon_1; \quad (3)$$

$$C_{x2} = g \cdot \epsilon_2, \quad (4)$$

де g — просторова характеристика електричного поля зазору, який утворений формою електродів обраного первинного вимірювального перетворювача (ПВП);

ϵ_2 — діелектрична проникність досліджуваної речовини при введенні в ємнісний датчик діелектричних циліндрів.

Діелектричні проникності ϵ_1 та ϵ_2 можуть бути визначені як:

$$\epsilon_1 = \epsilon_n \left(1 + \frac{3W}{\frac{\epsilon_\theta + 2\epsilon_n}{\epsilon_\theta - \epsilon_n} - W} \right); \quad (5)$$

$$\epsilon_2 = \epsilon_n \left(1 + \frac{3 \left(W + \frac{2}{3} W' \right)}{\frac{\epsilon_\theta + 2\epsilon_n}{\epsilon_\theta - \epsilon_n} - (W + W')} \right). \quad (6)$$

Для отримання числових значень вологості задамося деякими умовами. Автори патенту висувають наступні вимоги до діелектричних циліндрів:

- кількість циліндрів $N = (0,03 \dots 0,08) \cdot (V_d / V_u)$;
- діаметр циліндра $d_u \leq 0,01 \cdot b$, де b — міжелектродна відстань;
- довжина циліндра дорівнює довжині конденсатора, тобто $h_u = h_d$.

Об'єм введеного діелектричного циліндра і об'єм датчика можна визначити за формулою:

Таблиця 1 – Значення параметрів для розрахунку вологості

| | | | | | | |
|---------------------|-----------|------------------------|------------------------|------|--------------|------------|
| Для датчика | | | | g, м | ϵ_g | C_n , пФ |
| b, м | d_d , м | h_d , м | V_d , м ³ | | | |
| 0,076 | 0,08 | 0,06 | $3,02 \cdot 10^{-4}$ | | | |
| Для циліндрів | | | | 10 | 80 | 0 |
| d_u , м | h_u , м | V_u , м ³ | N, шт. | | | |
| $7,6 \cdot 10^{-3}$ | 0,06 | $2,42 \cdot 10^{-8}$ | 554 | | | |

$$V_d = \pi r_d^2 h_d; V_u = \pi r_u^2 h_u,$$

де r_u і r_d – радіус циліндра і радіус датчика, дорівнюють відповідно $d_u / 2$ і $d_d / 2$.

Значення параметрів для розрахунку вологості і значення, отримані в результаті розрахунків, зведені в табл. 1.

У розглянутому патенті в якості досліджуваної речовини обрано нафту. Як відомо, діелектрична проникність нафти варіюється в межах від 2 до 4. В такому випадку в якості контрольних точок для перевірки інваріантності виразу (1) задамо значення ϵ_n , що дорівнюють 2; 2,5; 3 і 3,5. При цьому вологість будемо змінювати від 0 (0 %) до 0,3 (30 %) з кроком 0,1 (10 %).

Таким чином, підставивши вирази (5) в (3) і (6) в (4), а потім отримані значення в (1), отримаємо розрахункові значення вологості (табл. 2). Слід зазначити, що ці значення не є нормованими.

Таблиця 2 – Розрахункові значення вологості

| ϵ_n | W | $W_{розр}$ | ϵ_n | W | $W_{розр}$ |
|--------------|-----|------------|--------------|-----|------------|
| 2,0 | 0,0 | 0,342 | 3,0 | 0,0 | 0,355 |
| 2,0 | 0,1 | 0,35 | 3,0 | 0,1 | 0,363 |
| 2,0 | 0,2 | 0,346 | 3,0 | 0,2 | 0,36 |
| 2,0 | 0,3 | 0,331 | 3,0 | 0,3 | 0,346 |
| 2,5 | 0,0 | 0,349 | 3,5 | 0,0 | 0,362 |
| 2,5 | 0,1 | 0,356 | 3,5 | 0,1 | 0,37 |
| 2,5 | 0,2 | 0,353 | 3,5 | 0,2 | 0,367 |
| 2,5 | 0,3 | 0,338 | 3,5 | 0,3 | 0,353 |

При збільшенні вологості речовини W розрахункове значення вологості $W_{розр}$ також повинне збільшуватися. Але в нашому випадку (табл. 2) монотонне зростання значень вологості відсутнє. Якщо говорити про інваріантність до зміни початкової діелектричної проникності речовини, то з табл. 2 видно, що, наприклад, для $\epsilon_n = 2,0$ (при $W = 0$) розрахункове значення вологості становить 0,342, для $\epsilon_n = 2,5$ $W_{розр} = 0,349$, для $\epsilon_n = 3,0$ $W_{розр} = 0,355$ та для $\epsilon_n = 3,5$ $W_{розр} = 0,362$, тобто вологість речовини залежить від її діелектричної проникності. Таким чином, в результаті аналізу способу, описаного в патенті [23], встановлено, що даний спосіб не вирішує проблему «сортової невизначеності» діелектричних вологомірів.

У патенті [24] для визначення вологості рідинних середовищ проводять 3 вимірювання:

- а) досліджуваного зразка речовини;
- б) досліджуваного зразка речовини після фіксованої добавки в нього води;
- в) досліджуваного зразка речовини з фіксованою добавкою рідинного середовища того ж складу, що і речовина з заданою вологістю (або зневодненого середовища).

Таким чином, після трьох вимірів отримаємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} \epsilon_1 = a + b \cdot W_1; \\ \epsilon_2 = a + b \cdot W_2; \\ \epsilon_3 = a + b \cdot W_3, \end{cases} \quad (7)$$

де ϵ_1 , W_1 – діелектрична проникність і вологість досліджуваної проби речовини;

ϵ_2 , W_2 – діелектрична проникність і вологість досліджуваної проби речовини після добавки фіксованого об'єму води;

ϵ_3 , W_3 – діелектрична проникність і вологість досліджуваної проби речовини після добавки фіксованого об'єму середовища, що контролюється, відомої вологості (або зневодненого середовища).

У розглянутому патенті автори пропонують декілька варіантів отримання третього виміру. Розглянемо більш детально кожен із запропонованих варіантів.

Варіант 1. Для третього виміру фіксовану добавку речовини з відомою вологістю вводять в суміш, отриману після другого вимірювання. У цьому випадку система рівнянь (7) має вигляд:

$$\begin{cases} \epsilon_1 = a + b \cdot W_1; \\ \epsilon_2 = a + b \cdot k_1 \cdot (W_1 + \Delta W_1); \\ \epsilon_3 = a + b \cdot k_2 \cdot (W_1 + \Delta W_1 + \Delta W_2 \cdot W_d), \end{cases} \quad (8)$$

де $\Delta W_1 = \Delta V_1 / V_0$ – відношення доданого фіксованого об'єму води до повного об'єму зразка;

$k_1 = 1 / (1 + \Delta W_1)$ – коефіцієнт, прийнятий для спрощення запису виразу;

$\Delta W_2 = \Delta V_2 / V_0$ – відношення доданого фіксованого об'єму середовища, що контролюється, відомої вологості до об'єму первинного зразка речовини;

$k_2 = 1 / (1 + \Delta W_1 + \Delta W_2)$ – коефіцієнт, прийнятий для спрощення запису виразу;

W_d – вологість середовища, що контролюється.

Вирішуючи систему (8) відносно W_1 отримаємо:

$$W_1 = \left\{ (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cdot k_1 \cdot \Delta W_1 + (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cdot k_1 \cdot \Delta W_1 - (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cdot \Delta W_1 \cdot \Delta W_2 \cdot W_\partial \cdot k_2 \right\} \times \quad (9)$$

$$\left\{ (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cdot (k_2 - k_1) - (\varepsilon_1 - \varepsilon_3) \cdot (k_1 - 1) \right\}^{-1}.$$

Перевірка (9) на інваріантність проводиться з використанням наступних формул розрахунку діелектричної проникності:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_n \left(1 + \frac{3W_1}{\frac{\varepsilon_\partial + 2\varepsilon_n}{\varepsilon_\partial - \varepsilon_n} - W_1} \right); \quad (10)$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_n \left(1 + \frac{3W_2}{\frac{\varepsilon_\partial + 2\varepsilon_n}{\varepsilon_\partial - \varepsilon_n} - W_2} \right); \quad (11)$$

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_n \left(1 + \frac{3W_3}{\frac{\varepsilon_\partial + 2\varepsilon_n}{\varepsilon_\partial - \varepsilon_n} - W_3} \right); \quad (12)$$

де $W_2 = W_1 + \Delta W_1$; $W_3 = (W_2 + W_\partial) / 2$.

В табл. 3 вказані вихідні дані для розрахунку вологості, взяті з прикладу, наведеного в патенті [24].

Таблиця 3 – Вихідні дані для розрахунку вологості

| V_0 , л | ΔV_1 , л | ΔV_2 , л | W_∂ | ε_∂ |
|-----------|------------------|------------------|--------------|------------------------|
| 0,5 | 0,05 | 0,25 | 0,1 | 80 |

Як контрольні точки задамо значення діелектричної проникності ε_n , що дорівнюють 2; 2,5; 3 і 3,5 та вологості W_1 , що дорівнюють 0; 0,1; 0,2 і 0,3. В табл. 4 наведені розрахункові значення діелектричних проникностей.

Підставивши вирази (10), (11) і (12) в (9) отримаємо розрахункові значення вологості (табл. 5). Нормування цих значень включає в себе наступні етапи:

1) перехід $W_{розр}$ до області позитивних значень:

$$W_{позит} = W_{розр} - W_k,$$

де W_k – значення вологості в точці, в якій $W = 0$ і $\varepsilon_n = 3,5$;

2) суміщення діапазонів:

$$W_n = W_{позит} / (W_{позит n} / W_{max}),$$

де $W_{позит n}$ – значення вологості в точці, в якій $W = 0,3$ і $\varepsilon_n = 3,5$ після переходу до області позитивних значень;

W_{max} – максимальне значення вологості W , дорівнює 0,3.

Таблиця 4 – Розрахункові значення діелектричних проникностей

| ε_n | W_1 | Діелектричні проникності | | |
|-----------------|-------|--------------------------|-----------------|-----------------|
| | | ε_1 | ε_2 | ε_3 |
| 2,0 | 0,0 | 2,0 | 2,614 | 2,614 |
| 2,0 | 0,1 | 2,614 | 3,368 | 2,971 |
| 2,0 | 0,2 | 3,368 | 4,317 | 3,368 |
| 2,0 | 0,3 | 4,317 | 5,545 | 3,814 |
| 2,5 | 0,0 | 2,5 | 3,252 | 3,252 |
| 2,5 | 0,1 | 3,252 | 4,173 | 3,688 |
| 2,5 | 0,2 | 4,173 | 5,324 | 4,173 |
| 2,5 | 0,3 | 5,324 | 6,806 | 4,714 |
| 3,0 | 0,0 | 3,0 | 3,885 | 3,885 |
| 3,0 | 0,1 | 3,885 | 4,963 | 4,396 |
| 3,0 | 0,2 | 4,963 | 6,305 | 4,963 |
| 3,0 | 0,3 | 6,305 | 8,022 | 5,596 |
| 3,5 | 0,0 | 3,5 | 4,512 | 4,512 |
| 3,5 | 0,1 | 4,512 | 5,741 | 5,095 |
| 3,5 | 0,2 | 5,741 | 7,262 | 5,741 |
| 3,5 | 0,3 | 7,262 | 9,197 | 6,459 |

Нормовані значення вологості наведені в табл. 5.

Таблиця 5 – Розрахункові значення вологості

| ε_n | W_1 | $W_1 розр$ | W_n |
|-----------------|-------|------------|-------|
| 2,0 | 0,0 | -0,925 | 0 |
| 2,0 | 0,1 | -0,741 | 0,149 |
| 2,0 | 0,2 | -0,629 | 0,24 |
| 2,0 | 0,3 | -0,556 | 0,299 |
| 2,5 | 0,0 | -0,925 | 0 |
| 2,5 | 0,1 | -0,741 | 0,149 |
| 2,5 | 0,2 | -0,629 | 0,24 |
| 2,5 | 0,3 | -0,556 | 0,299 |
| 3,0 | 0,0 | -0,925 | 0 |
| 3,0 | 0,1 | -0,742 | 0,148 |
| 3,0 | 0,2 | -0,629 | 0,24 |
| 3,0 | 0,3 | -0,555 | 0,3 |
| 3,5 | 0,0 | -0,925 | 0 |
| 3,5 | 0,1 | -0,742 | 0,148 |
| 3,5 | 0,2 | -0,629 | 0,24 |
| 3,5 | 0,3 | -0,555 | 0,3 |

З табл. 5 видно, що отримані розрахункові значення вологості практично не залежать від зміни початкової діелектричної проникності речовини: при заданій вологості 0 для діелектричних проникностей 2,0; 2,5; 3,0 і 3,5 нормовані розрахункові значення вологості у всіх точках складають 0; при вологості 0,1 нормовані значення змінюються від 0,148 до 0,149 і т.д., тобто присутня інваріантність вимірювань.

Однак, якщо проаналізувати отримані в табл. 5 дані на наявність збіжності, то видно, що для дійсного значення вологості 0 при різних діелектричних проникностях отримаємо нормовані значення вологості 0 у всіх точках; для вологості 0,1 отримаємо величини 0,149; 0,149; 0,148; 0,148 і т.д. Як видно, не всі результати розрахунків збігаються з дійсними значеннями, тобто є відхилення. Цей факт свід-

чить про погану збіжність результатів. Максимальна розбіжність в цьому випадку становить 4,9 %.

Варіант 2. Для третього виміру фіксовану добавку речовини з відомою вологістю вводять у первинну суміш. Система рівнянь (9) може бути представлена в наступному вигляді:

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = a + b \cdot W_1; \\ \varepsilon_2 = a + b \cdot k_1 \cdot (W_1 + \Delta W_1); \\ \varepsilon_3 = a + b \cdot k_2' \cdot (W_1 + \Delta W_2 \cdot W_\delta), \end{cases} \quad (13)$$

де $k_2' = 1/(1 + \Delta W_2)$ – коефіцієнт, прийнятий для спрощення запису виразу.

Вирішуючи систему (13) відносно W_1 отримаємо:

$$W_1 = \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cdot \Delta W_2 \cdot W_\delta \cdot k_2' - (\varepsilon_1 - \varepsilon_3) \cdot \Delta W_1 \cdot k_1}{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cdot (1 - k_2') - (\varepsilon_1 - \varepsilon_3) \cdot (1 - k_1)}. \quad (14)$$

Для перевірки (14) на інваріантність будемо використовувати формули (10), (11) і (12). Однак у цьому випадку $W_3 = (W_1 + W_\delta)/2$. В якості вихідних даних використовуємо значення з табл. 3.

Таким чином, в результаті розрахунків отримаємо значення діелектричних проникностей, представлені в табл. 6. Розрахункові значення вологості (табл. 7) можуть бути отримані шляхом підстановки виразів (10), (11) і (12) в (14).

Як і у випадку вимірювань за варіантом 1, результати розрахунків вологості, наведені в табл. 7, є інваріантними до зміни початкової діелектричної проникності. Але при цьому так саме, як і в попередньому випадку, присутня погана збіжність результатів. Максимальна розбіжність між отриманим нормованим значенням вологості та дійсним становить 3,8 %.

Варіант 3. Для третього виміру вводять фіксовану добавку зневодненого зразка речовини. Система рівнянь (9) матиме вигляд:

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = a + b \cdot W_1; \\ \varepsilon_2 = a + b \cdot k_1 \cdot (W_1 + \Delta W_1); \\ \varepsilon_3 = a + b \cdot k_2'' \cdot W_1, \end{cases} \quad (15)$$

де $k_2'' = 1/(1 + \Delta W_2'')$ – коефіцієнт, прийнятий для спрощення запису виразу;

$\Delta W_2'' = \Delta V_{жс} / V_0$ – відношення доданого фіксованого об'єму зневодненого середовища, що контролюється, до об'єму первинного зразка.

В результаті розв'язання системи рівнянь (15) відносно W_1 отримаємо:

$$W_1 = \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cdot k_1 \cdot \Delta W_1}{(\varepsilon_1 - \varepsilon_3) \cdot (1 - k_1) - (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cdot (1 - k_2'')}. \quad (16)$$

Перевірка (16) на інваріантність здійснюється, як і в попередніх випадках, з використанням формул (10), (11) і (12) за умови, що $W_3 = W_1/2$.

Таблиця 6 – Розрахункові значення діелектричних проникностей

| ε_n | W_1 | Діелектричні проникності | | |
|-----------------|-------|--------------------------|-----------------|-----------------|
| | | ε_1 | ε_2 | ε_3 |
| 2,0 | 0,0 | 2,0 | 2,614 | 2,292 |
| 2,0 | 0,1 | 2,614 | 3,368 | 2,614 |
| 2,0 | 0,2 | 3,368 | 4,317 | 2,971 |
| 2,0 | 0,3 | 4,317 | 5,545 | 3,368 |
| 2,5 | 0,0 | 2,5 | 3,252 | 2,858 |
| 2,5 | 0,1 | 3,252 | 4,173 | 3,252 |
| 2,5 | 0,2 | 4,173 | 5,324 | 3,688 |
| 2,5 | 0,3 | 5,324 | 6,806 | 4,173 |
| 3,0 | 0,0 | 3,0 | 3,885 | 3,422 |
| 3,0 | 0,1 | 3,885 | 4,963 | 3,885 |
| 3,0 | 0,2 | 4,963 | 6,305 | 4,396 |
| 3,0 | 0,3 | 6,305 | 8,022 | 4,963 |
| 3,5 | 0,0 | 3,5 | 4,512 | 3,983 |
| 3,5 | 0,1 | 4,512 | 5,741 | 4,512 |
| 3,5 | 0,2 | 5,741 | 7,262 | 5,095 |
| 3,5 | 0,3 | 7,262 | 9,197 | 5,741 |

Таблиця 7 – Розрахункові значення вологості

| ε_n | W_1 | $W_1 \text{ розр}$ | W_n |
|-----------------|-------|--------------------|-------|
| 2,0 | 0,0 | -0,034 | 0,001 |
| 2,0 | 0,1 | 0,1 | 0,138 |
| 2,0 | 0,2 | 0,192 | 0,232 |
| 2,0 | 0,3 | 0,257 | 0,298 |
| 2,5 | 0,0 | -0,034 | 0,001 |
| 2,5 | 0,1 | 0,1 | 0,138 |
| 2,5 | 0,2 | 0,193 | 0,233 |
| 2,5 | 0,3 | 0,257 | 0,298 |
| 3,0 | 0,0 | -0,034 | 0,001 |
| 3,0 | 0,1 | 0,1 | 0,138 |
| 3,0 | 0,2 | 0,193 | 0,233 |
| 3,0 | 0,3 | 0,258 | 0,299 |
| 3,5 | 0,0 | -0,035 | 0 |
| 3,5 | 0,1 | 0,1 | 0,138 |
| 3,5 | 0,2 | 0,193 | 0,233 |
| 3,5 | 0,3 | 0,259 | 0,3 |

Розрахункові значення діелектричних проникностей для даного варіанту вимірювання наведені в табл. 8, а самі значення вологості та нормовані значення вологості – в табл. 9.

З табл. 9 видно, що при заданому значенні вологості 0 для діелектричних проникностей 2,0; 2,5; 3,0 і 3,5 отримаємо нормовані значення вологості, що дорівнюють 0 у всіх точках; при вологості 0,1 для тих самих діелектричних проникностей нормовані значення вологості дорівнюють 0,136 у всіх точках. Аналізуючи таким чином інші дані табл. 9, можна відзначити, що невелика різниця в отриманих нормованих значеннях вологості виходить лише у точці $W_1 = 0,3$ (W_n змінюється від 0,295 до 0,3). В цьому випадку похибка, пов'язана з «сортовою невизначеністю» діелькометричних вологомірів, становить 0,005.

Якщо говорити про збіжність отриманих результатів, то з табл. 9 видно, що, наприклад, при діелектричній проникності 2,0 для дійсного

Таблиця 8 – Розрахункові значення діелектричних проникностей

| ϵ_n | W_1 | Діелектричні проникності | | |
|--------------|-------|--------------------------|--------------|--------------|
| | | ϵ_1 | ϵ_2 | ϵ_3 |
| 2,0 | 0,0 | 2,0 | 2,614 | 2,0 |
| 2,0 | 0,1 | 2,614 | 3,368 | 2,292 |
| 2,0 | 0,2 | 3,368 | 4,317 | 2,614 |
| 2,0 | 0,3 | 4,317 | 5,545 | 2,971 |
| 2,5 | 0,0 | 2,5 | 3,252 | 2,5 |
| 2,5 | 0,1 | 3,252 | 4,173 | 2,858 |
| 2,5 | 0,2 | 4,173 | 5,324 | 3,252 |
| 2,5 | 0,3 | 5,324 | 6,806 | 3,688 |
| 3,0 | 0,0 | 3,0 | 3,885 | 3,0 |
| 3,0 | 0,1 | 3,885 | 4,963 | 3,422 |
| 3,0 | 0,2 | 4,963 | 6,305 | 3,885 |
| 3,0 | 0,3 | 6,305 | 8,022 | 4,396 |
| 3,5 | 0,0 | 3,5 | 4,512 | 3,5 |
| 3,5 | 0,1 | 4,512 | 5,741 | 3,983 |
| 3,5 | 0,2 | 5,741 | 7,262 | 4,512 |
| 3,5 | 0,3 | 7,262 | 9,197 | 5,095 |

Таблиця 9 – Розрахункові значення вологості

| ϵ_n | W_1 | W_1 розр | W_n |
|--------------|-------|------------|-------|
| 2,0 | 0,0 | -0,273 | 0 |
| 2,0 | 0,1 | -0,244 | 0,136 |
| 2,0 | 0,2 | -0,224 | 0,23 |
| 2,0 | 0,3 | -0,21 | 0,295 |
| 2,5 | 0,0 | -0,273 | 0 |
| 2,5 | 0,1 | -0,244 | 0,136 |
| 2,5 | 0,2 | -0,224 | 0,23 |
| 2,5 | 0,3 | -0,21 | 0,295 |
| 3,0 | 0,0 | -0,273 | 0 |
| 3,0 | 0,1 | -0,244 | 0,136 |
| 3,0 | 0,2 | -0,224 | 0,23 |
| 3,0 | 0,3 | -0,209 | 0,3 |
| 3,5 | 0,0 | -0,273 | 0 |
| 3,5 | 0,1 | -0,244 | 0,136 |
| 3,5 | 0,2 | -0,224 | 0,23 |
| 3,5 | 0,3 | -0,209 | 0,3 |

значення вологості 0 отримане нормоване значення також дорівнює 0, але вже для значення вологості 0,1 нормоване значення становить 0,136 (розбіжність – 3,6 %). В інших точках для вологості 0,2 та 0,3 також бачимо розбіжності.

Таким чином, в результаті аналізу даних, отриманих для варіантів розрахунку вологості 1, 2 і 3, можна зробити наступні висновки щодо способу визначення вологості, описаного в патенті [24]:

а) даний спосіб дозволяє досить добре компенсувати сортову залежність діелектричних вологомірів, оскільки аналіз результатів розрахунків, отриманих після перевірки виразів (9), (14) і (16) на інваріантність з використанням повної формули Вінера, показав, що ці результати є інваріантними до зміни початкової діелектричної проникності речовини.

б) результати розрахунку вологості, отримані з використанням розрахункових виразів, наведених у патенті [24], показали погану збі-

жність, тобто отримані нормовані значення вологості не збігаються з дійсними. Максимальна розбіжність за трьома варіантами вимірювань становить 4,9 %. Якщо врахувати, що в більшості випадків похибка діелектричних вологомірів не перевищує 0,5 %, то наявність такої розбіжності різко знижує точність даних вологомірів і є чинником, що свідчить не на користь розглянутого способу.

в) застосування даного способу пов'язано з певними труднощами його реалізації: не завжди можливо отримати зневоднене середовище, що контролюється, або добавку рідинного середовища того ж складу, що і сама речовина.

Висновки

Як видно з проведеного аналізу тестових методів підвищення точності діелектричних вологомірів, інваріантність вимірювань забезпечується лише при проведенні розрахунку вологості за способом, що описаний у патенті [24]. Однак у цьому випадку не можна говорити про хорошу збіжність отриманих результатів з дійсними значеннями вологості. До того ж, цей спосіб досить важкий у реалізації або його здійснення взагалі не уявляється можливим (у випадку, якщо не можна точно визначити склад речовини, що контролюється).

Отже, питання забезпечення інваріантності з використанням тестових методів не можна вважати вичерпаним.

Література

- 1 Сафонова Т. Ю. Классификация и характеристики маркерных сортов российской нефти [Электронный ресурс] / Т. Ю. Сафонова. – Режим доступа : <http://www.naans-media.ru/klassifikatsiya-i-kharakteristiki-markernykh-sortov-rossiyskoy-nefti.php>. – 19.12.2014 г.
- 2 Хуторянский Ф. М. Обезвоживание и обессоливание нефти [Электронный ресурс] / Ф. М. Хуторянский. – Режим доступа : <http://www.xumuk.ru/encyklopedia/2/2983.html>. – 19.12.2014 г.
- 3 ГОСТ Р 51858-2002. Нефть. Общие технические условия. – Введ. 08.01.2002. – М. : Изд-во стандартов, 2002. – 11 с.
- 4 Заболотный А. В. Нюансы компенсации «сортовой» неопределенности при формировании тестов для адаптивных влагомеров / А. В. Заболотный // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – №2/9(56). – С. 47–50.
- 5 Берлинер М. А. Измерения влажности / М. А. Берлинер. – М. : Энергия, 1973. – 400 с.
- 6 Бромберг Э. М. Тестовые методы повышения точности измерений / Э. М. Бромберг, К. Л. Куликовский. – М. : Энергия, 1978. – 176 с.
- 7 Кондрашов С. И. Методы повышения точности систем тестовых випробувань електричних вимірювальних перетворювачів у робочих режимах : монографія / С. И. Кондрашов. – Харків : НТУ «ХП», 2004. – 224 с.

8 Пат. SU 1596921 СССР, МПК G 01 N 421, 9₅₁. Способ определения содержания воды в нефти, нефтепродуктах и эмульсиях / Мельник В. Д., Овчинников Л. Г. — № 795015/23-5; заявл. 17.09.62; опубл. 1964, Бюл. № 1. — 2 с.: ил.

9 Пат. SU 178569 СССР, МПК G 01 N 421, 9₅₁. Способ определения содержания воды в нефти и нефтепродуктах / Овчинников Л. Г., Поцелуев А. Ф., Бурденко Ю. В.; заявитель и патентообладатель Волгоградский научно-исследовательский институт нефтяной и газовой промышленности. — № 877705/26-10; заявл. 23.01.64; опубл. 22.01.66, Бюл. № 3. — 1 с.

10 Пат. US 5073756 A США, МПК G 01 N 27/22. Method and apparatus for measuring the volumetric water content of mineral and/or organic mixtures / Alexander Brandelik; заявник і патентовласник Kernforschungszentrum Karlsruhe GmbH. — № US 07/543,133; заявл. 25.06.90; опубл. 17.12.91. — 6 с.: ил.

11 Пат. WO 2007109772 A3 США, МПК G 01 N 27/22. Method and apparatus for detecting water in a fluid media / Agar Joram, Metsner Efim; заявник і патентовласник Agar Corp Ltd, Agar Joram, Metsner Efim. — № PCT/US2007/064702; заявл. 22.03.2007; опубл. 29.05.2008. — 13 с.: ил.

12 Пат. RU 2065603 C1 РФ, МПК G 01 N 27/22. Способ определения содержания воды в водонефтяной смеси нефтяных скважин / Бургун С. А., Гершгорен В. А., Грачев А. Г.; заявитель и патентообладатель Конструкторское бюро Производственного объединения «Саратовнефтегаз». — № 93000564/25; заявл. 6.01.93; опубл. 20.08.96. — 4 с.

13 Пат. SU 337708 СССР, МПК G 01 N 27/22. Емкостной способ определения свободной воды в нефтепродуктах / Маряхин Н. М., Шимонаев Г. С. — № 1630979/26-25; заявл. 12.03.71; опубл. 5.05.72, Бюл. № 15. — 2 с.: ил.

14 Пат. SU 1749810 A1 СССР, МПК G 01 N 27/22. Способ измерения влажности / Рзаев Т. Б.; заявитель и патентообладатель Научно-исследовательский институт фотоэлектроники. — № 1630979/26-25; заявл. 3.07.89; опубл. 23.07.92, Бюл. № 27. — 4 с.: ил.

15 Пат. SU 1827614 A1 СССР, МПК G 01 N 27/22. Способ определения содержания воды в гидразиновом горючем / Авзалов А. Ф., Литвиненко А. Н., Маньшев Д. А., Калякин А. В. — № 4922229/25; заявл. 28.03.91; опубл. 15.07.93, Бюл. № 26. — 3 с.

16 Пат. UA 75699 C2 Україна, МПК G 01 N 27/22. Спосіб вимірювання вологості [Текст] / заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. — № 2004031999; заявл. 18.03.2004; опубл. 15.05.2006, Бюл. № 5. — 3 с.: ил.

17 Пат. UA 95572 C2 Україна, МПК G 01 N 27/22. Спосіб вимірювання об'ємного вмісту вологи / Куцевол О. М., Куцевол М. О.; заявник і патентовласник Куцевол О. М., Куцевол М. О. — № а201006989; заявл. 7.06.2010; опубл. 10.08.2011, Бюл. № 15. — 3 с.: ил.

18 Пат. RU 2168719 C1 РФ, МПК G 01 N 27/22. Способ измерения влажности и устройство для его реализации / Галушкин С. С.; заявник і патентовласник Санкт-Петербургский государственный горный институт им. Г. В. Плеханова (технический университет). — № 99120863/28; заявл. 29.09.99; опубл. 10.06.2001. — 8 с.: ил.

19 Пат. RU 2478943 C2 РФ, МПК G 01 N 27/22, E 21 B 49/10. Устройство и способ измерения содержания воды и концентрации соли в потоке многофазного флюида / КИРКЕУНЕ Одд Ян (NO); заявитель и патентообладатель ФМС Конгсберг Сабси АС (NO). — № 2010116122/04; заявл. 3.10.2008; опубл. 10.04.2013. — 14 с.: ил.

20 Пат. SU 1627964 A1 СССР, МПК G 01 N 27/22. Способ измерения влажности органических веществ / Исмагуллаев П. Р., Каландаров П. И., Тургунбаев А., Икрамов Г. И.; заявитель и патентообладатель Ташкентский политехнический институт им. А. Р. Бируни. — № 4663491/25; заявл. 20.03.89; опубл. 15.02.91, Бюл. № 6. — 2 с.

21 Пат. UA 104201 C2 Україна, МПК G 01 N 27/22. Спосіб вимірювання вологості матеріалів / Заболотний О. В.; заявник і патентовласник Національний аерокосмічний ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут». — № а201201992; заявл. 21.02.2012; опубл. 10.01.2014, Бюл. № 1. — 9 с.: ил.

22 Голуб К. Ю. Безбепечення інваріантності дієлькометричних вологомірів до зміни сорту матеріалу з використанням поліномів Лагранжа / К. Ю. Голуб, О. В. Заболотний, М. Д. Кошовий // Вісник НТУ «КПІ». — 2013. — №45. — С. 7–13.

23 Пат. SU 1265571 A1 СССР, МПК G 01 N 27/22. Способ измерения влажности нефти и нефтепродуктов / Гридасов А. П., Шевченко В. Н.; заявитель и патентообладатель Калининградский технический ин-т рыбной промышленности и хозяйства и Ордена Ленина ин-т проблем управления (автоматики и телемеханики). — № 3905781/28-25; заявл. 4.06.85; опубл. 23.10.86, Бюл. № 39. — 3 с.

24 Пат. SU 1332216 A1 СССР, МПК G 01 N 27/22. Способ определения влажности жидких сред / Кудрявцев А. В., Лункин Б. В., Совлуков А. С., Шлемин А. В., Юсупов М. З.; заявитель и патентообладатель ин-т автоматки АН КиргССР. — № 3988926/31-25; заявл. 11.12.85; опубл. 23.08.87, Бюл. № 31. — 4 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 13.02.15

Рекомендована до друку професором Райтером П.М. (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ) професором Лукіним В.В. (Національний аерокосмічний університет ім. М.Є.Жуковського «ХАІ», м. Харків)