

# Актуальні питання нафтогазової галузі

УДК 622.2

## ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ НАПРЯМКІВ ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ВИДОБУВАННЯ ДОННИХ ГІДРАТІВ

С.О. Овечкий, О.Ю. Витязь, Я.М. Фем'як, Я.П.Галик

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422),  
e-mail: SergOvet@rambler.ru

*Досліджено актуальні питання забезпечення України та інших країн світу новими енергоносіями – донними гідратами. Встановлено, що світові запаси донних гідратів, оцінені за сумарною енергетичною цінністю, перевищують сумарні запаси всіх традиційних енергетичних речовин: нафти, природного газу та вугілля. Детальний аналіз стану розробки методів видобування донних гідратів, а саме: інгібиторний, зниження тиску і термічний, дозволив ідентифікувати критичні проблемні зони даного напрямку досліджень, а саме: дослідження походження і властивостей донних гідратів; розробка технологічно і економічно ефективних методів видобування донних гідратів; екологічне забезпечення запропонованих методів видобування. Для видобування покладів донних гідратів, які знаходяться у приповерхневій зоні дна акваторії, авторами запропоновано технологію застосування донних земснарядів з використанням фрезерного розрихлювача та енергії кавітаційно-пульсаційного впливу на донні приповерхневі породи.*

Ключові слова: донні гідрати, розробка підводних родовищ.

*Исследованы актуальные вопросы обеспечения Украины и других стран мира новыми энергоносителями – донными гидратами. Установлено, что мировые запасы донных гидратов, оцененные по суммарной энергетической ценности, превышают суммарные запасы всех традиционных энергетических веществ: нефти, природного газа и угля. Детальный анализ состояния разработки методов добычи донных гидратов, а именно: ингибиторный, снижением давления и термический, позволил идентифицировать критические проблемные зоны данного направления исследований, а именно: исследование происхождения и свойств донных гидратов, разработка технологически и экономически эффективных методов добычи донных гидратов; экологическое обеспечение предложенных методов добычи. Для добычи залежей донных гидратов, которые находятся в приповерхностной зоне дна акватории, авторами предложена технология применения донных земснарядов с использованием фрезерного разрыхлителя и энергии кавитационно-пульсационного воздействия на донные приповерхностные породы.*

Ключевые слова: донные гидраты, разработка подводных месторождений.

*Investigates essential problems of providing Ukraine and world by new power mediums – ground hydrates. It is distinguished that global stocks of bottom hydrates, estimated to total energy value, are greater than the total reserves of conventional energy materials: oil, natural gas and coal. A detailed analysis of the development of methods for extraction of the bottom of hydrates, namely, inhibitory, reducing the thermal pressure, allowed to identify the of critical problem zones of the research areas. They are: a study of the origin and properties of the bottom of hydrates, the development of technologically and economically efficient methods of their extraction, the proposed provision of the environmental methods of their extraction. For the production of bottom deposits of hydrates, which are located in the surface area of the sea floor, the authors proposed a technique of using a benthic dredge milling and baking powder cavitation-energy pulsating effect on the bottom near-surface rocks.*

Keywords: ground hydrates, working underwater mine.

Вимоги сучасного світу, які постали перед Україною, а саме подолання енергетичної залежності, потребують пошуків нових нетрадиційних джерел отримання енергоносіїв. Такими для України можуть стати сланцевий газ, газ вугільних пластів, високов'язкі нафти, сірководень Чорного моря, донні відклади гідратів.

Під час однієї з експедицій, в якій досліджували глибоководні райони океану, вчені встановили, що донні гідрати можуть існувати не тільки, як вважалось, в полярних континентальних регіонах, а й у відкладеннях глибоководних материкових схилів. Численні дослідження засвідчили, що газ, який бере участь у

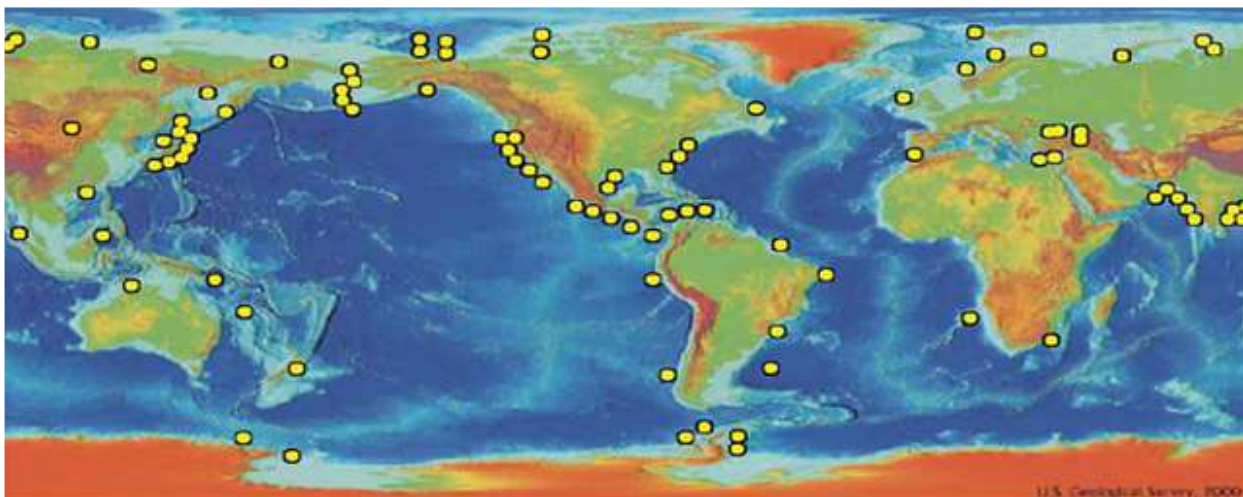


Рисунок 1 – Розповсюдженість розвіданих родовищ гідратів у світі

формуванні гідратів, є продуктом життєдіяльності анаеробних бактерій. При розкладанні бактеріями органічних матеріалів у придонних відкладеннях виділяється метан та інші газоподібні продукти, в тому числі вуглекислий газ, сірководень, етан та пропан. Молекули всіх цих газів можуть входити до структури гідратів, але, зазвичай, присутність метану є переважаючою. Є підстави стверджувати, що зрідка метан, що міститься в гідратах, надходив із термогенних джерел з великої глибини. Завдяки компактній структурі гідрати містять дуже велику кількість метану. Одна об'ємна одиниця гідратів містить газ, котрий займає від 150 до 180 об'ємних одиниць за нормальних умов. Велика частина гідратів зосереджена, на материкових окраїнах, де глибина вод становить приблизно 500 м. У цих зонах вода виносить органічний матеріал і містить поживні речовини для бактерій, в результаті життєдіяльності яких виділяється метан

Великі поклади гідратів були виявлені на шельфі Японії, в районі Блейк Ридж на схід від морського кордону США, на материковій окраїні району Каскадних гір близько Ванкувера (Британська Колумбія, Канада) і на шельфі Нової Зеландії [1]. Свідчень про донні гідрати, отримані шляхом прямого відбору, в усьому світі небагато. Велика частина даних про знаходження гідратів отримана побічними шляхами: за допомогою сейсмічних досліджень, за результатами вимірювань у процесі буріння, зі зміною мінералізації порової води.

Гідрат метану розглядається як один з найперспективніших нових видів вуглеводневої сировини, запаси якого на планеті можуть замінити за енергетичною цінністю усі запаси нафти, вугілля і газу разом узяті (не менше 250 трлн. м<sup>3</sup>) [1]. Сучасні дослідження передбачають, що близько 98% світових запасів газових гідратів зосереджено в океані, 2% – на суходолі в зоні вічної мерзлоти [2] (рис. 1). Понад 220 метаногідратних покладів на шельфі океанів і морів виявлено на даний час у світі [3], при цьому найбільші з них знаходяться на дні Атлантичного океану. Деякі поклади виявлені і

в Тихому океані, а також на арктичному шельфі.

У деяких районах під дном Чорного моря на глибинах 300-1000 м виявлено газогідратні поклади метану потужністю 400-800 м. У центральній глибоководній частині Чорного моря (в районі Криму) запаси метану в газогідратах оцінюються в 20-25 трлн. м<sup>3</sup>, а в усьому Чорному морі, за оцінками геологів України та Росії, – у 60-75 трлн. м<sup>3</sup>. Щорічну потребу України в газі до 85 млрд. м<sup>3</sup> Чорне море може забезпечити на декілька десятиліть, а при умові запровадження економії енергетичних ресурсів – на століття.

Вивчення потенціалу гідрату метану як нового джерела енергії розпочали на початку 70-х років [2], але дослідження особливостей його будови, утворення, формування покладів, фазових переходів тощо продовжується і у наш час. Гідрат метану – це супрамолекулярна сполука метану з водою (рис. 2). Під температурним, хімічним і (або) баричним впливом гідрат метану розкладається на воду і природний газ (метан). З одного кубічного метра гідрату метану за нормального атмосферного тиску можна отримати від 164 м<sup>3</sup> до 300 м<sup>3</sup> природного газу.

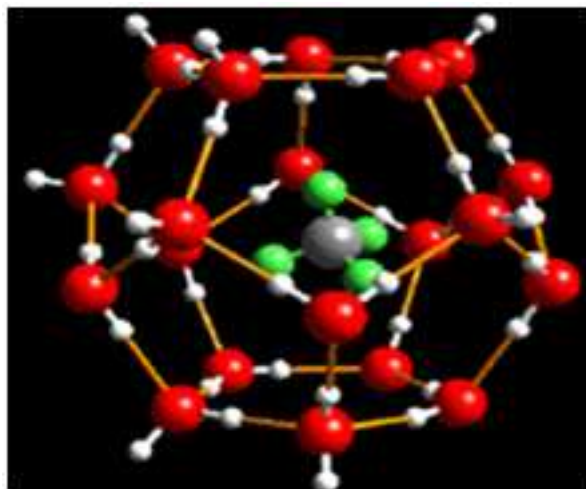


Рисунок 2 – Модель молекули гідрату метану



Рисунок 3 – Вихід донних гідратів на поверхню морського дна

Результати теоретичних досліджень можливостей видобування донних гідратів поки що не можуть бути застосовані на практиці. Країни, які видобувають та імпортують вуглеводні, а тим більше експортують, прагнуть освоїти цей потенційний ресурс, але, не зважаючи на останні успіхи експериментальних досліджень, про економічно рентабельний спосіб отримання газу з донних гідратів поки що не йдеться [4].

В Україні у 1993 році затверджено постанову про виконання програми «Газогідрати Чорного моря» [5], якою передбачений великий обсяг геологорозвідувальних робіт і створення технологій та конструкцій газодобувного комплексу. Реалізація прибуткового інноваційного проекту «Метан - з газогідратів Чорного моря», розробленого в Одеській академії холоду та науково-дослідній фірмі «Лід-Газогідрат», лише в одному невеликому газовидобувному комплексі за рік може дати 0,97 млрд. м<sup>3</sup> метану. Основний вплив на донні гідрати за даною технологією полягає у застосування розсолу для вивільнення метану з супрамолекулярної сполуки. Це єдина розроблена в Україні технологія видобування гідратного метану, яка має ряд недоліків:

1. Складності видобування метану з відкладень кристалогідрату та очищення кристалогідрату від мулу на великих глибинах.

2. Через падіння тиску і зростання температури у процесі видобування гідрат починає випаровуватися, і метан, що виділяється, розчиняється у воді або потрапляє в атмосферу.

3. Розплавлення гідрату може призвести до утворення газового міхура. При різкій подачі тепла можлива або так звана "газогідратна бомба" (коли усередині пласта раптово знижується тиск і відбувається локальний вибух), або "чорна дірка" (якщо значна частина пласта газогідрата відірветься від дна і спливе, то, швидко

розплавившись, вона вивільнить велику кількість газу). Саме вивільнення великої кількості газу викликало свого часу руйнування видобувних платформ в Каспійському морі.

Крім того, існує небезпека, яка була виявлена у останні роки досліджень [6]: донні гідрати можуть утворюватися не тільки на глибині від 600 м під дном акваторії, а й мати значний потенціальний запас на глибинах від 60 см, і навіть накопичуватися на поверхні морського дна (рис. 3), яке може знаходитися на глибинах акваторій до 200 м. Такі особливості залягання характерні для внутрішніх морів з аномальним газовим режимом, – саме таким і є Чорне море. Тому імовірність виникнення вищеперерахованих проблем зростає у декілька разів. Не вирішують їх і інші способи видобування, розроблені у інших країнах [1]. Наприклад, розроблене німецькими вченими [7] технологія видобування гідратного метану шляхом заміни вуглекислим газом («сухий лід»), не у пласті, а на поверхні морського дна призведе до неконтрольованого виходу метану на поверхню моря, і далі – у атмосферу.

Розробка технологій видобутку метану з гідратів до недавнього часу відбувалася достатньо повільно. Зараз розглядаються три методи: це – зниження тиску, нагрівання і закачування інгібіторів гідратуутворення. Перший метод передбачає зниження тиску до рівня, достатнього для розкладання гідратів. Цей метод можна застосувати тільки там, де можна відбирати вільний газ із зони, прилеглої до зони газових гідратів. При цьому знижується пластовий тиск у зоні газових гідратів, як це відбувалося на Мессоянському родовищі. Якщо під зоною газових гідратів немає вільного газу, то прийнятним рішенням може бути нагрівання до температури, за якої відбувається розкладання гідратів. Прикладом реалізації цього способу мо-

же бути закачування теплої морської води в газогідратних пласт на шельфі.

Закачування інгібіторів, таких як метанол, призводить до зміни значення рівноважних параметрів гідратів (підвищення тиску дисоціації, зниження температури дисоціації). У результаті гідрати розкладаються, і виділяється метан. Найбільш прийнятним методом, з практичної точки зору, є закачування теплої води. Однак газові гідрати можуть вважатися потенційним джерелом вуглеводнів тільки в тому випадку, коли можна довести, що отримана в результаті кількість енергії перевершує кількість енергії, необхідної для процесу вилучення метану.

Розкладання гідратів може призвести до порушення стійкості придонних відкладень на континентальних схилах. Підшва зони газових гідратів може бути місцем різкого зниження міцності товщі осадових порід. Тому вільний газ, утримуваний під зоною газових гідратів (ЗГГ), може опинитися під підвищеним тиском.

Таким чином, будь-яка з технологій розробки родовищ гідратів може стати успішною тільки в тому випадку, якщо буде виключено додаткове зниження стійкості порід. Приклад ускладнень, що виникають при розкладанні гідратів, можна знайти у Атлантичного узбережжя США. Тут ухил морського дна становить  $5^\circ$ . При такому ухилі дно повинно бути стійким. Однак спостерігається багато підводних зсувних уступів. Глибина цих уступів близька до граничної глибини зони стабільності гідратів. Це може служити ознакою того, що в даний час гідрати відсутні, оскільки вони перемістилися. Існує гіпотеза, згідно з якою при зниженні тиску в ЗГГ, як це повинно було відбутися при зниженні рівня моря в льодовиковий період, могло початися розкладання гідратів на глибині і, як наслідок, сповзання відкладень, насичених гідратами.

Для піднімання гідросуміші з твердою корисною копалиною у поверхневих та приповерхневих шарах донного ґрунту використовують цілий ряд видів підводних ґрунтових снарядів, серед яких слід виділити такі, для яких робоча глибина акваторії складе не менше 200 м. На даний час до таких видів обладнання відносять занурювальні насосні агрегати «Моллюск-5» і «Моллюск-8». Особливістю цих насосів є герметичний електродвигун, наповнений оливою, оснащений пристроєм, який компенсує теплове розширення оливи і автоматично підтримує його тиск в двигуні таким, щоб він перевищував тиск навколишньої води. У ньому використані ротор і обмотка від асинхронного електродвигуна АОЗ-315М-4.

Заповнений оливою електродвигун забезпечений оливоподібною системою, яка слугує для усунення можливості потрапляння води до порожнини електродвигуна, навіть у тому випадку, коли він розгерметизувався, а також для компенсації температурних розширень оливи і забезпечення невеликого перевищення тиску в порожнині двигуна порівняно з навколишнім середовищем. В цій системі олива подається в

двигун з борту судна спеціальним шлангом або енергозабезпечуючим кабелем, в якому воно тече по зазорах між дротами. Необхідний перепад тиску оливи в двигуні забезпечується за рахунок стовпа оливи від баку на судні до рівня води або насосом і дроселем, що автоматично регулює тиск оливи в системі залежно від глибини занурення земснаряду. Якщо олива подається окремим шлангом, то для запобігання потраплянню в двигун води у випадку порушення цілісності шланга на двигуні встановлені клапани, що перекривають вхід у двигун при обриві шланга, що уможливило витікання оливи назовні під час його нагрівання.

Еластичний енергопульпопровід з регульованою плавучістю включає три еластичні трубопроводи, паралельно з'єднані між собою так, що їх центри лежать у вершинах трикутника. Один трубопровід використовується для подачі пульпи, інший для проводки електрокабеля, інформаційних і управляючих магістралей, а третій трубопровід роздільний на ізольовані один від одного ділянки, що є цистернами з регульованою плавучістю.

Конструкція папильонажної системи земснаряду типу «Моллюск» залежить від в'язкості породи, типу «виїмки» і глибини розробки. Під час роботи у нев'язких породах на глибині розробки від 3 до 500 м може застосовуватися метод лійки з вертикальним папильонуванням і періодичним переміщенням землесосної установки в горизонтальній площині. При такій глибоководній розробці за допомогою суднових рушіїв може використовуватися також метод волочиння, буксирування земснаряду із зануреним під воду або плаваючим понтоном.

На базі насосів вказаних моделей для вирішення проблеми підйому корисних копалин з дна Світового океану лабораторія Донецького політехнічного інституту (Донецький національний технічний університет) розробив експериментальний занурений насос «Моллюск-9», який ефективно працює на глибині 6000 м. При дотриманні номінальних режимних показників «Моллюск-5» може піднімати на поверхню гідрати, але якщо вони будуть мати відповідний фракційний стан. Тому необхідно застосовувати підводне обладнання з фрезерним розрилювачем, потужність якого визначили за формулами:

потужність, кВт, привода фрези:

$$P_{\phi} = m \sum_0^n (F + F_{zn}) \frac{V}{1020\eta}, \quad (1)$$

де:  $m=1,2-1,3$  – коефіцієнт запасу;

$n$  – число ножів фрези, яка контактує з ґрунтом;

$F$  – зусилля різання гострим ножем, Н;

$F_{zn}$  – додаткова сила різання, викликана зношуванням і затупленням інструмента, Н;

$V$  – швидкість різання м/с;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії привода фрези;

зусилля різання донних ґрунтів:

$$F = m_y \cdot (1 + ctg\alpha \cdot tg\delta) \cdot bh \frac{1 - \sin\varphi \cdot \cos 2\xi}{1 + \sin\varphi \cdot \cos 2\xi} \cdot k_h k_p C, \quad (2)$$

де:  $m_y$  – коефіцієнт впливу швидкості різання;

$\delta$  – кут тертя ґрунту до різця;

$\varphi$  – кут внутрішнього тертя;

$b$  – ширина зрізання, м;

$h$  – глибина зрізання, м;

$\xi = 2\pi - 2\delta - \arcsin(\sin\varphi \cdot \sin\delta)$ ;

$\alpha$  – кут різання;

$k_h k_p C = C_\phi$  – фактичне зчеплення ґрунту;

$k_h$  – коефіцієнт впливу глибини різання на

сили зчеплення;

$k_p$  – коефіцієнт впливу гідростатичного

тиску на сили зчеплення;

$C$  – сили зчеплення ґрунту, які визначаються за стандартною методикою.

Крім того, авторами враховано також втрати напору при гідравлічному транспортуванні донних ґрунтів на поверхню за формулами:

для висхідного потоку

$$i_{висх} = i_{0_{висх}} \left( 1 + 145S \frac{gD}{v^2} \cdot \frac{\omega}{\sqrt{gD}} \right), \quad (3)$$

для нисхідного потоку

$$i_{нисх} = i_{0_{нисх}} \left( 1 - 250S \frac{gD}{v^2} \cdot \frac{\omega}{\sqrt{gD}} \right), \quad (4)$$

де:  $i_{0_{висх}}$  і  $i_{0_{нисх}}$  – втрати напору під час руху висхідного і нисхідного потоків чистої води по вертикальних трубах, які визначаються за формулою Дарсі-Вейсбаха, м<sup>3</sup>/с ;

$S$  – об'ємна концентрація гідратних частинок у гідросуміші м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;

$D$  – середньозважена крупність частинок, м;

$v$  – швидкість гідросуміші, м/с ;

$\omega$  – гідравлічна крупність частинок.

Проведений розрахунок для видобування донних гідратів довів можливість застосування даного виду обладнання. При цьому враховувалися напруження, які виникають при різанні льодових структур за методикою [7]. Однак потужність різання на глибинах залягання донних гідратів у Чорному морі для серійних апаратів «Молюск-5» знаходиться на межі можливої, тому для її підвищення пропонується застосувати додатковий кавітаційно-пульсаційний вплив.

Суть нового способу збудження різноманітних по величині ударних імпульсів і коливальних тиску з широким діапазоном частот полягає в тому, що на основі кавітаційних явищ в рідинних системах за допомогою спеціального пристрою – кавітатора (пульсатора) – на поверхні руйнованої гідратомісткої породи послідовно створюються ударні імпульси тиску різної амплітуди і широкого спектру "гармонік". В рідині і на поверхні твердого тіла у випадку, якщо підтримується тиск, нижчий за деяке значення критичного тиску, який, в свою чергу, визнача-

ється фізичними властивостями і станом рідини, при її русі можуть виділятися пухирці газу або парогазових сумішей, які, потрапляючи в зону з підвищеним тиском, „лускають”. Відмінність у розмірах, властивостях і характеристиках парових каверн сприяють виникненню при їх „лусканні” різних за величиною і частотою ударних імпульсів і хвиль тиску, що визначають глибину і інтенсивність руйнування ударними хвилями [8]. При прокачуванні робочої рідини через агрегат генеруються динамічні процеси, в результаті яких виникають ударні гідродинамічні хвилі тиску, що розповсюджуються твердим скелетом породи.

Вихрові і вібраційні види кавітації з'являються в потоці при появі відповідних процесів, достатньо ефективних для появи розривів цілісності потоку рідини. У відповідних умовах експлуатації пульсатора, можуть виникати всі вище згадані види кавітаційних процесів. Зародження газової фази в рідинах є процесом, пов'язаним із значним перетвореннями у властивостях і будові газорідинних систем із багатьма відхиленнями від рівноважних умов виділення газу. Ці перетворення супроводжуються зниженням тиску в суміші при досягненні тиску насичення її газу, їхня інтенсивність особливо значна з урахуванням метастабільних станів газорідинної фази. При цьому міцність рідини і результати формування газової фази в газорідинних системах є функцією від багатьох чинників, пов'язаних зі складом і фізико-хімічними властивостями сумішей, а також із термобаричними показниками і динамікою зниження тиску в середовищі. З цієї причини фактична міцність реальних багатокомпонентних газорідинних систем у ряді випадків є на декілька порядків нижчою за попередні розрахункові значення міцності чистих рідин. Вивчення факторів, які понижують міцність рідин і сприяють інтенсифікації процесів паротворення, дозволяє керувати процесом паротворення, дозволяє керувати і взаємодію його елементів з метою вибору раціональних характеристик окремих вузлів для регулювання інтенсивності, частоти ударних імпульсів і сили тиску при використанні в якості робочої рідини газорідинних сумішей різного складу. Серед дослідників немає єдиної думки про причини істотних відмінностей в міцності одних і тих же рідин. Згідно результатів досліджень міцність рідин залежить від кількості розчиненого газу. Як наслідок, висунуто гіпотезу про існування в рідинах центрів зниженої міцності у вигляді стабільно існуючих парогазових порожнин, зародкових пухирців і ядер нової фази, що формується. За даними Гарвея, джерелом виникнення пухирів є газ, що міститься в тріщинах твердої межі розділу, де пухир може мати негативну кривизну, що сприяє збереженню його за високих тисків. Проведені дослідження демонструють, що парова (газова) фаза може зберігатися не тільки в тріщинах і западинах твердої поверхні, вона може зберігатися також і в об'ємі рідини, покритої твердими і колоїдними частинками, які створюють оболонки, що перешкоджають змен-

шенню і стисненню пухирців гідростатичним тиском. З цієї причини, область тиску, в якій нафтогазові суміші можуть існувати в метастабільному стані, дуже мала, бо за наявності негативної кривизни вільний газ може існувати в середовищі при тиску, який би істотно перевищував тиск насичення нафти газом. Це означає, що в умовах видобування донних гідратів через наявність безлічі рідких, газових і твердих компонентів початок виділення газової фази при зниженні тиску можна оцінювати без врахування переходу середовища в метастабільний стан за звичайними значеннями тиску насичення газом робочої рідини, що нагнітається в пульсатор. Р.Дін висунув гіпотезу утворення зародкових порожнин за рахунок натягу в рідині, який створюється вільними вихорами в звуковому полі, а також вихорами, що виникають при будь-якому механічному збуренні рідини, яке супроводжується турбулізацією потоку. При цьому пухирець газової фази виникає не в мікрообластях низького тиску при прямому розтягуванні в процесі механічного збурення середовища, а в локалізованих областях низького тиску, пов'язаних з вихорами, що викликаються цим збуренням. Якщо нехтувати гідростатичним тиском, тиск в будь-якій точці прямолінійного вільного вихору визначається співвідношенням [8]:

$$P = -\frac{\Gamma^2 \rho}{8\pi^2} + \frac{2\sigma}{r}, \quad (5)$$

де:  $P$  – різниця тиску незбуреної рідини і даної точки вихору;

$\Gamma$  – циркуляція швидкості;

$\rho$  – густина рідини;

$\vec{r}$  – радіус-вектор даного вихору;

$r$  – радіус пухирця;

$\sigma$  – поверхневий натяг рідини на межі з парою (газом).

Як видно з виразу (5), зменшення поверхневого натягу рідини на межі з парою (газом) може бути одним із способів зниження міцності робочої рідини. Згідно з гіпотезою Гіббса виникнення зародка газової фази відбувається внаслідок теплового хаотичного руху молекул. Водночас вважається, що у будь-якій рідкій системі внаслідок теплового руху молекул повинні виникати локальні згущення і розрідження середовища статистичного характеру, тобто флуктуації густини. Якщо останні досягають значної величини і виходять за межі, сумісні з початковим агрегатним станом, то система стає нестійкою, її термодинамічний потенціал зростає, досягаючи максимуму в області метастабільного стану. За наявності твердих меж розділу в процесі утворення пухирця пари в рідині термодинамічний потенціал змінюється згідно із законом:

$$\Delta\Phi = \pi\sigma\left(-\frac{2r^3}{3r_0} + r^2\right) \cdot (2 + 3\cos\Theta - \cos^3\Theta), \quad (6)$$

де:  $\sigma$  – поверхневий натяг на межі з парою;

$r_0$  – критичний радіус зародка (радіус, відповідний метастабільному стану з максимумом термодинамічного потенціалу);

$\Theta$  – кут змочування;

$r$  – радіус зародка.

З (6) випливає, що істотний вплив на процес виникнення газової фази в рідині має змочуваність. В об'ємі рідини ( $\Theta=0$ ) вірогідність утворення зародка за рахунок флуктуації менша, ніж на твердій поверхні розділу. При зміні кута змочування  $\Theta$  від  $0^\circ$  до  $90^\circ$  приріст потенціалу зменшується в 2 рази.

Корнфельд отримав наближене співвідношення, що характеризує величини міцності рідин за інших рівних умов в об'ємі ( $Z_{\text{ОБ}}$ ) рідини і на поверхні розділу ( $Z_{\text{ПОВ}}$ ) залежно від кута змочування:

$$\frac{Z_{\text{ПОВ}}}{Z_{\text{ОБ}}} = 1.2 \frac{1 + \cos\Theta}{2} \sqrt{2 - \cos\Theta}. \quad (7)$$

З (7) витікає, що при зниженні змочуваності міцність рідини на межі з твердим тілом істотно зменшується. Це означає, що як робочу рідину доцільно використовувати воду, або водонафтові суміші, які погано змочують метали, або рідини із спеціальними реагентами.

На сьогодні встановлено, що різного роду механічні коливання, які виникають при русі рідини по трубах, сприяють значному зниженню її міцності. В динамічних умовах кавітація (наприклад, в ультразвуковому полі) виникає при енергіях в десятки разів менших, ніж необхідно для створення тиску, рівного тиску пружності насичених парів. Із збільшенням швидкості зниження тиску міцність рідини знижується.

При обробці породи має місце високий тиск, тож для виділення газової фази з робочої рідини необхідний пристрій, що дозволяє інтенсивно знижувати тиск, аж до зони метастабільного стану. Це може бути здійснено шляхом формування ударного режиму закипання рідини при її витіканні із насадок з виникненням адіабатних потоків у зоні дії пульсатора.

Інтенсифікація ударних механізмів диспергування потоків рідкої фази з виділенням парової (газової) фази може бути здійснена при зустрічі швидкісних потоків і струмин робочої рідини з нерухомим екраном.

З наведених матеріалів щодо механізму зародження парової або газової фази в рідких системах впливає, що для інтенсифікації процесу пароутворення і його регулювання за допомогою пульсатора можна використовувати робочу рідину визначеного складу і фізико-хімічних параметрів, або його конструктивні особливості, які б сприяли турбулізації потоків і формуванню різних режимів закипання рідини з подальшим виникненням гідравлічних ударів як наслідок „лускання” парових каверн, що утворилися.

Як було зазначено вище, за походженням і характером течії можливі наступні види кавітації: вихрова, вібраційна, приєднана і рухома. Умови виникнення парової кавітації, якщо не враховувати вплив розчиненого газу, визнача-

ється параметром динамічної подібності (число кавітації  $K_i$ ):

$$K_i = \left( \frac{2 \cdot (P_0 - P_s)}{\rho \cdot V_0^2} \right) \geq 1, \quad (8)$$

де:  $P_0$  – статичний тиск в деякій точці потоку, Па;

$P_s$  – тиск насиченої пари в пухирці, Па;

$V_0$  – швидкість потоку при постійному тиску  $P_0$ , м/с;

$\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>.

Чим менше значення  $K_i$  при постійному тиску  $P_s$ , тим більш допустиме зниження тиску в системі до початку кавітації.

З (8) випливає, що при витіканні рідини з насадок і зміні режимів течії таким чином, щоб  $K$  ставало більшим, меншим або рівним  $K_i$ , можна відтворювати різні режими течії – від безкавітаційного до режиму з розвинутою кавітацією.

На процес кавітації впливають поверхневий натяг, в'язкість тощо. Ряд цих параметрів не враховується числом кавітації  $K$ , але вони враховуються іншими безрозмірними комплексами, що визначають властивості потоків ( $Re$ ,  $Fr$ ,  $We$ ).

Як наслідок з (8), числом кавітації є не що інше, як відношення повного тиску, при якому відбувається „лускання” пухирця, до швидкісного напору (тиску) потоку.

У зв'язку з тим, що критичні тиск і температура води відповідно рівні  $P_{кр} = 22,1$  МПа і  $T_{кр} = 374,15^\circ\text{K}$ , парову кавітацію на великих глибинах акваторії (більше 2000 м) спровокувати неможливо (тиск в затрубному просторі перевищує критичний тиск рідини  $P_{кр}$ ).

Слід зазначити, що на значних глибинах акваторії може виникати так звана «газова кавітація» за рахунок розчиненого в рідині газу. Газ може виділятися з води в зоні лобових і дотичних ударів струмин рідини до стінки обсадної колони з наступним диспергуванням потоку на дрібні частинки та утворенням газопарових бульбашок. Кількісну оцінку кавітації „ударного” походження неможливо дати з причини недостатньої вивченості її природи.

Також оцінити виникнення кавітаційних явищ можна за наступною залежністю:

$$\Delta P_{КАВ} = P - \frac{\rho \cdot Q^2 \cdot (R_K^4 - R_{MIN}^4)}{2 \cdot \pi^2 \cdot R_K^4 \cdot R_{MIN}^4}, \quad (9)$$

де:  $P$  – тиск перед насадкою, Па;

$\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$R_K$  і  $R_{MIN}$  – відповідно кінцевий і мінімальний переріз насадки, м;

$Q$  – витрата рідини через насадку, м<sup>3</sup>/с.

При  $\Delta P_{КАВ} \leq 0$  відбувається розрив потоку.

Природа виникнення кавітації при видобуванні донних гідратів самозакипаючими адиабатними потоками може бути віднесена до вихрової, вібраційної, приєднаної і рухомої. Парова фаза при цьому виникає у випадку витікання

крізь насадку. Згідно з експериментальними даними при витіканні води в режимі самозакипаючого потоку крізь насадки діаметром 3-5 мм за швидкостей потоку, які можна забезпечити в реальних умовах, коефіцієнт метастабільності складає 0,7. Звідки випливає, що на виході з насадки в потоці міститься близько 30% диспергованої парової фази, яка викликає кавітацію.

За необхідності збільшити глибину видобування можна застосуванням турбогідронасосів (до глибини 6000 м).

При піднятті ґрунтосуміші з гідратами на поверхню початкове їх всмоктування відбуватиметься у твердому стані. У подальшому при переміщенні у вертикальному трубопроводі гідрати в міру зниження тиску і температури будуть виділяти метан, тому цей трубопровід необхідно під'єднувати до гідратозбірних і переробних пристроїв.

Початкові капіталовкладення при застосуванні даної технології у 10-15 разів менші, ніж при застосуванні обробки пласта соляним розчином, яка потребує капіталовкладень на рівні 7 млрд. у.о. Також суттєво знижується собівартість видобування гідратів і його екологічна безпечність (неконтрольовані втрати метану у аварійній ситуації не перевищують 1 %, на відміну від інших способів експлуатації, у яких такі втрати складають від 4 до 25%).

Основним подальшим завданням даного напрямку досліджень є оцінка величини запасів гідратів Чорного моря, які знаходяться у приповерхневому донному шарі.

### Література

1 Gas methane from Ice House. Coiled Tubing is ready to extract gas from gas hydrated deposits // Coiled Tubing Times. – 2012. – 1(39). – P. 58 – 62.

2 Михайлюк О.Л. Видобуток енергоносіїв на шельфі Чорного та Азовського морів / О.Л. Михайлюк // Стан і перспективи використання ресурсів гідрату метану зони Чорного моря: Збірник матеріалів науково-практичної конференції «Проблеми соціально-економічного розвитку українського Причорномор'я в умовах фінансово-економічної кризи (Одеса, 3 березня 2009 р.). – 2009. – С. 151-160.

3 Киселев И. США нужен «горючий снег». – 20 ноября 2007. – [www.vz.ru/economy/2007/11/20/126116.html](http://www.vz.ru/economy/2007/11/20/126116.html) - 40k/.

4 Про пошуки газогідратної сировини в Чорному морі і створення ефективних технологій її видобутку та переробки // Постанова Кабінету Міністрів №938 від 22 листопада 1993 р.

5 Теоретические основы построения проточной части корпусно-секционных насосов с варьруемыми рабочими характеристиками / Алиев Н.А., Дедков В.Н., Сухоребрий П.Н., Хорев О.Н // Проблемы эксплуатации оборудования шахтных стационарных установок: Сб. научн. трудов – НДІГМ ім. М. М. Федорова. – Донецк: НІИГМ ім. М.М.Федорова, 2005. – С. 123-135.

6 Алиев Н.А. Основы построения проточной части корпусно-секционных насосов с варьируемыми рабочими характеристиками / Н.А. Алиев // Матеріали міжнародної конференції «Форум Гірників», 12-14 жовтня 2005 р. – 2005. – Т. 1. – С.18-27.

7 Хотнянська О.В. Визначення ефективності активного протиліодового захисту морських стаціонарних платформ [Текст] / О.В. Хотнянська, С.О. Овечький // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2009. – № 4 (22). – С. 61-67.

8 Возний В.Р. Розроблення методики практичного розрахунку оптимізації кавітаційно-пульсаційного методу інтенсифікації припливу вуглеводнів [Текст] / В.Р. Возний, С.О. Овечький, Я.М. Фем'як, М.В. Марусич // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - 2008. – № 2 (27). – С. 35 -38.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
08.05.12  
Рекомендована до друку професором  
Копєєв Б.В.*

# Техніка і технології

УДК 622.243

## ТЕХНІЧНІ ЗАСОБИ ДЛЯ ОРІЄНТОВАНОГО ВІДБОРУ КЕРНА У ПОХИЛО-СКЕРОВАНИХ ТА ГОРИЗОНТАЛЬНИХ СВЕРДЛОВИНАХ

Я.В. Кунцяк

ПрАТ НБІКБ «Бурового інструменту» 01019, м. Київ, пр. Палладіна, 44, тел. (44) 4242089,  
e-mail: 5361013@bk.ru

За результатами проведеного аналізу конструкцій керноприймальних пристроїв вітчизняного виробництва і зарубіжних компаній розроблено вимоги до конструкцій для відбору керна в похило-скерованих і горизонтальних свердловинах. Встановлено, що наявні технічні засоби не повною мірою відповідають вимогам спорудження похило-скерованих і горизонтальних свердловин.

Удосконалено конструкції керноприймальних пристроїв, призначених для відбору керна у свердловинах з великими зенітними кутами викривлення, проведено промислові випробування та впровадження в процесі буріння похило-скерованих свердловин в АТ «Татнафта» та ПАТ «Укрнафта».

Аналіз роботи кернозахоплюючих пристроїв у процесі буріння похило-скерованих свердловин підтвердив необхідність удосконалення їх конструкцій. На основі експериментальних досліджень розроблено нові конструкції важільців керновідривачів, запропоновано новий спосіб наплавлення їх твердим сплавом, рекомендовано матеріал для їх виготовлення. Досліджено важільці керновідривача на міцність і абразивне зношування та наведено результати досліджень. Розроблено методику з визначення міцності пружинок керновідривача, одержано аналітичну залежність для визначення гранично допустимого кута повороту та запропоновано методику для розрахунку граничних кутів повороту пружинок різних діаметрів, виготовлених із різних сталей. Встановлено, що комплексне використання розроблених технічних засобів забезпечує високий показник винесення керна, збільшення швидкості буріння та зменшення загального часу на спорудження свердловини.

Ключові слова: гірська порода, керн, свердловина, керновідривач, сплав.

По результатам проведенного анализа конструкций керноприемных устройств отечественного производства и зарубежных компаний разработаны требования к конструкции с целью отбора керна в наклонно-направленных и горизонтальных скважинах. Установлено, что существующие технические средства не в полной мере отвечают требованиям к конструкциям наклонно-направленных и горизонтальных скважин.

Усовершенствована конструкция керноприемных устройств для отбора керна в скважинах с большими зенитными углами искривления, проведены промышленные испытания и внедрение в процессе бурения наклонно-направленных скважин в АО «Татнефть» и ПАО «Укрнефть».

Анализ работы кернозахватывающих устройств в процессе бурения наклонно-направленных скважин подтвердил необходимость совершенствования их конструкций. По результатам экспериментальных исследований разработаны новые конструкции рычажков керноотрывателей, способ наплавки их твердым сплавом, предложен материал для их изготовления. Приведены разработанные конструкции устройств для исследования рычажков керноотрывателей на прочность и абразивный износ и полученные результаты исследований. Разработана методика определения прочности пружинки керноотрывателя, получена аналитическая зависимость определения предельно допустимого угла поворота и предложена методика для расчета предельных углов поворота пружинки разных диаметров, изготовленных из различных сталей. Установлено, что комплексное использование разработанных технических средств обеспечивает высокий показатель выноса керна, увеличение скорости бурения и уменьшения общего времени на сооружение скважины.

Ключевые слова: горная порода, керн, скважина, керноотрыватель, сплав.

The analysis of core receivers of domestic or foreign production was carried out, on basis of which the requirements for core receivers stated in slanted and horizontal wells were developed. It has been proved, that current technological tools do not fully meet the demands, for construction of slanted/horizontal wells.

Accordingly, an improved design of ball suspension, designed for core sampling in wells with large inclination angles, was improved successfully passed industrial tests and in introduced slanted wells drilling at «Tatnafta» JSC and «Ukrnafta» PJSC.

*Analysis of core fasteners operation in slanted wells drilling confirmed the need of their design improvement. On the basis of experimental research, new structures of core breaker levers have been developed, as well as the method of breaching with hard alloy and recommended materials for their manufacture. This article includes a list of device structures, designed to test core breaker levers for strength/abrasive wear and also the research results. The methods of defining strength of core breaker springs were worked out, analytical dependence of maximum allowable rotation was reached. Angle determination was obtained, and methods allowing to calculate springs maximum rotation angles in various steel grades/diameters were offered. It has been established, that multiple use of technological devices ensures a high rate of core removal, increasing of drilling speed and reduction of overall time for well construction.*

Keywords: rock, core sample, well, core breaker, alloy.

Одним з найважливіших завдань, що постає перед бурильниками розвідувальних та експлуатаційних свердловин, є детальне вивчення літологічних та фізико-петрографічних характеристик продуктивних пластів. Сучасні промислово-геофізичні дослідження дають змогу отримати лише часткову характеристику розрізу продуктивних горизонтів. Найважливішу і найвірогіднішу характеристику порід, інформацію про стан продуктивних горизонтів можна одержати лише вивчивши достатню кількість якісного кернового матеріалу, піднятого із свердловини.

Недостатня вивченість продуктивних горизонтів на основі кернового матеріалу може призвести до помилок в складанні схем розробки родовищ, неправильного підрахунку запасів вуглеводнів і, в кінцевому результаті, неефективної розробки родовищ.

На даний час найпоширенішими є керноприймальні пристрої серії "Недра", "Кембрії" та "Силур". Вони складаються з корпусу, верхнього і нижнього перехідників, керноприймальної труби з кульковою підвіскою і керновідривача. Особливістю керноприймальних пристроїв даної серії є наявність підвіски, яка регулюється. Завдяки цьому обертання корпусу не передається на керноприймальну трубу, тож забезпечується її нерухомість під час заповнення керном.

Найдосконалішими є пристрої типу "Кембрії" – СКУ-172/100 і СКУ-122/67. Вони мають широке застосування як при роторному, так і при турбінному способах буріння. Конструкція "Кембрія" складається з корпусу, підвіски та регулювального вузла, завдяки чому крутий момент не передається від корпусу керноприймального пристрою до керноприймальної труби та керновідривача. Однак така перевага даних конструкцій притаманна тільки бурінню вертикальних або практично вертикальних ділянок свердловини. При відборі керна в похило скерованих, і тим більше в горизонтальних ділянках свердловини, через неминучість контактування керноприймальної труби з внутрішньою поверхнею корпусних деталей пристрою за рахунок сил тертя відбувається передача крутного моменту від корпусу керноприймального пристрою до керноприймальної труби. В результаті цього різко погіршуються умови заповнення труби керном і, відповідно, знижується його виведення.

За останні роки з'явилися нові конструкції керноприймальних пристроїв, що забезпечують досить високий відсоток виведення керна [1-4]. Заслугує на увагу конструкція керноприйма-

льного пристрою „КІМ” Тюменського нафтового інституту “ЗахСибБурНДПІ-нафта”, що розроблена на основі керноприймального пристрою типу “Недра” для роторного буріння, керноприймальна труба якого заповнена мінеральним мастилом [1]. Однак слід зауважити, що дані конструкції лише частково відповідають вимогам, що ставляться перед керноприймальними пристроями. Враховуючи великі габаритні розміри керноприймальних пристроїв та непристосованість конструкції до роботи в свердловинах із великими зенітними кутами, неможливим є використання їх в похило-скерованих та горизонтальних свердловинах.

Аналогічні конструкції керноприймальних пристроїв розроблені і за кордоном [5]. У країнах далекого зарубіжжя питаннями відбору керна займаються такі фірми, як Beker Hughes INTEQ, Baroid, Security DBS, Halliburton та інші. Конструкції керноприймальних пристроїв цих фірм захищені ліцензіями, тому у відкритій пресі їх характеристики не приводяться. Однак відомо, що ці пристрої для відбору керна, як і вітчизняні, складаються з корпусу, керноприймальної труби, що не обертається, керновідривача та кулькової підвіски.

Особливостями даної техніки є наявність:

- керноприймальних труб із скловолокна, для покращення відбору керна в м'яких осадових породах;
- компоновки на декількох підшипникових опорах, що дозволяють підвищити ефективність роботи керноприймальної труби великої довжини;
- системи збереження пористості керна, що дозволяє точно визначити нафтонасиченість пласта у відібраному керні;
- стабілізації внутрішньої трубки за рахунок використання роликпідшипників на долоті і центраторі внутрішньої трубки для збільшення стабільності при відборі керна під великим кутом.

Велику увагу закордонні фірми приділяють системі захоплення та утримання керна. Одним з нових типів керновідривачів є система примусового відриву керна та закриття нижнього кінця керноприймальної труби Hydro-Lift Full Closure Core Catcher, а фірми DBS аналогічна система Posiclose.

Фірма DBS рекламує керноприймальний пристрій для відбору керна зі збереженням пористості, конструктивною особливістю якого є наявність керноприймальної труби з пористою набивкою, що зберігає насиченість керна при підйомі та транспортуванні.

У зв'язку з інтенсивним нарощуванням об'ємів буріння горизонтальних свердловин розроблено технічні засоби для орієнтованого відбору керна. Над вирішенням проблеми відбору орієнтованого керна працювала значна кількість спеціалістів, якими запропоновано багато приладів і пристроїв. Однак через велику похибку в орієнтації або складності конструкції ці засоби не одержали широкого практичного застосування [6].

На основі проведеного аналізу можна зробити висновок, що проблема створення надійних технічних засобів для відбору керна в свердловинах з великими зенітними кутами залишається актуальною.

Основними вимогами до конструкцій керноприймальних пристроїв для відбору керна в похило-керованих та горизонтальних свердловинах є:

- діаметральні та лінійні розміри керноприймальних пристроїв повинні забезпечувати, з одного боку, відбір керна підвищеного діаметра, а з другого – можливість вільного проходження компоновки бурильного інструмента в свердловині з малими радіусами викривлення стовбура;

- деталі та вузли керноприймального пристрою повинні забезпечувати ефективно центрування керноприймального пристрою в корпусі;

- конструкція керноприймальних пристроїв повинна бути уніфікованою і передбачати можливість застосування серійних породоруйнівних інструментів.

Крім високого відсотка виносу керна та ресурсу роботи керноприймального пристрою, при проведенні даного виду робіт важливим аспектом залишається максимально можливе скорочення часу відбору керна, що забезпечить скорочення загального часу на спорудження свердловин.

З огляду на те, що похило-скеровані та горизонтальні ділянки свердловини у вітчизняній практиці буряться долотами діаметром не більше 215,9 мм, постає необхідність розробки комплексу технічних засобів для відбору керна в свердловинах нормального та малого діаметрів.

Основні техніко-технологічні параметри, які регламентують розробку технічного комплексу, такі:

- діаметр нових похило-скерованих і горизонтальних свердловин – 120,6–215,9 мм; відновлених похило-скерованих і горизонтальних – 120,6–139,0 мм;

- буріння ведеться тришаршковими та алмазно-полікристалічними долотами за допомогою гвинтових вибійних двигунів типу Д-172, Д-127 та Д-105;

- корегування та скеровування напрямку буріння стовбура свердловини проводиться з допомогою телескопічної системи гвинтовим відхилювачем на базі вибійних двигунів з кутом перекосу кривого перехідника від 0,5 до 3°;

- для калібрування стовбура свердловини застосовують лопатеві повнорозмірні калібра-

тори. Не допускається застосування калібраторів та центраторів зношених по зовнішньому діаметру більше, ніж на 2,5–3 мм;

- за необхідності для створення осевого навантаження на долото встановлюють в вертикальній частині стовбура ОБТ.

Оскільки ресурс роботи керноприймального пристрою залежить від працездатності кулькової підвіски та ресурсу роботи пристроїв для відбору і утримування керна, то удосконалення їх конструкцій є пріоритетним напрямком досліджень. Аналіз роботи серійних кулькових підвісок у свердловинах з великими зенітними кутами показав, що через недосконалість кріплення вала і муфти кулькової підвіски часто відбувається самовільне розгвинчування стопорного гвинта. Це призводить до розрегулювання підвіски та зниження ефективності відбору керна.

Відомо, що на підвіску керноприймального пристрою у процесі буріння діють осеві та радіальні навантаження, які виникають при терті зразка керна до стінки керноприймальної труби. У випадку зростання зенітного кута свердловини частка радіальних навантажень істотно збільшується, внаслідок чого обертання керноприймальника утруднюється, що негативно впливає на збереження керна. Особливо це стосується буріння пухких, слабкоцементованих та тріщинуватих порід. Крім того, згинальні навантаження спричинюють перекіс упорних підшипників кулькової підвіски, що призводить до руйнування або зменшення строку служби вузла.

З метою попередження вказаних явищ при бурінні в свердловинах з великими зенітними кутами запропонована удосконалена конструкція кулькової підвіски [7] з двома стандартними радіально-упорними підшипниками (рис. 1), до якої входить суцільно виточений вал з муфтою (1), на якому встановлюється внутрішнє кільце підшипників (2), що притискаються через шайбу гайкою (3). Самовільному відгвинчуванню гайки запобігає стопорний гвинт (4). Зовнішні кільця підшипників встановлюються в корпусі (5) і закріплюються гайкою (6). Підшипниковий вузол герметизується чотирма O-подібними ущільнювачами кільцями (7). Порожнина між ущільнювачами кільцями заповнюється спеціальним мастилом, яке використовується в опорах шарошкових доліт. Суцільне з муфтою виконання вала дозволило виключити з конструкції пристрою перехідник з кулькової підвіски на керноприймальну трубу та збільшити довжину керноприйому. Запропонований тип кулькових підвісок використовувався при відборі керна в похило-скерованих свердловинах на родовищах АТ «Татнафта» та ПАТ «Укрнафта».

В процесі буріння з відбором керна в горизонтальних свердловинах на кулькову підвіску керноприймального пристрою діють ще більші осеві та радіальні навантаження, ніж було описано вище. З урахуванням характеру навантаження підшипників при роботі в горизонтальних свердловинах розроблено нову констру-

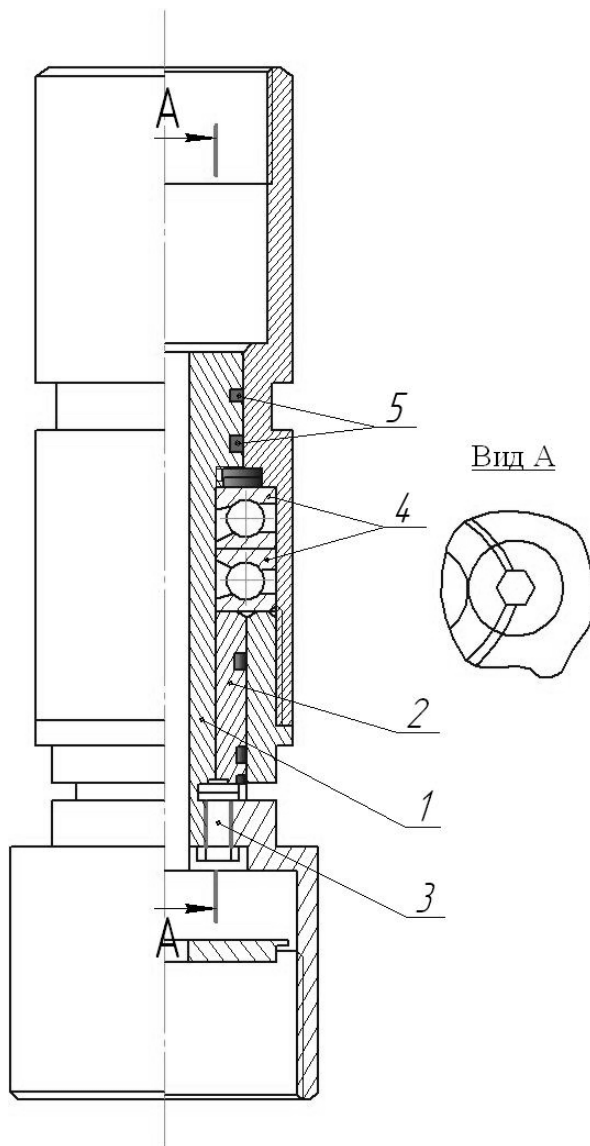


Рисунок 1 – Удосконалена кулькова підвіска

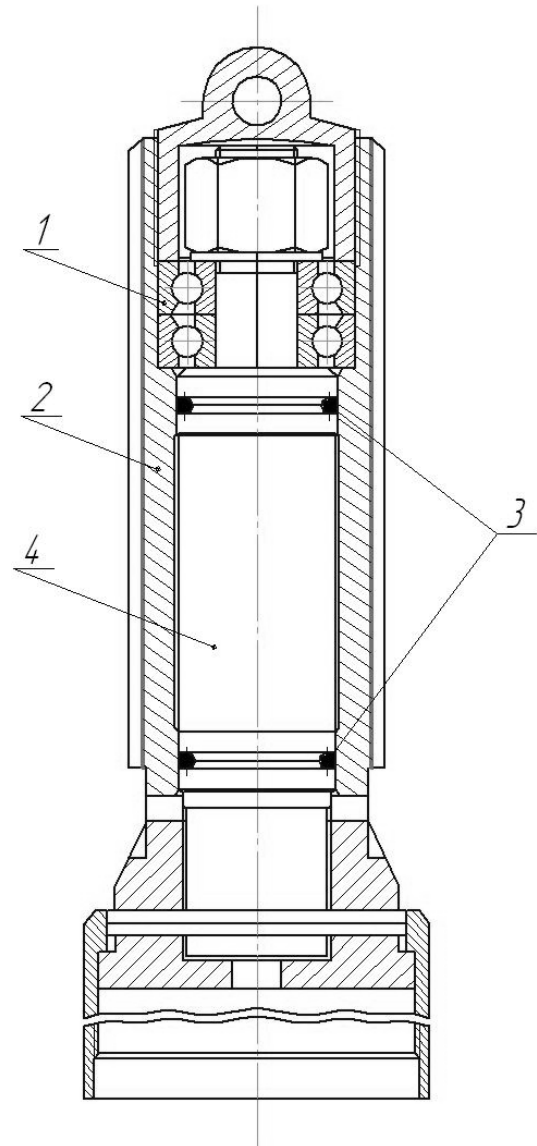


Рисунок 2 – Кулькова підвіска для відбору керна в горизонтальних свердловинах

кцію кулькової підвіски. У цьому варіанті конструкції (рис.2) в якості опори використані стандартні кулькові підшипники (1), розташовані в отворі регульовального гвинта (2).

Внутрішні і зовнішні кільця підшипників закріплені гайками (3). Підшипники ізольовані від проникнення промивальної рідини двома стандартними O-подібними ущільнюючими кільцями (4). Вал у спрженні з внутрішньою поверхнею гвинта утворює підшипники ковзання. Внутрішня порожнина гвинта з підшипниками в процесі збирання заповнюється спеціальним мастилом. Крім того, у даній конструкції підвіски враховано умови роботи в свердловинах з великими зенітними кутами: вона поєднує в собі два вузли – саму підвіску та регульовальний гвинт.

Результати роботи нових конструкцій кулькової підвіски для відбору керна в горизонтальних та похило-скерованих свердловинах на родовищах АТ „Татнафта” та ПАТ „Укрнафта” наведено в таблиці 1.

Аналіз існуючих кернозахоплюючих пристроїв засвідчив, що вони лише частково відповідають вимогам до роботи в похило-скерованих та горизонтальних свердловинах і вказав на необхідність подальшого удосконалення конструкції і технології їх виготовлення. Особливу увагу слід звернути на підвищення міцності важільців керновідривача [8], стійкості до абразивного зношування та розробці технології їх виготовлення.

Для оцінки міцності важільців розглянемо характер їх взаємодії з керном в момент його відриву. При повільному підйомі бурильної колони важільці входять у гірську породу безпосередньо перед відривом керна, на важільці діє найбільше навантаження, яке через цапфи важільців передається від корпусу керновідривача. Таким чином, на корпус важільця діє навантаження стиснення і згину, а на цапфи, які є найслабкішою ланкою конструкції за міцністю, навантаження зрізу.

Таблиця 1 – Результати роботи кулькових підвісок

Тип підвіски та №	Підприємство/ Свердловина	Зенітний кут, град.	Ресурс роботи, год	Проходка, м
Для похило-скерованих свердловин	ПАТ „Укрнафта” №172 Південно-Панасівська	50	103,0	68,0
Для похило-скерованих свердловин	ПАТ „Укрнафта” №171 Південно-Панасівська	8	128,5	70,0
Для горизонтальних свердловин	АТ „Татнафта” № 1073 <sup>Г</sup> Чегодаївська	90	18,0	30,0
			19,0	30,0
Для горизонтальних свердловин	АТ „Татнафта” №38275 <sup>Г</sup> Куакбашська	77	16,4	24,3
			17,6	31,0

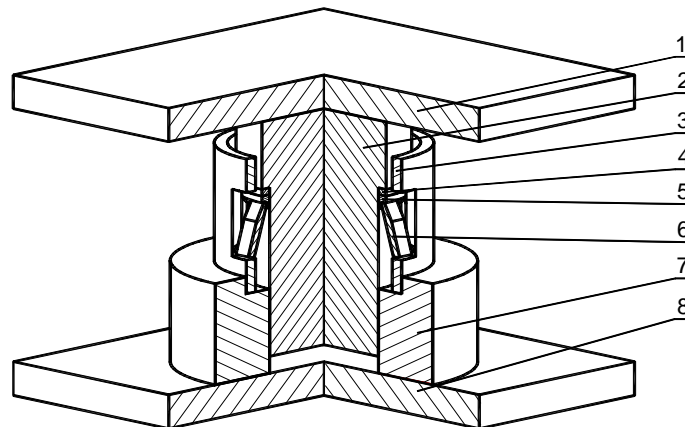


Рисунок 3 – Схема пристрою для дослідження важільців керновідривача на міцність

Для імітації навантаження керновідривача була розроблена нова схема компенсаційного упору, який дозволяє нівелювати різницю висот упорних кінців важільців (рис. 3). Навантажувальний упор виконаний у вигляді сталевого циліндра (2) діаметром 100 мм з переходом до діаметра 90 мм. У місці переходу встановлено упорне кільце (5), яке одним торцем опирається на важільці (6), а другим – через гумове кільце (4) на уступ переходу діаметрів з 90 мм на 100 мм. Як пристрій, що утримує важільці, використано корпус керновідривача (3), в якому один навпроти одного закріплюємо два важільці. На упорні кінці важільців встановлюємо навантажувальний упор (7). Керновідривач з упором розміщуємо на плиті гідралічного преса ПСУ-50 (8). Верхня траверза преса при опусканні навантажувала упор – важелі, а корпус керновідривача навантажував плиту (1). Контроль за величиною навантаження проводимо за шкалою гідралічного механізму. Стендові випробування проводили з важільцями, виготовленими з п'яти типів сталей. Кожен експеримент повторювали десять раз. Результати стендових досліджень наведені на рис. 4. Тут горизонтальною лінією позначена розрахункова величина мінімального навантаження, яке повинні витримувати важільці (49 кН.).

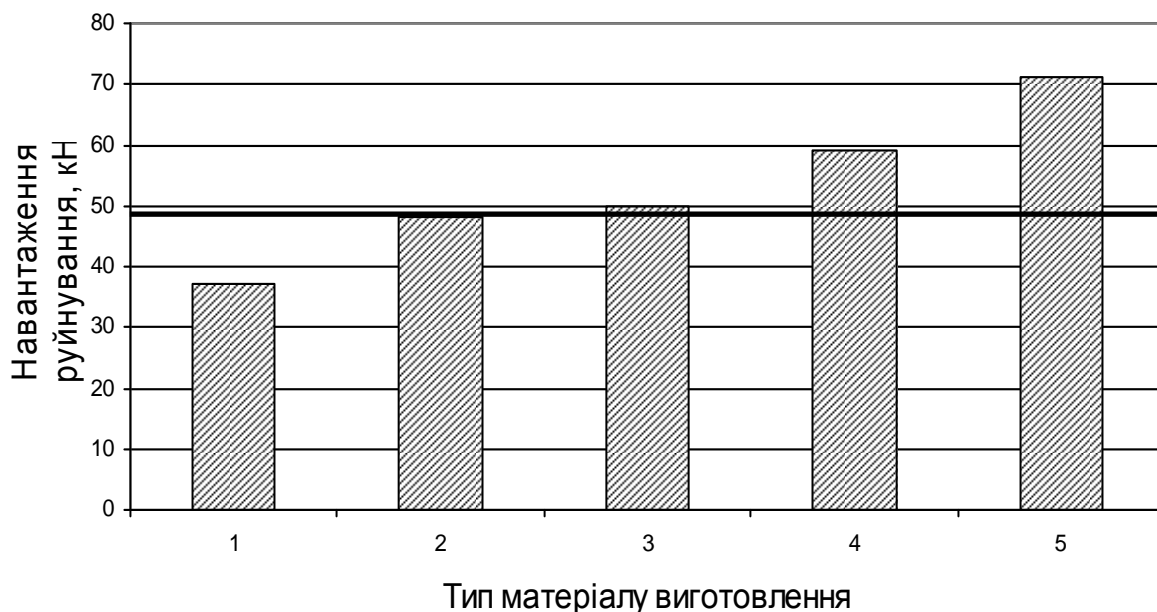
Результати досліджень показали, що найбільш придатним матеріалом для виготовлення

важільців, навантаження руйнування яких перевищує 70 кН, є сталь 65Г.

Оскільки умови роботи керновідривачів передбачають їх постійне контактування з абразивними матеріалами, то спосіб наплавлення важільців керновідривача вимагає удосконалення.

Згідно з традиційною технологією наплавлення робочу поверхню важільців керновідривачів, що контактує з керном, наплавляють зернистим твердим сплавом – релітом – за допомогою ацетиленокисневої горілки. Використання цієї технології обумовлено тим, що товщина деталі не перевищує 5 мм з переходом на клин. Це призводить до перегрівання деталі, оскільки температура наплавлення вища температури плавлення сталі (понад 1500°C). При цьому відбувається оплавлення гострих країв важільця і розчинення зерен твердого сплаву, що значно ускладнює технологію наплавлення.

За базовий спосіб наплавлення нами був прийнятий метод нагрівання струмами високої частоти з використанням матричних сплавів з температурою плавлення нижче 1150°C. На робочу поверхню важільця, попередньо змащену машинним мастилом, наносять шар зерен реліту. На цей шар насипають порошок матричного сплаву та флюсу. Підготовлений у такий спосіб важелець нагрівають до температури, приблизно на 50°C вищої за температуру плавлення



1 - сталь 45 без термообробки; 2 - сталь 45 термооброблена; 3 - сталь 40х без термообробки; 4 - сталь 40х термооброблена; 5 - сталь 65г

Рисунок 4 – Результати досліджень важільців на міцність

матричного сплаву. Плавлячись, матричний сплав змочує зерна реліту та поверхню важільця, а, охолоджуючись, припаює зерна реліту до поверхні. В якості матричних сплавів були вибрані: бронза БрО-10, порошок сплаву для наплавлення ПГ ФБХ-6-2 та ПГ ХН80СР-1 температурою плавлення 1100°C, 1150°C та 1050°C відповідно.

Для виявлення найбільш оптимального методу наплавлення важільців електророзрядним способом були наплавлені чотири групи по дванадцять важільців у кожній з використанням:

- 1) твёрдосплавного електрода з домішкою порошку карбіду бору;
- 2) твёрдосплавного електрода з домішкою порошку карбіду бору та порошку фероборхрому;
- 3) порошкового дроту, наповненого зернами реліту;
- 4) наплавлення СВЧ з використанням матричного сплаву ПГ ФБХ-6-2.

Для визначення оптимального типу наплавлення був розроблений стенд, що імітує обертання керн в керновідривачі з частотою 275об/хв (рис. 5).

Стенд виготовлено на базі свердлильного верстата. Він включає в себе ємність (1), що закріплена на станині та заповнена промивальною рідиною. В ємності розміщується керновідривач (2) з важільцями (6), що притиснені різьбовою шайбою (3). До шпинделя верстата за допомогою переходника (5) кріпиться циліндрична заготовка із Ст.3 (4).

Тривалість проведення досліду від 1 до 3 годин. Результати досліджень приведені в таблиці 2.

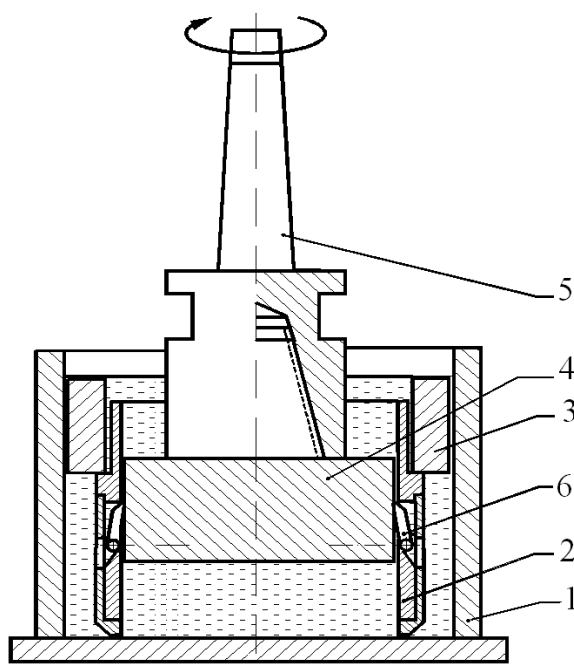
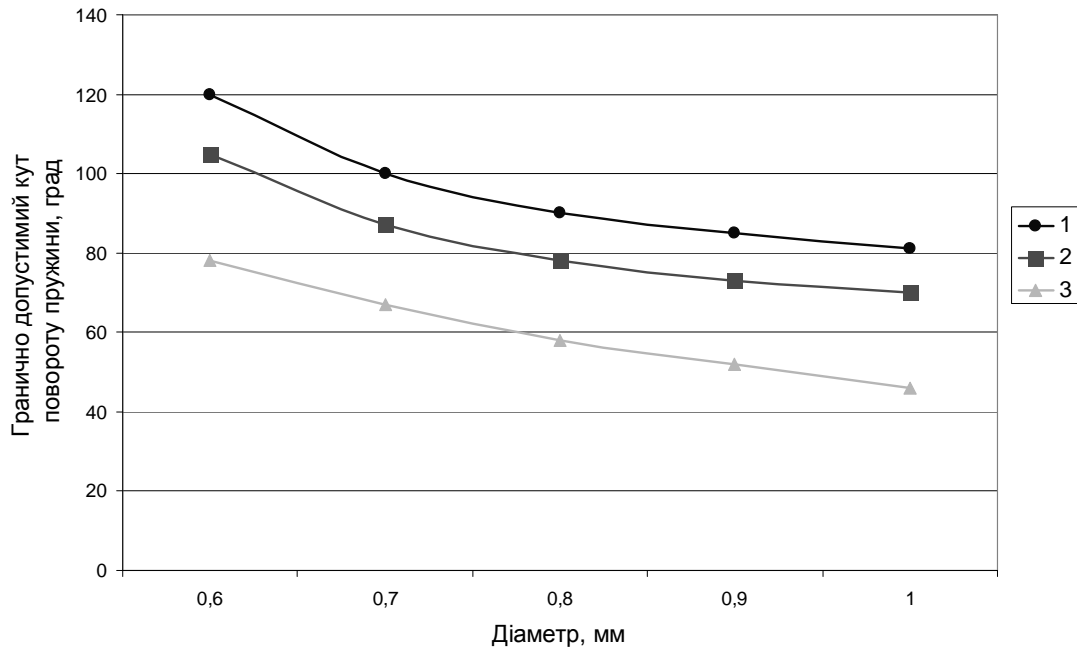


Рисунок 5 – Схема стенду для дослідження важільців керновідривача на абразивне зношування

Експериментальні дослідження свідчать, що довговічність роботи керновідривачів забезпечується наплавленням. З таблиці 2 видно, що найбільш ефективним є наплавлення № 1 з використанням карбіду бору. Промислові випробування керновідривачів, укомплектованих важільцями з наплавленням твёрдосплавного електрода з домішкою порошку карбіду бору, були проведені в свердловинах АТ “Татнафта” та ВАТ “Укрнафта”, які підтвердили, що експе-

Таблиця 2 – Результати експериментальних досліджень важільків керновідривачів на абразивне зношування

	Тип наплавлення				Без наплавлення	Час, год.
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4		
Розмір абразивного зносу, мм × мм	7 x 3	9 x 5	10,5 x 6	11 x 6	15,5 x 8,5	3,0
	5,5 x 2	7,5 x 4	7 x 4	9 x 4,5	12 x 4	2,0
	3,5 x 1,5	5 x 2	4,5 x 2,5	5 x 2,5	7,5 x 2,5	1,0



1 – сталь 65; 2 – сталь 60С2А; 3 – сталь 50ХФА

Рисунок 6 – Результати розрахунку пружинок керновідривачів

риментальна конструкція вказаних керновідривачів забезпечує довготривалу і надійну роботу на вибої в процесі буріння в абразивних породах, а також при відриві та утримуванні керна.

При роботі в похило-скерованих та горизонтальних свердловинах пружини керновідривача зазнають більших навантажень, ніж у вертикальних. Це обумовлено тим, що в ПСС з великими zenітними кутами керн розміщений ексцентрично відносно керновідривача, і пружинки важільців зазнають циклічних знакозмінних навантажень і можуть втратити працездатність. Тому пружинки повинні задовольняти наступним вимогам:

- витримувати достатню кількість циклів знакозмінних навантажень;
- не втрачати працездатності в агресивному середовищі свердловини;
- з метою запобігання руйнуванню важільцями керновідривача стовпчики керна не повинні бути занадто жорсткими.

Враховуючи вимоги, що висувуються, пружинки були виготовлені з різних діаметрів (0,6мм, 0,7мм, 0,8 мм, 0,9мм та 1,0 мм) зі сталей 65, 60 С2А та 50 ХФА

Стендові випробування показали, що пружини із сталі 65 найбільше задовольняють поставленим вимогам.

Важливою характеристикою циліндричних пружинок з круглого дроту діаметром  $d$  є гранично допустимий кут повороту, що обчислюється за формулою:

$$\varphi_{ГР} = \frac{1,8 \cdot C \cdot n \cdot [\sigma_{3Г}]}{100 \cdot k_0}, \quad (1)$$

де:  $\varphi_{ГР}$  – гранично допустимий кут повороту, град.,  $C$  – індекс пружини,  $k_0$  – коефіцієнт форми пружини,  $n$  – кількість витків пружини;  $[\sigma_{3Г}]$  – допустиме напруження на згин кг/мм<sup>2</sup>

$$C = \frac{D - d}{d}, \quad (2)$$

іє  $D$  – діаметр пружини,

$$k_0 = \frac{4C - 1}{4C - 4}. \quad (3)$$

Величини граничних кутів повороту розраховані для пружинок діаметрами 0,6 мм, 0,7 мм, 0,8 мм, 0,9 мм та 1,0 мм, виготовлених з дроту із сталей 65, 60 С2А, 50 ХФА. Результати розрахунків зображені на рис. 6.

Відбір керна в свердловинах з великими zenітними кутами на родовищах ВАТ „Укрнафта” проводиться в колекторах, що, як правило, представлені перешаруванням піщано-глинистих відкладів. Це призводить до затирання

пазів керновідривача глинистою породою. В більшості випадків зусиль пружини важільців недостатньо для руйнування глинистої кірки. Це призводить до того, що після закінчення відбору керна керновідривач не може виконати функцію відриву і утримування керна.

### **Висновки**

1. За результатами проведено аналізу конструкцій керноприймальних пристроїв вітчизняного робництва і зарубіжних компаній розроблено вимоги до конструкцій для відбору керна в похило-скерованих і горизонтальних свердловинах.

2. Удосконалено конструкцію кулькової підвіски, призначеної для відбору керна у свердловинах з великими зенітними кутами викривлення, яка поєднує в собі два вузли: саму підвіску і регульовальний гвинт. Дані конструкції успішно пройшли промислові випробування в процесі буріння похило-скерованих свердловин в АТ «Татнафта» та ПАТ «Укрнафта».

3. Аналіз роботи кернозахоплюючих пристроїв в процесі буріння похило-скерованих свердловин підтвердив потребу вдосконалення їх конструкцій. На основі експериментальних досліджень розроблено нові конструкції важільців керновідривачів, спосіб наплавлення їх твердим сплавом та рекомендовано матеріал для їх виготовлення.

У разі комплексного використання розроблених технічних засобів забезпечується високий показник винесення керна, збільшуються швидкість буріння та зменшується загальний час на спорудження свердловини.

### **Література**

1 Каплун В.А. Новые типы керноотборных снарядов / В.А. Каплун, Б.А. Коснырев, А.В. Вершинин, [и др.] // Бурение. – 2001. – №1. – С.22-25.

2 Пат. 4343 Україна, МПК Е 21 В 25/00, Колонковий снаряд / Кунцяк Я.В., Дубленич Ю.В., Барабашкін І.І., Марухняк М.Й., Пришляк І.С.; заявник: «Науково-дослідне і конструкторське бюро бурового інструменту». – № SU 1530744 А1; заявл. 29.02.1988; опубл. 27.12.1994. – Бюл. № 6-1.

3 Пат. 4054 Україна, МПК Е 21 В 25/00, Колонковий снаряд / Дубленич Ю.В., Кунцяк Я.В., Гаврилов Я.С., Мессер О.Г.; заявник: «Науково-дослідне і конструкторське бюро бурового інструменту». – № SU 1665020 А2; заявл. 24.04.1989; опубл. 27.12.1994. – Бюл. № 6-1.

4 Пат. 2109918 Российская Федерация, МПК Е 21 В 25/00, Керноприемное устройство / Кунцяк Я.В., Гаврилов Я.С., Дубленич Ю.В., Муслимов Р.Х., Ненаарков С.Ю., Мартынюк Д.М., заявитель и патентообладатель: «Научно-исследовательское и конструкторское бюро бурового инструмента». – № RU 2109918 С1; заявл. 16.04.96; опубл. 27.04.98. – Бюл. №12.

5 Стефурак Р.И. Техника и технология отбора керна в странах дальнего зарубежья / Р.И. Стефурак, Ю.В. Близнюков, М.А. Мыслюк и др. // Бурение. – 2001. – №1. – С.10-15.

6 А.с. 1494594 СССР Е21В25/16. Устройство для отбора многократноориентированного керна // Ф.А. Бобылев, Э.Н. Шехтман, И.Г. Мильяков. – опубл. 30.04.91, Бюл. №16.

7 Пат. 118173 Україна МПК Е 21 В 25/00, Керноприймальний пристрій / Сейфі Р.В., Мартинюк Д.М., Кунцяк Я.В. та ін.; заявник: «Науково-дослідне і конструкторське бюро бурового інструменту». – № 49398 А; заявл. 29.11.2001; опубл. 16.09.2002. – Бюл. № 9.

8 Пат. 11372 Україна, МПК Е 21 В 25/11, Кернорвач / Кунцяк Я.В., Сейфі Р.Н., Мартинюк Д.М., Капушак Т.М.; заявник: «Науково-дослідне і конструкторське бюро бурового інструменту». – № 11372 U; заявл. 04.07.2005; опубл. 15.12.2005. – Бюл. № 12.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
15.05.12*

*Рекомендована до друку професором  
Коцкуличем Я.С.*

## ПРОБЛЕМИ І ШЛЯХИ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ ПРОМИВАННЯ СКЕРОВАНИХ СВЕРДЛОВИН

*І. І. Чудик, М. І. Ковбасюк, Д. І. Король, А. О. Боржковський, Т. В. Яценко*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42153,  
e-mail: chudyk2@gmail.com*

*Окреслено сучасні проблеми нафтогазової енергетики в Україні зокрема процесу буріння і промивання скерованих свердловин. Виділено основні шляхи енергоефективної модернізації процесу промивання скерованих свердловин, що полягають у використанні регульованих приводів бурових насосів старих моделей, облаштуванні бурових установок новими їх модифікаціями однобічної дії або триплексами, зміні продуктивності бурового насоса під час додання долотом за один рейс, корегуванні продуктивності бурового насоса за механічною швидкістю буріння.*

*Поширене на практиці проектування оптимальної продуктивності бурового насоса провадиться з урахуванням даних про спосіб буріння, діаметри доліт і особливості промивальних систем, профіль свердловини, гранулометричні характеристики шлама. Вибрані значення продуктивності бурового насоса для буріння кожного наступного інтервалу свердловини є незмінними і завищеними. Проте у процесі буріння свердловини зі змінною механічною швидкістю і постійною продуктивністю насоса розосереджений в буровому розчині кільцевого простору об'єм шламу характеризується певною об'ємною концентрацією. Для її врахування і управління продуктивністю бурового насоса у процесі буріння свердловин запропоновано комплекс науково-практичних заходів, який дозволяє покращити стан промивання і зменшити енерговитрати процесу.*

*Ключові слова: концентрація шламу*

*Описаны современные проблемы нефтегазовой энергетики в Украине в частности бурения и промывки направленных буровых скважин. Выделены основные пути энергоэффективной модернизации процесса промывки направленных буровых скважин, которые состоят в использовании регулируемых приводов буровых насосов старых моделей, обустройстве буровых установок новыми их модификациями одностороннего действия или триплексами, изменении производительности бурового насоса при долблении долотом за один рейс, корректировании производительности бурового насоса по механической скорости бурения.*

*Распространенное на практике проектирование оптимальной производительности бурового насоса ведется с учетом данных о способе бурения, диаметре долот и особенности их промывочных систем, профиле буровой скважины, гранулометрические характеристики шлама. Выбранные значения производительности бурового насоса для бурения каждого следующего интервала буровой скважины являются неизменными и завышенными.*

*Тем не менее при бурении скважины со сменной механической скоростью и постоянной производительностью насоса рассредоточенный в буровом растворе кольцевого пространства объем шлама характеризуется определенной объемной концентрацией.*

*Для ее учета и управление производительностью бурового насоса при бурении буровых скважин предлагается комплекс научно-практических мероприятий, который разрешает улучшить состояние промывки и уменьшить энергозатраты процесса.*

*Ключевые слова: концентрация шлама*

*Modern problems of oil and gas energy in Ukraine and the role of the drilling and washing processes for the directed mining holes are outlined in the article. The basic ways of energy effective process modernization are distinguished. Washing of the directed mining holes, are used in occasions of boring pumps of old models, their arrangement of boring options with their new modifications of one-sided action or triplexes, changing of the productivity of boring pump using a chisel and overriding the productivity of boring pump in the mechanical drilling speed.*

*Optimal productivity of boring pump is widespread in practice takes into account the method of the boring drilling's data, the diameters of the chisels and washing systems' features, profile of mining hole, grain-size descriptions of mud. Chosen values of the productivity of boring pump for drilling of every next interval of mining hole are unchanged and overpriced.*

*However, during a well-boring with variable mechanical speed and permanent productivity of pump dispersed in the boring solution of a circular space is characterized by a certain volume concentration.*

*For registration and management of the boring pump's the productivity we suggest the complex of research and practice steps, that will allow to improve the condition of the washing and decrease the energy consumptions of the well-drilling process.*

*Keywords: mud concentration*

Нафтогазоносний потенціал надр обумовлений особливостями розвитку в геологічному часі того чи іншого геоструктурного елемента Земної кори. На території України сформовано крупні різновікові геотектонічні структури і визначено характерні для кожної з них корисні копалини. Більшість її території займають дре-

вня і молоді платформи, а північно-західну й південну частини – складчасті геосинклінальні споруди.

Родовища нафти та газу пов'язані з дев'ятьма різновіковими геоструктурами земної кори, а різні види рудних корисних копалин – переважно з Українським кристалічним щитом.

Останній є єдиним в Європі й порівнюється з такими багатими на рудну мінеральну сировину, як Канадський, Африканський і Австралійський щити.

Україна є одним з найстаріших регіонів світу з видобутку нафти і газу. За більше ніж 100 років розвідано понад 320 родовищ нафти і газу та видобуто близько 350 млн. т. нафти з конденсатом і 1750 млрд. м<sup>3</sup> газу. Серед розвіданих родовищ – 56 значні за початковими запасами (понад 10 млн. т. нафти і 10 млрд. м<sup>3</sup> газу). Численні родовища мали початкові запаси нафти від 10 до 50 млн. т. і газу – від 10 до 700 млрд. м<sup>3</sup>. Саме вони забезпечували сумарний видобуток вуглеводнів за весь період на рівні 80% [1].

Об'єми поточних нерозвіданих запасів залишаються відносно високими – близько 230 млн. т. нафти з конденсатом і 1200 млрд. м<sup>3</sup> газу. Найбільша кількість нерозвіданих ресурсів нафти і газу пов'язана з комплексами нижнього карбону, палеозойськими й мезозойськими карбонатними формаціями, виступами докембрійського фундаменту Дніпровсько-Донецької западини, (ДДЗ) палеогеновими крейдовими і юрськими відкладами Карпат і Передкарпатського прогину, нижньокрейдовими, палеогенміоценовими комплексами північно-західного шельфу Азовського і Чорного морів.

Зростання рівнів видобутку нафти й газу безпосередньо залежать знаходиться у прямій залежності від обсягів пошуково-розвідувальних робіт, наукового обґрунтування їх ефективних напрямків і відкриття значних за запасами родовищ. Згідно з останніми оцінками фахівців, початкові потенційні ресурси вуглеводнів (нафти, газу і газового конденсату) в надрах України в перерахунку на умовне паливо оцінюються в 8417,8 млн. т., в тому числі нафти – 1330,0 млн. т. (15,8%), газового конденсату – 375,7 млн. т. (4,5%), газу – 6712,1 млрд. м<sup>3</sup> (79,7%). Вони приурочені до трьох основних нафтогазоносних регіонів України – Східного (Дніпровсько-Донецького), Західного (Карпатського) і Південного (Причорноморсько-Кримського) і розподіляються таким чином:

- східний регіон – 4849,0 млн. т. умовного палива (57,6%);
- західний – 1755,9 млн. т. умовного палива (20,9%);
- південний – 1812,9 млн. т. умовного палива (21,5%).

Ці потенційні ресурси вуглеводнів України реалізовані в межах суші лише на 48,7%, а в акваторіях – на 3,9%. Поточні нерозвідані ресурси вуглеводнів оцінюються в 4,9 млрд. т. умовного палива. Із них – нафта з конденсатом 1,13 млрд. т і газ – 3,86 трлн. м<sup>3</sup>. Третина ресурсів газу й п'ята частина нафти з конденсатом знаходяться в межах акваторій Чорного й Азовського морів [2].

У зв'язку з цим, одним із першочергових завдань, які стоять перед нафтогазовою промисловістю України, є нарощування обсягів геологорозвідувальних робіт для збільшення приростів розвіданих запасів вуглеводнів, зокрема

в акваторіях Чорного та Азовського морів. За період освоєння ресурсів вуглеводнів в українських територіальних водах пробурено тільки 80 глибоких пошукових і розвідувальних свердловин, з яких 68 розташовані на північно-західному шельфі Чорного моря і 12 – в акваторії Азовського моря.

Окрім цього, Україна, володіє величезними нетрадиційними джерелами вуглеводнів, зокрема шахтного метану, обсяги якого оцінюються в 12 трлн. м<sup>3</sup> метану, що у 3 – 3,5 рази перевищує ресурси природного газу. За цими запасами Україна посідає четверте місце у світі після Китаю, Росії і Канади.

На території України є два вугільні басейни, придатні для видобутку метану: Донецький, розташований на південному сході країни і в західній частині Росії, і Львівсько-Волинський – в Західній Україні. Запаси метану в різних регіонах Донбасу складають від 118 до 494 млн. м<sup>3</sup>/км<sup>2</sup>.

Другим альтернативним природному газу енергоносієм України є сланцевий. Ресурси сланцевих товщ є перспективними в товщах української частини Люблінського (Львівсько-Волинського) вугільного басейну, менілітових сланців олігоцену Карпат, палеогенових сланців Болтиської западини Українського щита, кайнозойських западин ДДЗ (Новодмітрівський і Пісочинський прояви), нижнього сармату і верхнього тортону Волино-Подільської плити (Флоріанівський, Слобода-Савіцький, Новоселицький, Михайлівський прояви), верхнього протерозою прикордонної частини України і Молдови (Наславченський прояв), триас-юрських сланців Криму [3].

Як бачимо, за існуючого рівня споживання промисловістю і населенням України нафтогазових енергоносіїв, покриття потреб держави в нафті та газі за рахунок власного їх видобутку можуть відчутно посилити її енергетичну безпеку. Тому нарощування обсягів буріння свердловин та зменшення витрат на їх спорудження (в тому числі пошуково-розвідувального) відноситься до стратегічних напрямків забезпечення енергетичної незалежності України. Ці напрямки є визначальними для збільшення приросту запасів та видобування вуглеводневої сировини [4].

У сучасних економічних умовах підвищення ефективності спорудження нафтогазових свердловин тісно пов'язане із управлінням якістю і зменшенням енергетичних витрат. Актуальність цієї задачі зумовлена також необхідністю входження України до світової системи, розвитком конкуренції на ринку бурових робіт.

На даний час показники якості та енерговитратності при спорудженні свердловин не фігурують у звітах бурових підприємств України. Вони відображаються під час експлуатації свердловин і суттєво впливають на їх продуктивність та термін їх окупності й визначають доцільність розробки родовищ нафти і газу особливо дрібних, малодебітних та важкодоступних.

Нафтогазова свердловина – це капітальна технічна споруда з відповідним комплексом специфічних вимог для забезпечення її тривалого й ефективного функціонування в процесі експлуатації родовища. Гарантована якість та мінімальна енергозатратність під час будівництва таких свердловин досягається використанням новітніх технологій їх спорудження, для реалізації яких необхідні бурове устаткування і ефективний бурильний інструмент, засоби контролю й автоматизованого керування технологічними процесами, високоефективні та екологічно безпечні системи бурових розчинів.

Особливості технологій буріння характеризуються певним набором параметрів процесів, якісні та кількісні значення яких підбирають відповідно до гірничо-геологічних умов, технічних характеристик бурової установки та інших чинників. Ефективність технологій визначається впливом їх параметрів на якість і техніко-економічні показники буріння, [4]. На даний час прогресивні зміни у спорудженні свердловин пов'язані з використанням енергоефективних технологій буріння на урівноважених вибійних і пластових тисках. Цим забезпечується підвищення їх продуктивності і вилучення з пласта вуглеводнів; найвищу економічну рентабельність експлуатації родовищ у відповідних умовах (пласти малої товщини, низької проникності, з вертикальною тріщинуватістю, тощо), максимальний видобуток залишкових ресурсів вуглеводнів; повернення в роботу бездіючого фонду свердловин.

Оснащення бурових установок на вітчизняних бурових підприємствах застарілим силовим і енергетичним обладнанням призвело до надмірних витрат енергії на один метр проходки свердловини з коефіцієнтом корисної дії при її передачі до долота не більше 15%. Лише бурові насоси споживають понад 80% всієї енергії, яка витрачається на буріння свердловини, [5]. Енерговитрати процесу промивання свердловини суттєво залежать від потужності бурового насоса, яка, в основному, визначається його тиском помпування і продуктивністю. За меншої від оптимальної продуктивності бурового насоса погіршується видалення шламів із вибою і його транспортування кільцевим простором на устя. Це призводить до заклинювання долота, затяжок і прихоплення бурильного інструменту, зниження швидкості буріння внаслідок повторного перемелювання вже утворених уламків породи. При надмірній продуктивності бурових насосів недоліків вбачається ще більше:

- підвищується диференціальний тиск на вибої свердловини та зростають гідравлічні втрати у кільцевому просторі;
- інтенсифікується розмивання стінок свердловини до утворення каверн і жолобів;
- посилюються поглинання бурового розчину і спрацювання елементів бурових насосів, вертлюгів, різьбових з'єднань бурильної колони, насадок долота;
- зростають енергетичні затрати на реалізацію гідравлічної програми промивання і буріння свердловини загалом.

Поширене на практиці проектування оптимальної продуктивності бурового насоса провадиться з урахуванням даних про спосіб буріння, діаметри доліт і особливості їх промивальних систем, профіль свердловини, гранулометричні характеристики шламів. Вибрані значення продуктивності бурового насоса для буріння кожного наступного інтервалу свердловини (кондуктор, проміжна і експлуатаційна колони) є незмінними і завищеними.

Проте під час буріння свердловини зі змінною механічною швидкістю і постійною продуктивністю насоса розосереджений в буровому розчині кільцевому простору об'єм шламів характеризується певною об'ємною концентрацією, яка згідно з єдиними технічними правилами ведення бурових робіт повинна складати 0,02–0,05. Для теоретичного визначення її використовують залежність, [6-8]:

$$C = \frac{v_M \cdot S_{ВИБ}}{(v_{КП} - v_0) \cdot S_{КП}}, \quad (1)$$

де:  $S_{ВИБ}$ ,  $S_{КП}$  – відповідно площа вибою свердловини і поперечного перерізу кільцевого простору;

$v_M$  – постійна механічна швидкість буріння;

$v_{КП}$  – швидкість підіймання бурового розчину кільцевим простором;

$v_0$  – швидкість осідання шламів в буровому розчині.

$$v_0 = 3 \cdot \sqrt{(0.02 + 0.035 \cdot D_D) \cdot \left( \frac{\rho_{ГП}}{\rho_{БР}} - 1 \right)}, \quad (2)$$

де:  $\rho_{БР}$ ,  $\rho_{ГП}$  – відповідно густини бурового розчину і гірської породи, яка розбурюється;

$D_D$  – діаметр долота.

Стабільність параметра «С» є одним із проблемних питань промивання свердловини. Під час поглиблення вибою спостерігається поступове зменшення механічної швидкості проходки. Це відбувається через зношування озброєння долота та поступове зростання із глибиною густини і твердості гірської породи. За сталої продуктивності бурового насоса це обумовлює зменшення концентрації шламів в буровому розчині кільцевого простору свердловини. Другою особливістю, пов'язаною із регулюванням продуктивності бурового насоса, є утворення меншої фракції шламів частинок, що обумовлено зміною форми і геометрії озброєння долота і глибиною свердловини.

Для обмеження мінімальної продуктивності бурового насоса використовують умову забезпечення швидкості потоку бурового розчину в кільцевому просторі свердловини, більшої, за швидкість осідання шламів  $v_0$ .

На графічній залежності рис. 1 відображено характер зміни швидкості осідання шламів  $v_0$  в буровому розчині кільцевого простору за різних діаметрів стовбура свердловини і співвідношенні  $\rho_{БР}/\rho_{ГП}$ . Характерною особливістю при цьому є відповідність нижчої межі швидкості осідання шламів меншим значенням діаметра

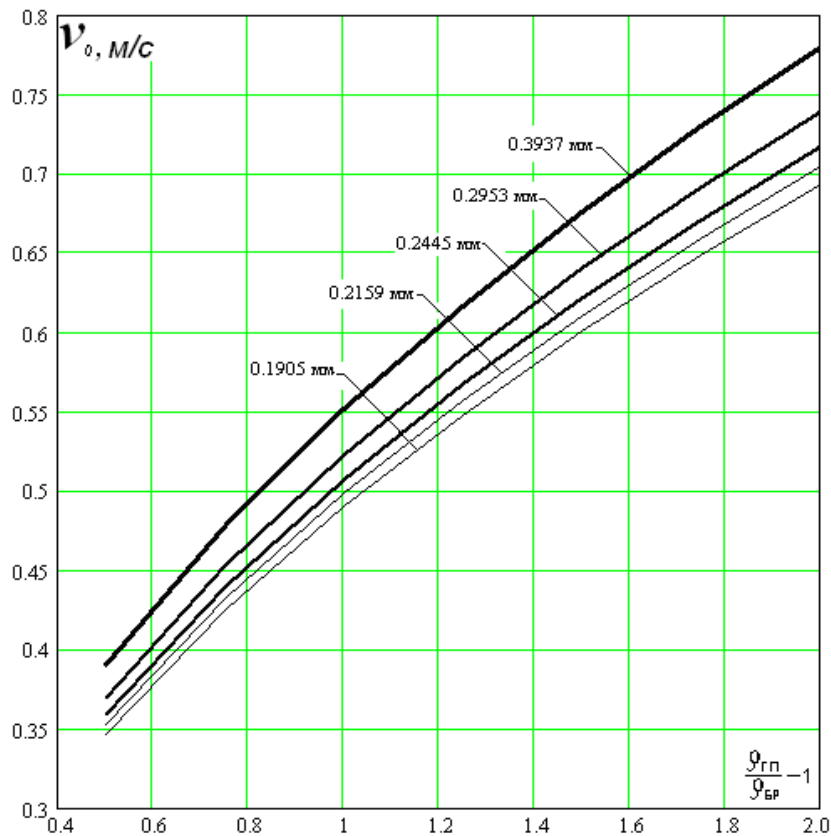


Рисунок 1 – Залежність швидкості осідання шламу в кільцевому просторі від діаметрів доліт, густин бурового розчину і гірських порід

долота і густині гірської породи та більшій густині бурового розчину. Значення швидкості 0.35 м/с відповідає меншим за розміром частинкам шламу характерних для долота діаметром 190,5 мм, а 0.78 м/с – більшим для долота, діаметром 393,7 мм.

Гідротранспортування шламу потоком бурового розчину кільцевим простором стовбура свердловини забезпечується за умови  $v_o < v_{КП}$ , яка в свою чергу залежить від продуктивності бурового насоса і максимальної величини площі  $S_{КП}$ . Останній параметр визначається за діаметром свердловини і бурильної колони  $d_{БК}$  та обчислюється за залежністю:

$$S_{КП} = \pi/4 (D_{д}^2 - d_{БК}^2). \quad (3)$$

Технологією буріння свердловини встановлено відповідні співвідношення між діаметрами долота, обважнених і звичайних бурильних труб, які описуються за такими умовами:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Для } D_{д} \leq 295,3 \text{ мм} \\ (d_{ОБТ} / D_{д}) = (0,75 \div 0,85) \rightarrow d_{ОБТ}^* \\ \text{Для } D_{д} > 295,3 \text{ мм} \\ (d_{ОБТ} / D_{д}) = (0,65 \div 0,75) \rightarrow d_{ОБТ}^* \\ (d_{БТ} / d_{ОБТ}^*) = (0,75 \div 0,8) \rightarrow d_{БТ}^* \end{array} \right\}, \quad (4)$$

де  $d_{ОБТ}^*$ ,  $d_{БТ}^*$  – стандартні діаметри обважнених і звичайних бурильних труб.

У відповідності до приведених співвідношень між  $D_{д}$ ,  $d_{ОБТ}^*$ ,  $d_{БТ}^*$  впливає, що при сталій величині продуктивності бурового насоса для кільцевого простору свердловини характерною є умова  $v_{КП}^{ОБТ} > v_{КП}^{БТ}$  при  $S_{КП}^{ОБТ} < S_{КП}^{БТ}$  (де  $S_{КП}^{ОБТ}$ ,  $S_{КП}^{БТ}$  – відповідно площі поперечного перерізу кільцевого простору на рівні обважнених і простих бурильних труб).

Для стандартного ряду діаметрів доліт  $D_{д}$  і бурильних труб  $d_{БТ}^*$ , які використовуються при бурінні нафтогазових свердловин, значення площ вибою  $S_{ВИБ}$  і кільцевого простору свердловини  $S_{КП}^{БТ}$  змінюються від 0.005 до 0.2 м<sup>2</sup>, за умови відсутності каверно- і жолобоутворень на стінках свердловини, рис. 2.

За дотримання умов допустимої концентрації шламу в буровому розчині кільцевого простору (0,02-0,05) було встановлено величини продуктивності бурового насоса для забезпечення ефективного промивання свердловини і винесення частинок гірської породи на устя при  $0,5 \frac{\text{м}}{\text{год}} < v_m < 10 \frac{\text{м}}{\text{год}}$  і  $0,35 \frac{\text{м}}{\text{год}} < v_o < 0,8 \frac{\text{м}}{\text{год}}$  на денну поверхню (рис. 3).

За результатами розрахунків було встановлено, що для діаметрів доліт  $D_{д} < 215,9$  мм, концентрації шламу в буровому розчині кільцевого простору при  $C=0,02$ ,  $v_m=(0,5-10) \text{ м/год}$  і

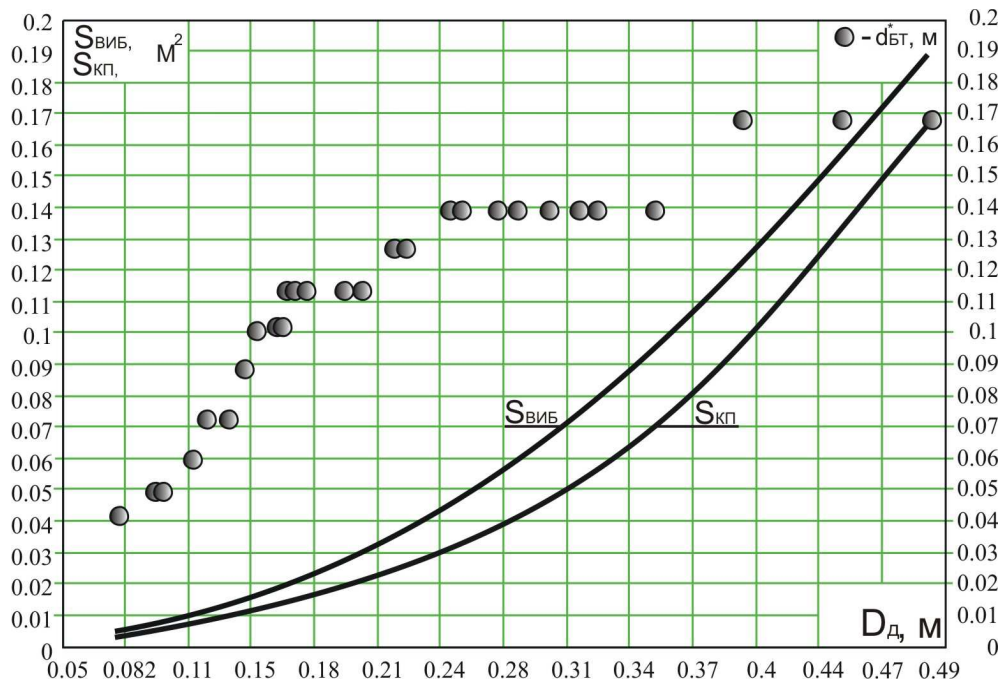
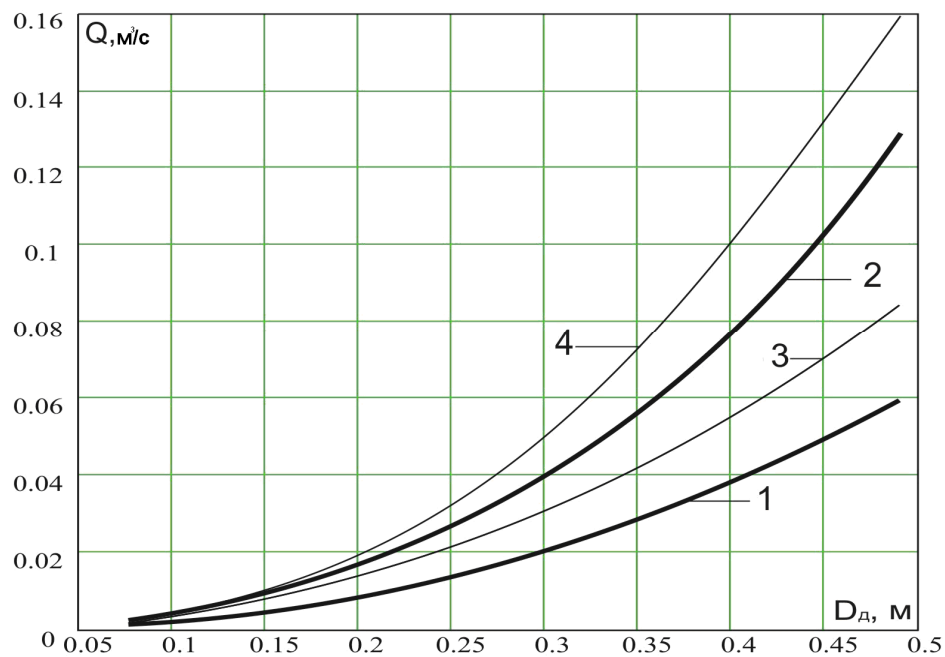


Рисунок 2 – Співвідношення між площами вибою і кільцевого простору свердловини та діаметрами доліт і бурильних труб



- 1 –  $v_M=0.5$  м/год  $v_0=0.35$  м/с,  $C=0.02$ ;      2 –  $v_M=0.5$  м/год  $v_0=0.8$  м/с,  $C=0.02$ ;  
 3 –  $v_M=10$  м/год  $v_0=0.35$  м/с,  $C=0.02$ ;      4 –  $v_M=10$  м/год  $v_0=0.8$  м/с,  $C=0.02$ .

Рисунок 3 – Залежність продуктивності бурового насоса від механічної швидкості буріння і осідання шламу в буровому розчині

$v_0=(0.35-0.8)$  м/с продуктивність бурового насоса  $Q$  не повинна перевищувати  $0.022$  м<sup>3</sup>/с. Для  $215,9 < D_д < 295,3$  мм при цих самих умовах вона повинна становити від  $0.022$  м<sup>3</sup>/с  $< Q < 0.05$  м<sup>3</sup>/с, а для  $D_д > 295,3$  мм:  $0.05$  м<sup>3</sup>/с  $< Q < 0.16$  м<sup>3</sup>/с. При  $C=0.05$  продуктивність бурового насоса в порівнянні із приведеними вище значеннями  $Q$  зменшується приблизно на 15%.

На бурових установках, які найбільше використовуються в Україні, встановлено двопоршневі бурові насоси двосторонньої дії модифікацій У8, БРН, НБТ, УНБ. Завдяки конструктивному виконанню, як зображено на гістограмі рис. 4, вони можуть забезпечити діапазон зміни продуктивності від  $0,015$  до  $0,052$  м<sup>3</sup>/с.

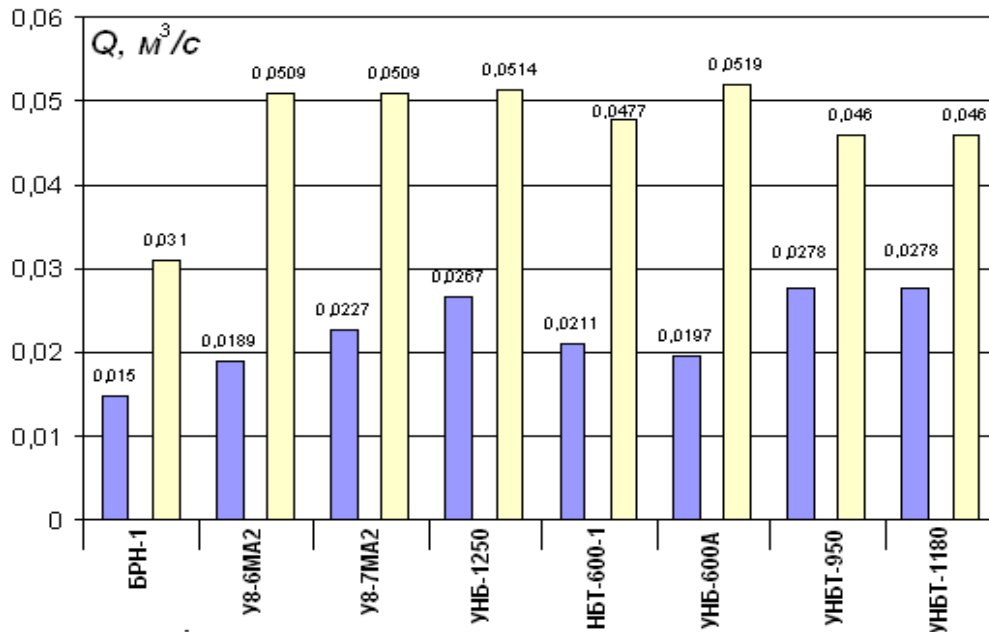


Рисунок 4 – Діаграма зміни продуктивності різних типів бурових насосів

Потужність бурових насосів вибирається із врахуванням можливості буріння як роторним, так і турбінним способами. На серійних бурових установках різних класів номінальна приводна потужність одного бурового насоса становить від 300 до 950 кВт, а на деяких досягає 1180 кВт і більше. Номінальна частота обертання привода бурового насоса вибирається в межах від 500 до 1000 об/хв. На серійних установках встановлюється, як правило, два, а на морських – три бурових насоси.

Режим роботи бурового насоса характеризується постійною номінальною потужністю при тиску помпування  $P = \text{const}$ . Наближення до цього режиму при нерегульованому приводі досягається шляхом зміни циліндричних втулок різного діаметра. Тому буровий насос оснащується змінними поршнями й втулками кількох діаметрів, які забезпечують можливість регулювання тиску нагнітання бурового розчину у міру поглиблення свердловини. Проте із зміною поршнів пов'язані наступні закономірності:

- для забезпечення умови міцності й довговічності механізмів насоса зусилля в штоках, підшипниках, передавальних механізмах повинні бути рівними для різних діаметрів поршнів;
- за меншого діаметра поршня виникає більший тиск на виході бурового насоса;
- при зменшенні діаметра поршня й постійній швидкості його руху подача бурового насоса зменшується прямо пропорційно площі поршня;
- за різних діаметрів поршня повинен зберігатися режим постійної потужності привода бурового насоса.

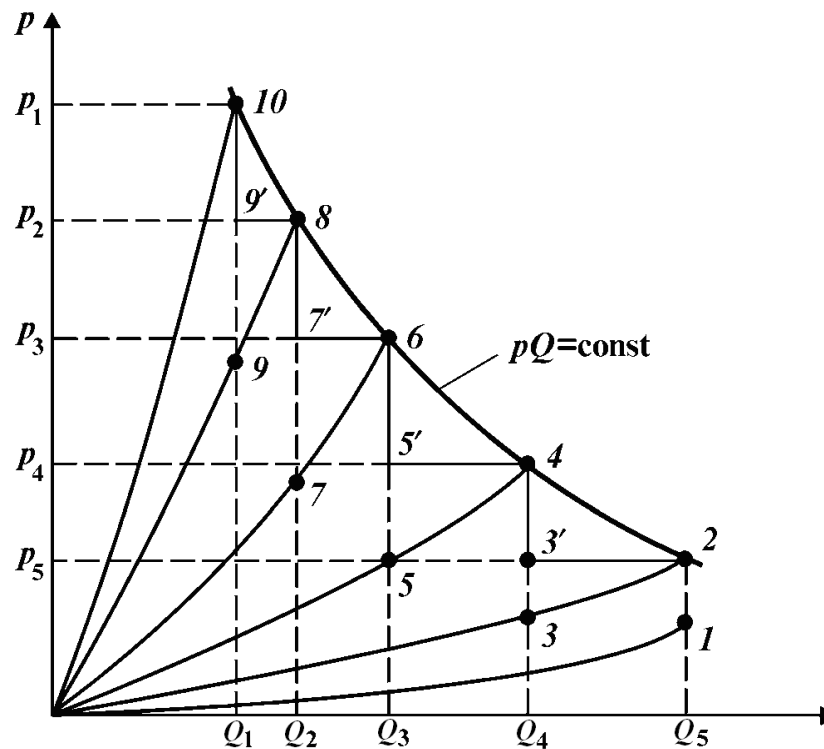
Режим роботи бурового насоса характеризується залежністю продуктивності  $P(Q)$  (рис. 5). Якщо прийняти, що до комплексу бурового насоса входять 5 типорозмірів змінних

поршнів, то основні розрахункові точки 2, 4, 6, 8, 10, які відповідають різним діаметрам поршнів, будуть розташовуватися на кривій постійної потужності. При цьому точка 2 відповідає максимальному, а точка 10 – мінімальному діаметру поршня.

При незмінному діаметрі поршня продуктивність бурового насоса пропорційна швидкості обертання валу його привода, а момент на валу – пропорційний тиску помпування насоса. Зі збільшенням глибини свердловини продуктивність бурового насоса може залишатися постійною, а тиск помпування повинен зростати. Продовжувати роботу з поршнем діаметра  $D_5$  вище точки 2 є неприпустимо, тому що потужність привода перевищить допустиме значення. Тому в точці 2 необхідно замінити поршень з діаметра  $D_5$  на поршень із діаметром  $D_4$ . Оскільки за тієї ж швидкості привода внаслідок зменшення діаметра поршня продуктивність насоса зменшиться, а крива навантаження залишиться незмінною, режим його роботи буде визначатися точкою 3.

У випадку використання нерегульованого електропривода бурового насоса й періодичної заміни поршнів залежність  $P(Q)$  відображається відрізками вертикальних прямих 1-2, 3-4, 5-6, 7-8, 9-10. Із графіка (рис. 5) видно, що в точках 1, 3, 5, 7, 9 потужність, яка розвиває насос, є значно меншою номінальної. Вимушене невикористання потужності в порівнянні з ідеальною кривою  $P = \text{const}$ , можна оцінити сумарною площею трикутників 2-3-4, 4-5-6, 6-7-8, 8-9-10.

Завдяки можливості зміни швидкості по відношенню до номінальної, графік роботи бурового насоса, оснащеного регульованим електроприводом (рис. 5), є ламаною кривою 1-2-3'-4-5'-6-7-8-9'-10. Аналіз графіка (рис. 5) свідчить, що в цьому випадку невикористання по-



1-2-3-4-5-6-7-8-9-10 – для нерегульованого електроприводу;  
 1'-2'-3'-4'-5'-6'-7'-8'-9'-10' – для регульованого електроприводу при постійному моменті;  
 2-4-6-8-10 – для регульованого електроприводу при постійній потужності

Рисунок 5 – Графік режимів роботи бурового насоса з різним приводом

тужності є значно меншим, ніж при нерегульованому приводі. Застосування регульованого електроприводу зменшує кількість замін поршнів у процесі буріння свердловини і збільшує ступінь використання потужності бурового насоса. Це виявляється в тому, що при однаковому (з нерегульованим приводом) тиску помпування продуктивність бурового насоса є більшою, ніж при нерегульованому електроприводі. Незалежно від способу буріння поліпшується якість очищення вибою від шламів і збільшується механічна швидкість проходки за рахунок його повторного перемелювання.

У результаті дослідження параметрів роботи бурового насоса типу У8-6МА2 було встановлено, що при регульованому електроприводі механічна швидкість і проходка на долото збільшуються на 20%, а число рейсів і енергетичні витрати скорочуються на 20% (порівняно з нерегульованим).

Переваги регульованого електроприводу бурових насосів проявляються в наступному:

- забезпечується найкраще використання встановленої потужності для різних типів вибійних двигунів;
- регулюється частота обертання долота й середньої потужності, яка підводиться до нього;
- збільшується гідравлічна потужність у міру зношування вибійного двигуна;
- полегшується пуск бурових насосів під навантаженням, що зменшує зношування засувки й полегшує працю бурової бригади;

– розширюються можливості ліквідації аварій, пов'язаних із прихопленнями й деякими іншими аварійними ситуаціями;

– рівномірність подачі бурового розчину дає змогу відмовитися від пневмокомпенсаторів.

Для забезпечення цих переваг регульований електропривод бурового насоса повинен відповідати таким вимогам:

- можливістю плавного, затягнутого в часі пуску (до 60 с);
- пусковий момент не повинен перевищувати номінальний більш ніж на 10%;
- можливість регулювання швидкості привода в режимі буріння до 50%, а в режимах відновлення циркуляції до 80%, менше від номінального значення;
- при регулюванні швидкості менше від номінальної, привод повинен забезпечувати сталість тиску помпування, що відповідає сталості моменту на його валу;
- привод бурового насоса повинен мати тверду механічну характеристику з відносним падінням швидкості від холостого ходу до номінального навантаження близько 5%.

Бурові насоси, незалежно від типу їх привода, є дуже габаритними й важкими, що ускладнює їх транспортування, монтаж і ремонт. За останні роки все більшого застосування знаходять швидкохідні трипоршневі бурові насоси однієї дії (триплекси) замість дво-поршневих двосторонньої дії, які мають такі переваги:

- в 1,4- 1,5 рази менша маса й габарити;
- в 2 рази зменшено нерівномірність подачі;
- в 5-6 разів зменшено нерівномірність тиску;
- в 1,3- 1,4 рази зменшено їхньою масу
- в 2-3 рази зменшено число змінних деталей.

Перехід на буріння глибоких вертикальних і похило-скерованих свердловин для розробки залишкових, малоперспективних нафтогазових родовищ на суші і на морі, а також покладів сланцевого газу, вимоги енергоефективності висувають особливі умови щодо використання бурових насосів, як найбільш енергоємного силового агрегату бурової установки. А оскільки більшість бурових насосів, якими оснащені вітчизняні бурові установки, експлуатуються із нерегульованим приводом, плавне регулювання продуктивності (подачі) і енергетичних витрат ускладнюється. Окрім того, чергування гірських порід із різними фізико-механічними властивостями та буримістю та зношення долота обумовлюють зменшення механічної швидкості буріння свердловини і, відповідно, об'ємної концентрації шламу в буровому розчині кільцевого простору. За цих умов при незмінній продуктивності бурових насосів зростають енергетичні витрати. Тому для енергоефективної модернізації процесу промивання свердловини необхідною умовою є: використання регульованих приводів бурових насосів старих моделей; облаштування бурових установок новими їх модифікаціями однобічної дії – триплексами; зміна продуктивності бурового насоса під час довбання долотом за один рейс; корегування продуктивності бурового насоса за механічною швидкістю буріння.

## **Література**

1 Енергетичні ресурси та потоки; під заг. ред. А.К. Шидловського. – К.: Українська енциклопедичні знання, 2003. – 472 с.

2 Перспективи нарощування геологорозвідувальних робіт Національною акціонерною компанією «Нафтогаз України» до 2015 року / Олександр Зейкан, Василь Гладун, Петро Чепіль, Петро Максимчук // Геологія і геохімія горючих копалин. – 2011. – №1-2(154-155). – С. 59-61.

3 «Сланцевий» газ та перспективи відкриття його родовищ у межах Волино-Подільської плити / А.В. Локтєв, М.І. Павлюк, А.А. Локтєв // Геологія і геохімія горючих копалин. – 2011. – №1-2(154-155). – С. 92.

4 Енергоефективність як ресурс інноваційного розвитку: Національна доповідь про стан та перспективи реалізації державної політики енергоефективності у 2008 році / С.Ф. Єрмілов, В.М. Гесць, Ю.П. Ященко, В.В. Григоровський, В.Е. Лір та ін. – К.: НАЕР, 2009. – 93 с.

5 Хакімов Л.З. Оптимальні витрати промивальної рідини для буріння свердловини діаметром 215,9 мм / Л.З. Хакімов, В.П. Дверій // Нафтова і газова промисловість. – 2003. – №4. – С. 24 – 25.

6 Лігоцький М. В. Оптимальні швидкості у кільцевому просторі для винесення вибуреної породи / М.В. Лігоцький // Нафтова і газова промисловість. – 2002. – №4. – С. 24-25.

7 Чудик І.І. Оптимальна подача промивальної рідини на вибір свердловини при бурінні свердловини [Текст] / І.І. Чудик, Р.Б. Бабій // Нафтогазова енергетика. – 2007. – № 3 (4). – С. 71-75.

8 Чудик І.І. Дослідження величини подачі насоса для промивання скерованих свердловин [Текст] / І.І. Чудик // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. – № 4(37). – С. 39-46.

9 Буровые насосы с регулируемой подачей / С. В. Ловчев, В. И. Рошупкин, С. Л. Залкиа [и др.]. – М.: Недра, 1977. – 270 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
16.05.12*

*Рекомендована до друку професором  
Коцкуlichem Я.С.*

## ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ ВУГЛЕВОДНІВ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГАЗОКОНДЕНСАТНИХ СВЕРДЛОВИН ЮЛІЇВСЬКОГО НГКР

<sup>1</sup> В.Б. Воловецький, <sup>2</sup> О.М. Щирба, <sup>2</sup> В.І. Коцаба, <sup>3</sup> О.Ю. Витязь

<sup>1</sup>ГПУ “Шебелинкагазвидобування”, 63011, Харківська обл., Валківський район,  
сmt. Старий Мерчик, тел. (05753) 52378, e-mail vvb11@ukr.net

<sup>2</sup>Український науково-дослідний інститут природних газів;  
61125, м. Харків, Красношкільна наб., 20, тел. (057) 7304521, 7381495

<sup>3</sup>ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42073,  
e-mail o.vytyaz@gmail.com

Запропоновано комплексний підхід щодо зменшення втрат вуглеводнів під час експлуатації газоконденсатних свердловин Юліївського НГКР. Рекомендуються заходи: попередження гідратування по шлейфах газоконденсатних свердловин в місцях зосередження значної кількості місцевих опорів шляхом підключення перемичок від існуючих інгібіторопроводів, збирання рідини під час продування свердловини та шлейфу на технологічних установках комплексної підготовки газу УКПГ-1 та УКПГ-2 через існуючі сепаратори шляхом їх переобв'язки, поступове переведення свердловин УКПГ-2 з високим водним фактором в роботу на вертикальний сепаратор УКПГ-1 для розділення потоків газу та кращого очищення, використання газу вивітрювання з розділювача для власних потреб на вогневі підігрівачі двох технологічних установок. Виконання наведених рішень дозволить раціональніше використовувати вуглеводневу сировину.

Ключові слова: гідратування, метанол, продування, сепаратор.

Предложен комплексный подход к снижению потерь углеводородов при эксплуатации газоконденсатных скважин Юльевского НГКР. Рекомендуются следующие мероприятия: предупреждение гидратообразования по шлейфам газоконденсатных скважин в местах сосредоточения большого количества местных сопротивлений путем подключения перемычек от существующих ингибиторопроводов, сбора жидкости при продувке скважины и шлейфа на технологических установках комплексной подготовки газа УКПГ-1 и УКПГ-2 через существующие сепараторы путем их переобвязки, постепенный перевод скважин УКПГ-2 с высоким водным фактором в работу на вертикальный сепаратор УКПГ-1 для разделения потоков газа и лучшей очистки, использование газа выветривания с разделителя для собственных нужд на огневые подогреватели двух технологических установок. Выполнение приведенных решений позволит рационально использовать углеводородное сырье.

Ключевые слова: гидратообразования, метанол, продувание, сепаратор.

The integrated approach concerning hydrocarbons loss reduction during the operation of the Yuliyivka gas condensate field has been offered. Due to this fact the following measures are suggested – the prevention of hydrate formation in gathering lines of gas condensate wells at the locations with a significant number of local resistance spots concentration with the help of bridge connections from conventional inhibitor lines, fluid collection during well and gathering line blasting at the technological units (УКПГ-1 and УКПГ-2) of complex gas treatment through conventional separators by their manifold piping rearrangement, the gradual transforming of УКПГ-2 wells with the high water factor into operation at the УКПГ-1 vertical separator for gas streams segregation and its better sweetening, applying escaping gas from the separator for own needs at fired heaters of two technological units. Implementation of the abovementioned solutions will allow us to use hydrocarbon resources more efficiently.

Key words: hydrate formation, methanol, blasting, separator.

Сьогодні перед Україною гостро стоїть проблема зниження залежності від імпортованих вуглеводнів шляхом зменшення споживання завдяки впровадженню енергозберігаючих технологій та підвищення обсягів власного видобутку природного газу, газового конденсату та нафти. Вагоме місце в цьому займає збільшення кількості розвіданих площ, чіткий контроль за розробкою нафтогазоконденсатних родовищ протягом усього періоду, реконструкція та модернізація технологічних установок підготовки газу та нафти. З метою раціонального використання запасів кожного родовища необхідно підходити індивідуально до створення передумов задля стабільного видобутку вугле-

воднів та зменшення їх втрат. Тому в нинішніх умовах зростання вартості природного газу на ринку підприємствам видобутку вуглеводнів потрібно проводити заходи із впровадження технологій для більш ефективного використання попутного газу, газу вивітрювання, газу дегазації при експлуатації нафтових і газоконденсатних свердловин. У статті буде розглянуто альтернативні рішення та шляхи їх впровадження на об'єктах видобутку Юліївського нафтогазоконденсатного родовища (ЮНГКР).

У даний час на Юліївському НГКР в експлуатації перебувають газоконденсатні та нафтові свердловини. Газоконденсатні свердловини ЮНГКР підключені до двох установок ком-

плексної підготовки газу УКПГ-1, УКПГ-2 та установки первинної підготовки газу УППГ Східного блоку свердловин. Нафтові свердловини ЮНГКР під'єднані до установки комплексної підготовки нафти (УКПН) Центрального блоку та пункту збору нафти (ПЗН) Східного блоку.

Дев'ять газоконденсатних свердловин (3 (85), 60, 89 (10), 56, 57, 72 (74)) і два газопроводи підключено до установки вимикаючих пристроїв (УВП) УКПГ-1.

Наступні газоконденсатні свердловини ЮНГКР та інших родовищ (58, 67, 107, 66, 65, 9, 64, 7, 69, 68, 78, 1 Недільного ГКР, 89, 77 (51), 53, 79, 57, 3 Недільного ГКР (63 Скворцівського НГКР), 73, 61, 71, 50 підключено до УВП установки первинної підготовки газу (УППГ) УКПГ-2 [1].

Також до УВП УППГ УКПГ-2 підключено три газопроводи, з яких надходить газ з таких об'єктів: УППГ Східного блоку свердловин Юліївського НГКР, УППГ Наріжнянського НГКР, УКПГ-1 Скворцівського НГКР; два газопроводи, по яких працюють газоконденсатні свердловини від УКПГ-2 з низькими робочими тисками на УКПГ-1.

Шістнадцять нафтових свердловин (8, 21, 31, 34, 55, 59, 76, 100, 101, 103, 104, 105, 106, 109, 113, 115) підключено до УКПН Центрального блоку свердловин, свердловина 102 – в очікуванні підключення.

Чотири нафтові свердловини (62, 110, 111, 112) підключено до ПЗН Східного блоку свердловин.

Метою даної статті є оптимізація втрат вуглеводневої сировини при боротьбі з основними ускладненнями, що виникають у роботі газоконденсатних свердловин.

У процесі експлуатації ЮНГКР пластовий тиск поступово знижується, наслідком чого є зниження робочих тисків та дебіту. Також під час експлуатації свердловин трапляються різноманітні ускладнення, що призводить до втрат вуглеводнів.

Тому для зменшення втрат вуглеводнів необхідні такі заходи:

- попередження гідратуутворення по шлейфу газоконденсатних свердловин;
- збирання рідини під час продування газоконденсатних свердловини та шлейфів;
- переведення газоконденсатних свердловин УКПГ-2 з високим водним фактором в роботу на УКПГ-1;
- використання попутного газу та газу вивітрювання з розділювачів рідини на власні потреби, наприклад, на вогневі підігрівачі, газові котли тощо.

Основними ускладненнями в роботі газоконденсатних свердловин є накопичення рідини у понижених ділянках траси та гідратуутворення, а у нафтових – відкладення парафіну вздовж колони НКТ.

Додатковими ускладненнями, що негативно впливають на роботу свердловин, є значна довжина шлейфу. Довжини шлейфів газоконденсатних свердловин перебувають у межах від

1 до 5,5 км, а в окремих випадках сягають 7,8-12, 3 км, нафтових – від 1,5 до 5,2 км.

Під час експлуатації газоконденсатних свердловин спостерігається гідратуутворення на різних ділянках, особливо в місцях перешкод, де шлейфи газоконденсатних свердловин проходять через ставки, ріки, перетинають залізничні колії, автомобільні та магістральні дороги, прокладені в обхід перешкод (діючих шлейфів, газопроводів), проходять через лісо-смуги, гірську місцевість тощо. Важливим фактором, який впливає на відкладення гідратів вздовж шлейфу, є місцеві опори (засувки, відводи, переходи, трійники, зварювальні стики). Найбільше на шлейфі зосереджено відводів з різним кутом відхилення (від 45° до 120°), на внутрішній частині якого відкладаються гідрати, що негативно впливають на роботу свердловин і ведуть до зниження тиску або зупинки свердловини.

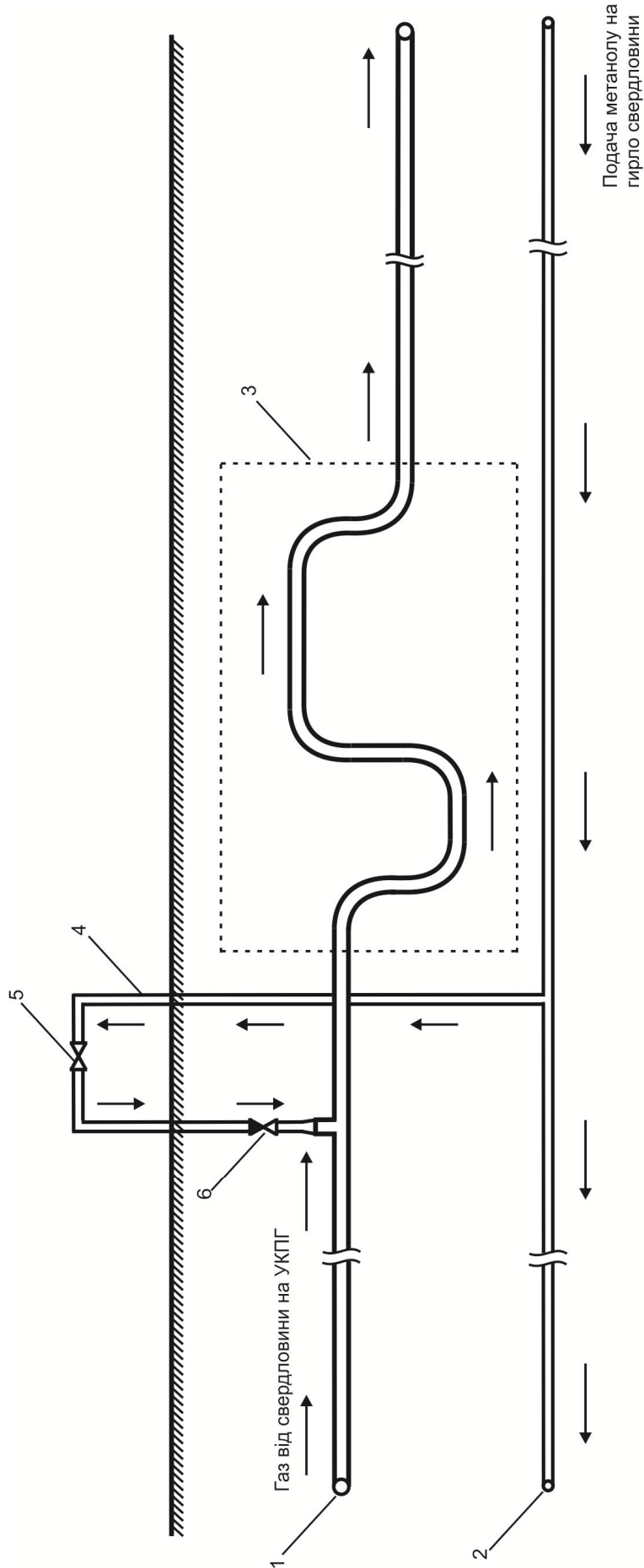
Для боротьби з гідратами на Юліївському НГКР найчастіше застосовують такі методи:

- метод зниження тиску (продування свердловини, шлейфу);
- подавання інгібітора гідратуутворення на гирло свердловини на інгібіторопроводах;
- встановлення на гирлі свердловини металевих бачків;
- закачування інгібітора гідратуутворення за допомогою насосного агрегату ЦА-320;

Найефективнішим вважається другий метод, оскільки він забезпечує дозоване подавання метанолу на гирло свердловини, проте інгібіторопроводи прокладені не до всіх свердловин. На свердловинах, де відсутні інгібіторопроводи, використовують перший та четвертий методи. Тому необхідно вжити заходів з попередження гідратуутворення в шлейфах газоконденсатних свердловин на різних ділянках шлейфу.

За допомогою програмно-розрахункового комплексу "Контроль гідратуутворення в шлейфах свердловин", розробленого фахівцями УкрНДІгазу з метою виявлення потенційно небезпечних ділянок, в яких відбувається гідратуутворення, проведено розрахунок шлейфів газоконденсатних свердловин. За результатами розрахунку визначено шлейфи свердловин, у яких відбувається гідратуутворення. З практичного досвіду відомо, що при експлуатації даних свердловин дійсно відбувається гідратуутворення, тобто теоретичні розрахунки підтвердили припущення.

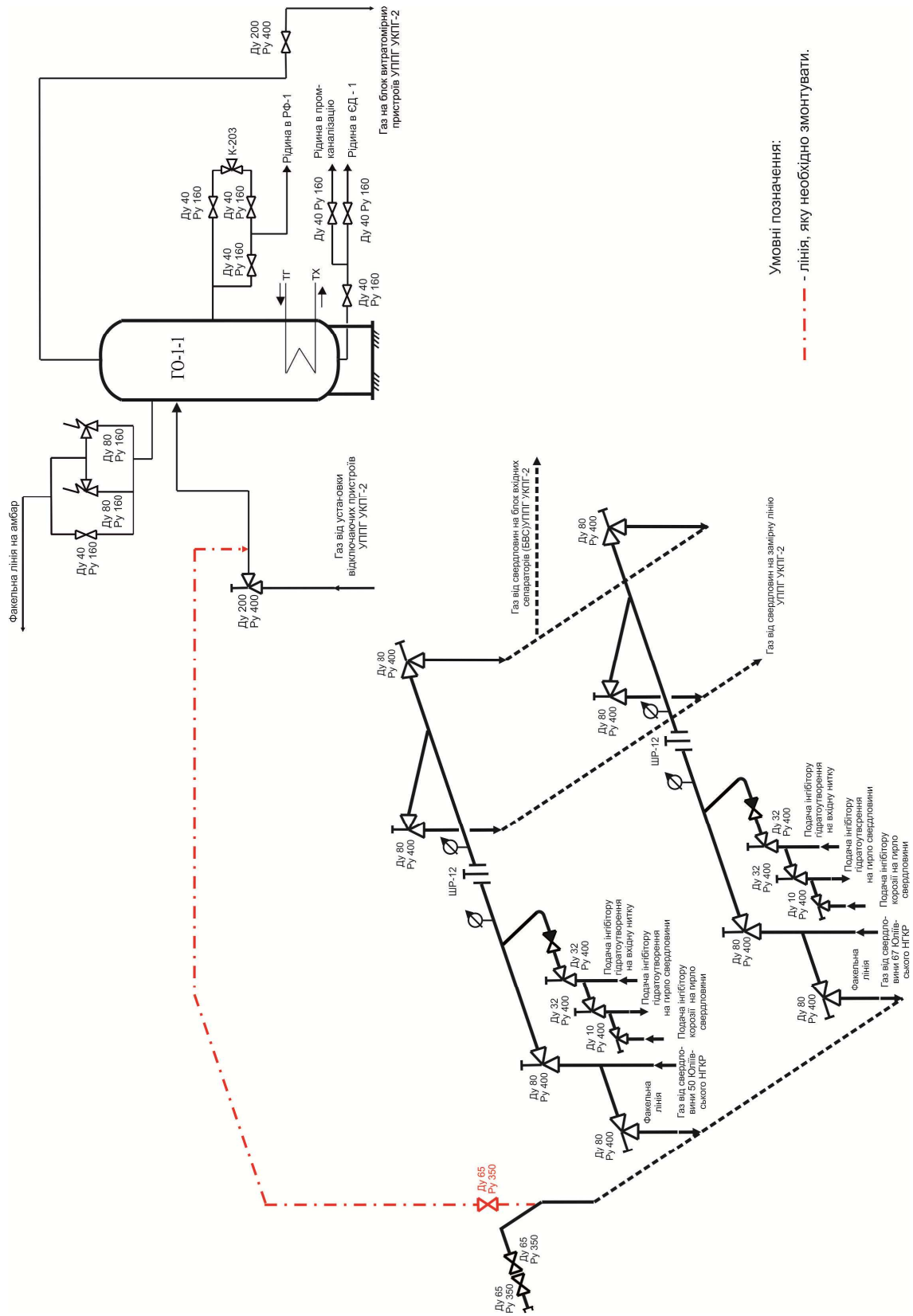
Окреслену проблему можна вирішити шляхом підключення інгібіторопроводу (поз. 2) до шлейфа свердловини (поз. 1) в місця зосередження значної кількості місцевих опорів (поз. 3) шляхом монтажу перемички (поз. 4) з вентелем (поз. 5) та зворотнім клапаном (поз. 6) (рис. 1). За необхідності можна збільшити об'єм подачі метанолу в потрібну ділянку шлейфу; при цьому вентиль на гирлі свердловини по інгібіторопроводі необхідно закрити. З метою збільшення подачі метанолу на гирло свердловини вентиль (поз. 5) необхідно закрити.



Умовні позначення:

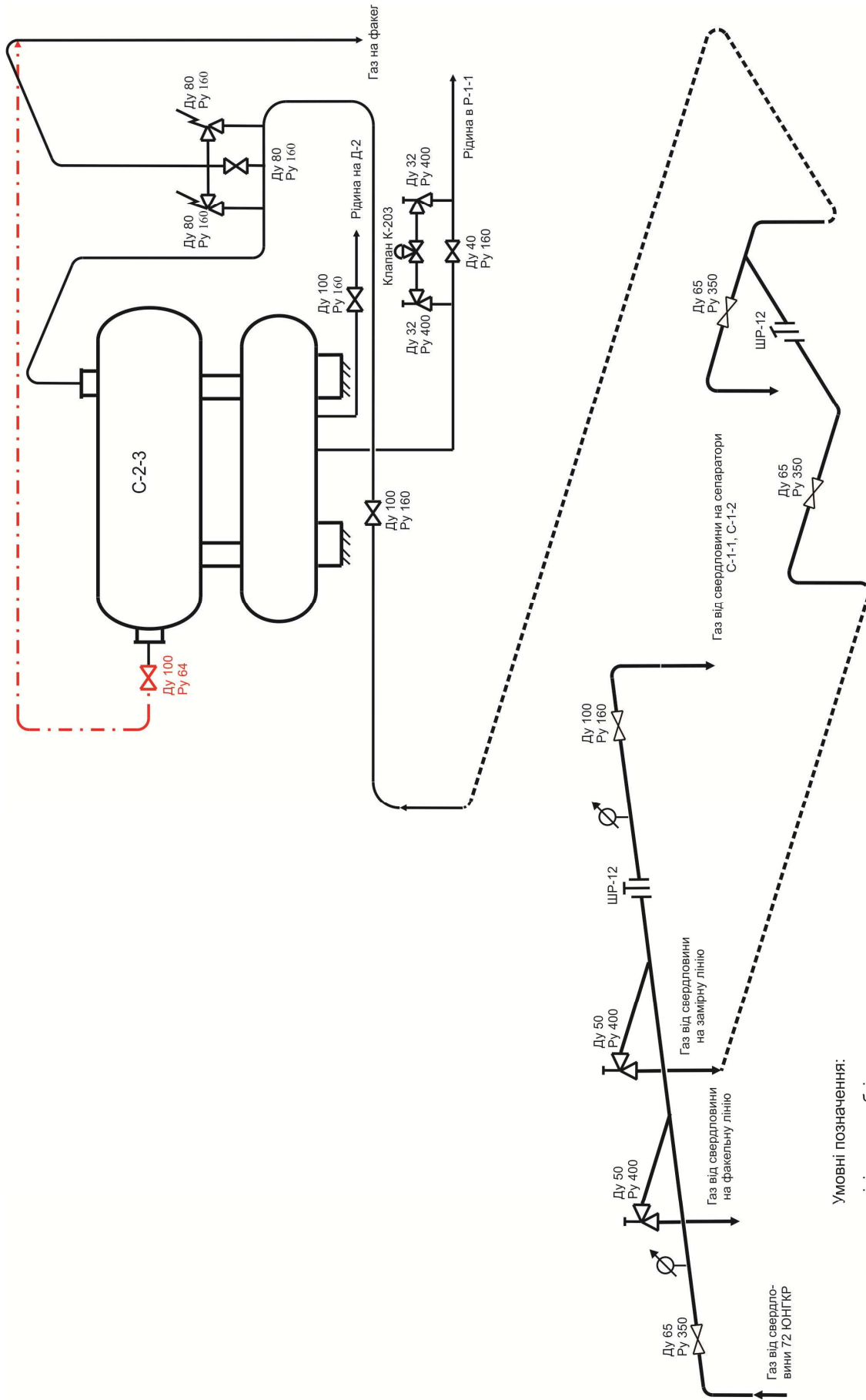
- 1 - шлейф свердловини (трубопровід діаметром 114x12);
- 2 - інгібіторопровід (трубопровід діаметром 32x4);
- 3 - місце знаходження місцевих опорів;
- 4 - перемичка (трубопровід діаметром 32x4);
- 5 - вентиль Ду 40 Ру 320;
- 6 - клапан зворотній Ду 32 Ру 320.

**Рисунок 1 – Підключення інгібіторопроводу до місць зосередження значної кількості місцевих опорів вздовж шлейфу газоконденсатної свердловини**



Умовні позначення:  
 - - лінія, яку необхідно змонтувати.

Рисунок 2 – Облаштування лінії для продажу газоконденсатних свердловин, підключених до УКПГ-2 через сепаратор ГО-1-1 на факельну лінію



**Рисунок 3 – Облаштування лінії для продування газоконденсатних свердловин, підключених до УКПГ-1 через сепаратор С-2-3 на факельну лінію**

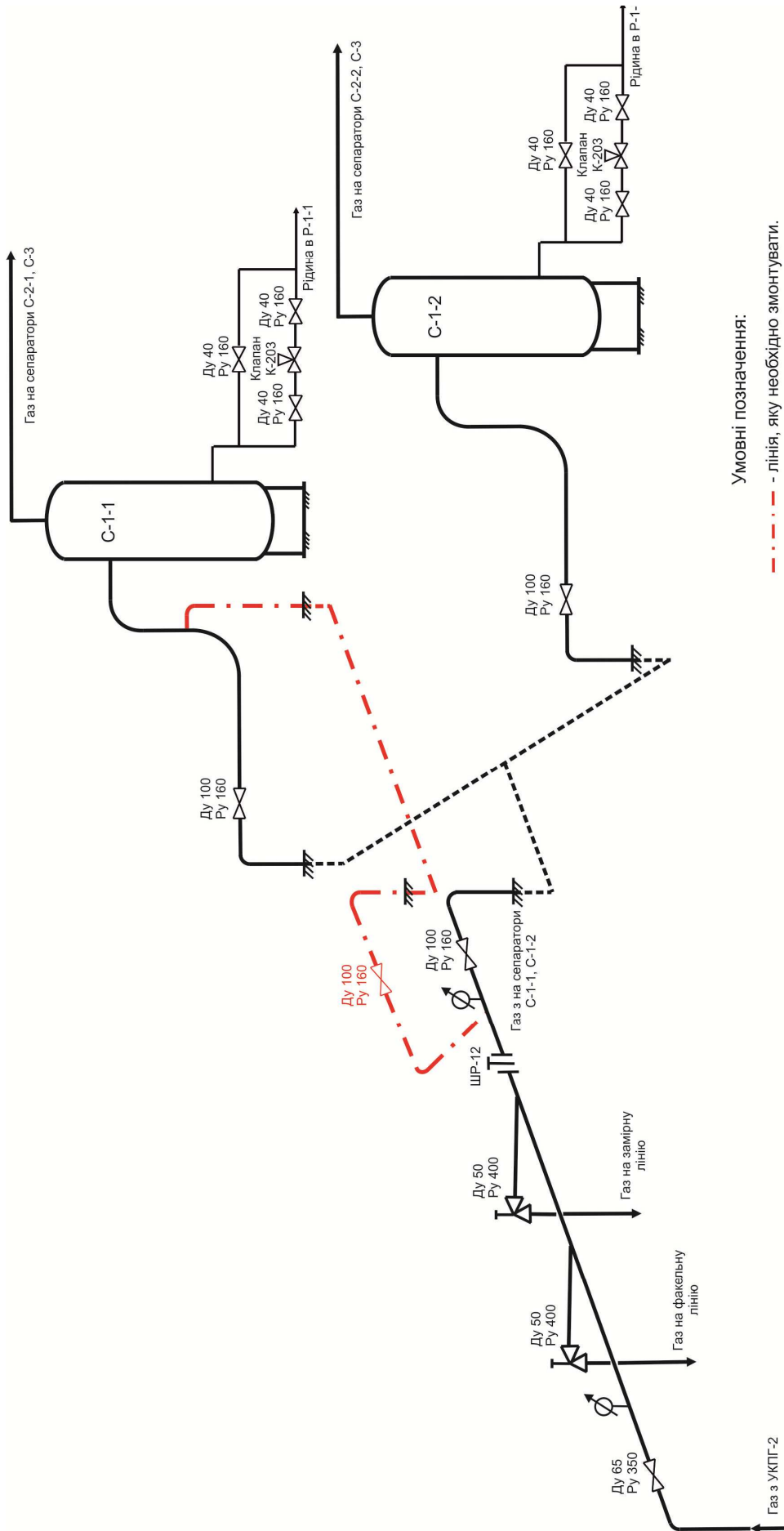


Рисунок 4 – Облаштування лінії для роботи газоконденсатних свердловин з УКПГ-2 на УКПГ-1 через сепаратор C-1-1

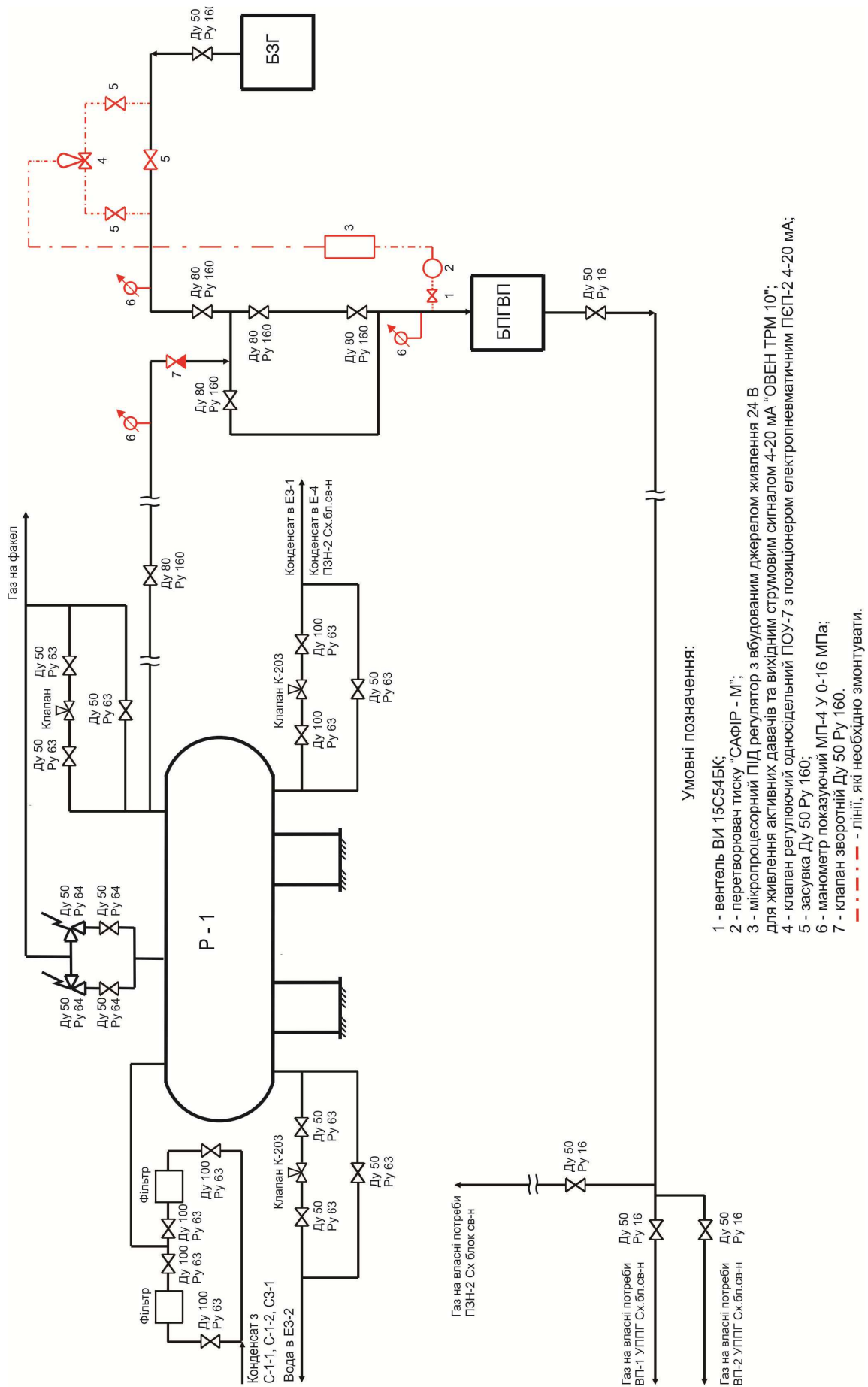


Рисунок 5 – Використання газу вивітрювання з розділювача Р-1 для власних потреб УПНГ та ПЗН-2 Східного блоку свердловин

Наведений спосіб дасть змогу здійснювати подачу метанолу в місця зосередження значної кількості місцевих опорів по шлейфу та забезпечити надійну експлуатацію газоконденсатних свердловин. Захід варто здійснити передусім на шлейфі високодебітної газоконденсатної свердловини 7 Юліївського НГКР з метою забезпечення планового видобутку вуглеводнів (довжина шлейфу 5313 м).

Слід також зазначити, що видалення рідини (пластової води та газового конденсату) зі свердловин та шлейфу здійснюється здебільшого шляхом продування. При цьому спалюється частина конденсату, який є цінною сировиною. З метою оптимізації втрат вуглеводнів запропоновано схему обв'язки устя свердловини із включенням сепаратора як один із ефективних методів збору рідини з газоконденсатних свердловин та шлейфів під час продування [2].

Також доцільно буде використовувати на УКПГ-2, УКПГ-1 сепаратор для збору рідини на технологічних установках.

У зв'язку зі зниженням робочих тисків частина свердловин, що підключені на УКПГ-2, працюють на УКПГ-1 по двох газопроводах. По одному газопроводу працюють такі свердловини: 67, 107, 69, а по іншому свердловини: 77 (51), 53, 79, 73, 61, 71 через сепаратор ГЗ-1 замірної лінії УКПГ-2. Необхідно відзначити, що шлейфи даних свердловин періодично продувають. Для вловлювання рідини необхідно облаштувати лінію для продування газоконденсатних свердловин, підключених до УКПГ-2 через сепаратор ГО-1-1 на факельну лінію (рис. 2).

Для цього пропонується прокласти газопровід від факельної лінії УКПГ-2 на вхід сепаратора ГО-1-1. Такий захід дасть можливість здійснювати продування газоконденсатних свердловин через сепаратор, при цьому газ буде виходити на факел, а рідина залишатися в сепараторі. Після продування свердловин рідина з сепаратора ГО-1-1 може поступати в розділювач фазний РФ-1 або дренажну ємність.

У теперішній час на УКПГ-1 працюють свердловини з низькими робочими тисками. Зважаючи на викладене вище необхідно також облаштувати лінію для продування газоконденсатних свердловин, підключених до УКПГ-1 через сепаратор С-2-3 на факельну лінію (рис. 3). Для цього необхідно змонтувати газопровід по виходу газу з сепаратора С-2-3 та підключити його у факельну лінію; відповідно газ надходитиме на факел, а рідина залишатиметься в сепараторі. Після продування свердловин рідина з сепаратора С-2-3 може потрапляти в розділювач Р-1-1 або на дегазатор Д-2 в ємність Е-3.

Упровадження цих заходів дозволить продувати свердловини на факельний амбар технологічної установки для винесення рідини зі шлейфа та збирання її в сепараторі, стравлювати тиск з шлейфів при утворенні гідратних пробок, тим що зменшить час простою свердловин. Це буде актуально особливо в осінньо-

зимовий період, коли внаслідок збільшення кількості опадів, зниження температури навколишнього середовища відбувається охолодження шлейфів і газоконденсатні свердловини працюють нестабільно.

Підготовка газу на УКПГ-2 здійснюється методом низькотемпературної сепарації (тобто забезпечується три ступеня сепарації). При цьому для вилучення з газу скраплених вуглеводнів проводиться охолодження товарної продукції свердловин за допомогою турбодетандера, який значно знижує температуру сепарації газу. На окремих газоконденсатних свердловинах, підключених до УКПГ-2, простежується збільшення водного фактора, що негативно впливає на роботу обладнання, зокрема сепараторів, розділювачів та порушує режим роботи технологічної установки з виробництва зріджених газів (ТУВЗГ) для вилучення пропан-бутанової фракції. Тому необхідно облаштувати лінію для роботи газоконденсатних свердловин УКПГ-2 з високим водним фактором на УКПГ-1 через сепаратор С-1-1 (рис. 4).

Для цього від вхідної нитки УКПГ-1, до якої підключено газопровід-перемичку між УКПГ-2 та УКПГ-1, змонтувати газопровід на вхід вертикального сепаратора С-1-1. Таким чином, пустивши по даному газопроводу свердловини з УКПГ-2 на УКПГ-1, газ буде надходити в сепаратори С-1-1, С-2-1, С-3. Свердловини, які підключені до УКПГ-1, працюють через сепаратори С-1-2, С-2-2, С-3, тобто в сепараторі С-3 другого ступеня сепарації змішується газ з двох ліній і далі поступає на теплообмінники та вузол заміру газу. Впровадження запропонованого заходу дозволить пустити свердловини УКПГ-2 з високим водним фактором в роботу на окрему лінію УКПГ-1 для недопущення ускладнень в роботі ТУВЗГ.

Зважаючи на викладене, необхідно протягом усього періоду розробки родовища підвищувати ефективність сепараційного обладнання для оптимальної роботи в умовах зниження пластового тиску, збільшення кількості рідини в продукції газоконденсатних свердловин.

Перспективним шляхом економії газу є раціональне використання газу вивітрювання з розділювача Р-1 УППГ Східного блоку свердловин для власних потреб.

На сьогодні до УППГ Східного блоку свердловин підключено одинадцять газоконденсатних свердловин: 4, 14, 23, 33, 63, 70, 80(32), 81, 83, 84. Газ від свердловин 14, 23, 63, 80 (32), 84 надходить в сепаратор С-1-1, від свердловин 4, 33, 81 - у сепаратор С-1-2. Свердловини 70, 83 працюють на сепаратор СЗ-1. Після сепараторів газ потрапляє на блок заміру газу (БЗГ), а відтак газопроводом на УППГ УКПГ-2. На УППГ Східного блоку свердловин забезпечується одноступенева сепарація газу. Рідина з сепараторів потрапляє у розділювач Р-1, де розділяється на конденсат та воду. З розділювача Р-1 конденсат потрапляє у Е-4 ПЗН-2 Східного блоку свердловин, а при проведенні контрольного заміру дебіту (ЕЗ-1), вода у ЕЗ-2. Газ вивітрювання з розділювача Р-1 надходить у факельну

лінію на амбар. Тиск в розділювачі Р-1 перебуває в межах 2,5 МПа.

Тепер на власні потреби для УППГ та ПЗН-2 Східного блоку свердловин використовується газ, який надходить з (БЗГ). Тобто газ із тиском 6,0 МПа надходить на блок підготовки газу власних потреб (БПГВП) і через блок редукторів понижається до тиску 0,6 МПа.

Зважаючи на вище згадане, пропонується на газопроводі, яким подається газ з БЗГ на БПГВП, змонтувати контур регулювання, що включає вентиль ВИ 15С54БК (поз. 1), перетворювач тиску "САФІР-М" (поз. 2), мікропроцесорний ПД регулятор із вбудованим джерелом живлення 24 В для живлення перетворювача тиску з вихідним струмовим сигналом 4-20 мА "ОВЕН ТРМ 10" (поз. 3), клапан регулюючий односідельний ПОУ-7 з позиціонером електропневматичним ПЕП-2 4-20 мА (поз. 4), засувки Ду 50 Ру 160 (поз. 5), манометр МП-4У 0-16 МПа (поз. 6), клапан зворотній Ду 50 Ру 160 (поз. 7) (рис. 5).

Завдяки цьому газ вивітрювання з розділювача Р-1 з тиском 2,5 МПа буде використовуватись в повному обсязі для власних потреб. За недостатньої кількості газу, зниження тиску нижче 2,0 МПа (який контролюють за допомогою перетворювача тиску "САФІР-М" (поз. 2)), на мікропроцесорний ПД регулятор "ОВЕН ТРМ 10" (поз. 3) подається сигнал. Відтак за сигналом ПД регулюючий клапан односідельний ПОУ-7 з позиціонером електропневматичним ПЕП-2 4-20 мА (поз. 4) привідкривається. У цей момент газ з БЗГ надходить на БПГВП. При зростанні тиску в газопроводі перед БПГВП вище 2,0 МПа клапан регулюючий односідельний ПОУ-7 (поз. 4) закривається. Після цього знову використовується газ з розділювача Р-1 на власні потреби.

Підводячи підсумки, необхідно зауважити, що для зменшення втрат вуглеводнів при експлуатації газоконденсатних свердловин Юліївського НГКР потрібно здійснити такі альтернативні заходи: попередження гідратуутворення на шлейфу газоконденсатних свердловин (в місцях зосередження значної кількості місцевих опорів, зокрема відводів), збирання рідини під час продування свердловини та шлейфу на технологічних установках УКПГ-2, УКПГ-1, використовуючи сепаратор, переведення свердловин УКПГ-2 з високим водним фактором в роботу на УКПГ-1 через окрему лінію, використання газу вивітрювання для власних потреб на вогневі підігрівачі дасть змогу зменшити кількість продувань шлейфів газоконденсатних свердловин, збирати газовий конденсат на технологічних установках, раціональніше використовувати газ вивітрювання з розділювачів та забезпечувати планові завдання з видобутку вуглеводнів. Упровадження наведених заходів є економічно обґрунтованим, вигідним, дозволить покращити екологічний стан, капіталовкладення будуть незначними, їх окупність складе близько восьми місяців. Викладені пропозиції доцільно буде застосувати і на інших об'єктах нафтогазовидобувних підприємств.

## Література

1 Воловецький В. Б. Інтенсифікація видобутку вуглеводнів в умовах зниження пластового тиску в покладах візейських та серпухівських горизонтів Юліївського НГКР [Текст] / В. Б. Воловецький, М. В. Фрайт, О. М. Щирба, О. Ю. Витязь // Науковий вісник держ. міжвід. наук. техн. зб. ІФНТУНГ. – 2010. – № 2 (24). – С. 34–40.

2 Воловецький В. Б. Попередження відкладання гідратів та збирання рідини під час продування свердловини та шлейфу [Текст] / В. Б. Воловецький, О. Ю. Витязь, О. М. Щирба // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ : держ. міжвід. наук. техн. зб. ІФНТУНГ. – 2010. – № 1 (34). – С. 160–164.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*  
26.04.12

*Рекомендована до друку професором*  
**Мельником А.П.**

## РАБОТОСПОСОБНОСТЬ МНОГОПАРНЫХ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ В ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНОМ ТОРМОЗЕ БУРОВОЙ ЛЕБЕДКИ

<sup>1</sup>Н.А. Вольченко, <sup>2</sup>Д.А. Вольченко, <sup>2</sup>С.И. Криштопа, <sup>2</sup>Д.Ю. Журавлев, <sup>2</sup>А.В. Возный

<sup>1</sup> Кубанский государственный технологический университет КубГТУ;  
350072, Россия, Краснодарский край, г. Краснодар, ул. Московская, д. 2, тел. (861) 2558401,  
e-mail: adm@kgtu.kuban.ru

<sup>2</sup>ИФНТУНГ, 76019, г. Ивано-Франковск, ул. Карпатская, 15, тел. (03422) 42195,  
e-mail: public@nung.edu.ua

*Працездатність комбінованої гальмівної стрічки в стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки розглянута з точки зору динаміки взаємодії поверхонь основної і додаткової стрічок. Взаємодія враховує сили контактної тертя та розтягу набігаючих гілок гальмівних стрічок (що не мають збігаючої гілки), які викликають змішане зміщення їх поверхонь, тобто зміщення першого та другого роду. Досягається підвищення ефективності гальма за рахунок цілеспрямованого використання основної і додаткової гальмівної стрічки при розтягуванні, а також використання нових зон взаємодії «внутрішня поверхня додаткової гальмівної стрічки - зовнішня поверхня основної гальмівної стрічки», «внутрішня поверхня основної гальмівної стрічки - неробоча поверхня фрикційних накладок» для отримання багатопарних вузлів тертя в процесі гальмування. При цьому спостерігалося зменшення співвідношення натягів набігаючих гілок комбінованої гальмівної стрічки, що дозволило квазивирівняти питомі навантаження по її довжині.*

Ключові слова: стрічково-колодкове гальмо, комбінована гальмівна стрічка, основна і додаткова гальмівна стрічка, пари тертя, зміщення першого та другого роду.

*Работоспособность комбинированной тормозной ленты в ленточно-колодочном тормозе буровой лебедки рассмотрена с точки зрения динамики взаимодействия поверхностей основной и дополнительной лент. Взаимодействие учитывает силы контактного трения и натяжение набегающих ветвей тормозных лент (не имеющих сбегающей ветви), которые вызывают смешанное смещение их поверхностей, т.е. смещение первого и второго рода. Достигается повышение эффективности тормоза за счет целенаправленного использования основной и дополнительной тормозной ленты при растяжении, а также использование новых зон взаимодействия «внутренняя поверхность дополнительной тормозной ленты – наружная поверхность основной тормозной ленты», «внутренняя поверхность основной тормозной ленты – нерабочая поверхность фрикционных накладок» для получения многопарных узлов трения в процессе торможения. При этом наблюдается уменьшение соотношения натяжений набегающих ветвей комбинированной тормозной ленты, что позволило квазивыровнять удельные нагрузки по ее длине.*

Ключевые слова: ленточно-колодочный тормоз, комбинированная тормозная лента, основная и дополнительная тормозная лента, пары трения, смещение первого и второго рода.

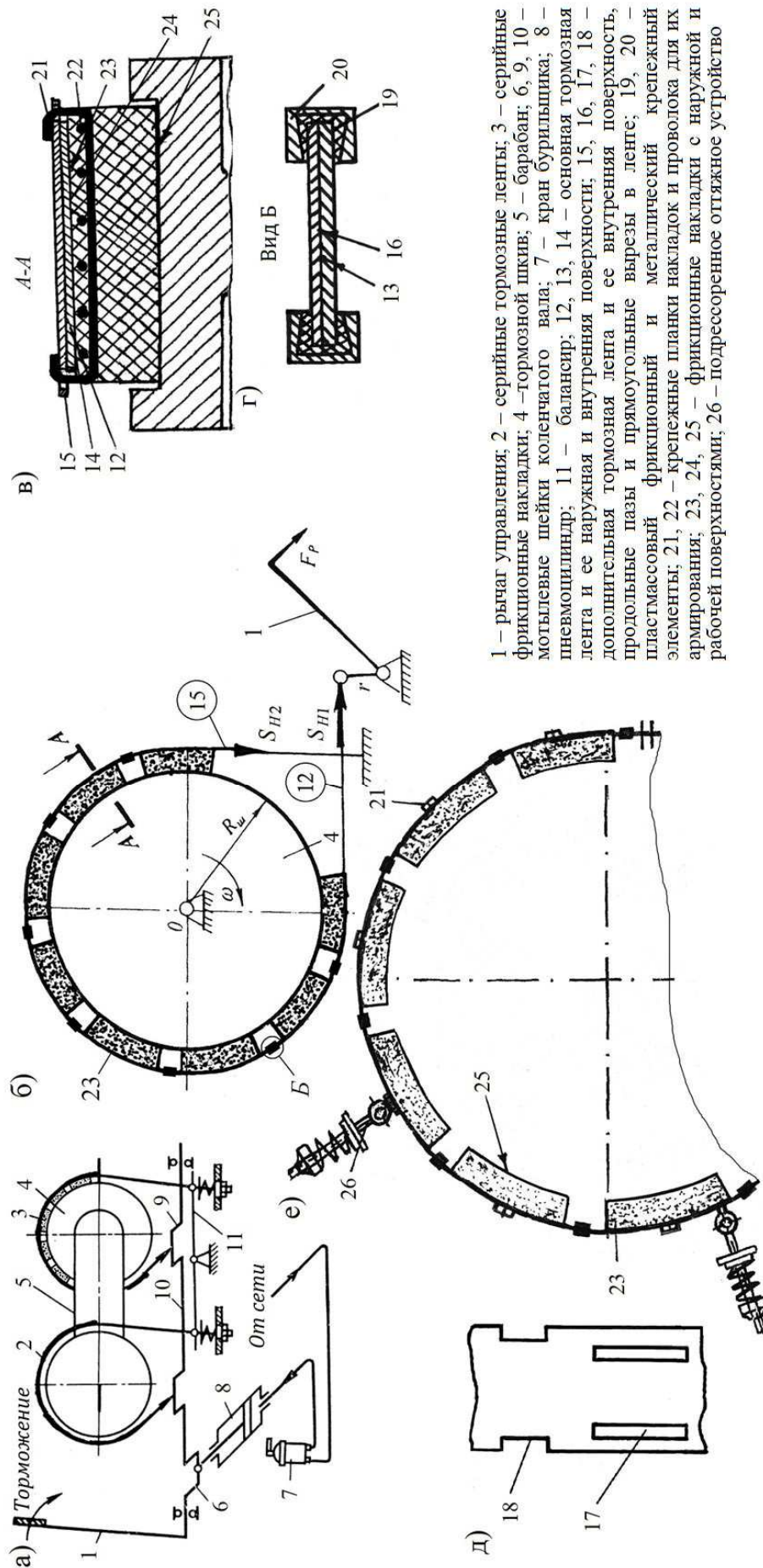
*The efficiency of combined brake bands in band-block brake of a draw-work in terms of the dynamics of the interaction surfaces of main and additional tapes is considered. Interaction takes into account the forces of contact friction and tension incoming branches of brake tapes (without running branches), causing mixed displacement of surfaces, that is the displacement of the first and second kind. The brake efficiency is achieved by to the purposeful using of main and additional brake tapes in tension, and also the use of new areas of interaction «internal surface of additional brake tape - external surface of main brake tape», «internal surface of main brake tape - non-working surface of friction shoes» for the receiving of multipair knots of friction in the process of braking. While there is the decreased correlation of tensions of incoming branches of combined brake band, which allowed to the quasialignment of specific load on its length.*

Keywords: band-block brake, combined brake band, main and additional tapes, friction pairs, the displacement of the first and second kind.

**Введение.** Ленточно-колодочный тормоз, применяемый в подъемно-транспортных машинах, а именно в буровых лебедках, является сложной динамической системой. Объясняется это тем, что соотношение натяжений набегающей ветви к сбегающей ветви тормозной ленты составляет не менее 4,0 [1]. Такое большое различие приводит к действию на пары трения переменных сил трения, нормальных сил, динамических коэффициентов трения и удельных нагрузок и, как следствие, ведет к неравномерному износу рабочих поверхностей фрикционных накладок по периметру тормозной ленты

[2, 3]. Выравнивание удельных нагрузок в парах трения ленточно-колодочного тормоза достигается как статическим, так и динамическим методами [3]. Но путь применения комбинированной тормозной ленты в тормозе, позволяющей образовывать многопарные узлы трения к настоящему времени неизвестен.

**Состояние проблемы.** Применение комбинированной тормозной ленты в серийном ленточно-колодочном тормозе должно дать ответы на следующие вопросы:



1 – рычаг управления; 2 – серийные тормозные ленты; 3 – серийные фрикционные накладки; 4 – тормозной шкив; 5 – барабан; 6, 9, 10 – мотылевые шейки колчатого вала; 7 – кран бурильщика; 8 – пневмоцилиндр; 11 – балансир; 12, 13, 14 – основная тормозная лента и ее наружная и внутренняя поверхности; 15, 16, 17, 18 – дополнительная тормозная лента и ее внутренняя поверхность, продольные пазы и прямоугольные вырезы в ленте; 19, 20 – пластмассовый фрикционный и металлический крепежный элементы; 21, 22 – крепежные планки накладок и проволока для их армирования; 23, 24, 25 – фрикционные накладки с наружной и рабочей поверхностями; 26 – подпрессорное оттяжное устройство

Рисунок 1 – Ленточно-колдочный тормоз буровой лебедки с многоарными узлами трения

– возможно ли использование комбинированной тормозной ленты, состоящей из основной и дополнительной ленты, имеющих две набегающих ветви без сбегающей ветви;

– как повлияет контактное трение на соотношение  $S_{H1}/S_{H2}$  и их разность ( $S_{H1}$ ,  $S_{H2}$  – натяжение набегающих ветвей основной и дополнительной тормозной ленты) при динамическом взаимодействии поверхностей лент;

– как должны быть взаимно расположены ленты, их толщина;

– к какой из тормозных лент должны крепиться серийные фрикционные накладки;

– как повлияет многопарность узлов трения на выравнивание удельных нагрузок по периметру комбинированной тормозной ленты.

**Цель работы** – повышение эффективности тормоза за счет целенаправленного использования основной и дополнительной тормозной ленты при растяжении при наличии в каждой из них только по одной набегающей ветви, а также использование дополнительных зон взаимодействия для получения многопарных узлов трения при торможении.

**Особенности конструкции и работа ленточно-колодочного тормоза с комбинированной тормозной лентой в составе буровой лебедки.** Фрикционная накладка с участком тормозной ленты над ней при взаимодействии с ее рабочей поверхностью беговой дорожки шкива является отдельным тормозным устройством. Исходя из этого, рассмотрим ленточно-колодочный тормоз как сложную динамическую систему.

На рис. 1а показана кинематическая схема буровой лебедки с ленточно-колодочным тормозом; на рис. 1б – кинематическая схема ленточно-колодочного тормоза с комбинированной тормозной лентой; на рис. 1в показан поперечный разрез по А-А многопарного фрикционного узла; на рис. 1г – крепление основной и дополнительной тормозных лент с помощью крепежных фрикционных элементов; на рис. 1д – участок дополнительной тормозной ленты; на рис. 1е показана комбинированная тормозная лента с подрессоренными оттяжными устройствами с серийными фрикционными накладками.

На рис. 1 а, б, в, г, д, е приняты следующие условные обозначения:

$R_w$ ,  $D_w$  – радиус и диаметр рабочей поверхности тормозного шкива;

$r$  – радиус кривошипа коленчатого вала;

$\omega$  – угловая скорость вращения шкива;

$\varphi$ ,  $\alpha$  – углы обхвата одной и всеми накладками рабочей поверхности тормозного шкива;

$S_{H1}$ ,  $S_{H2}$  – натяжение набегающих ветвей основной и дополнительной тормозных лент;

$F_P$  – усилие, прикладываемое бурильщиком к рычагу управления тормозом.

Согласно кинематической схеме (рис. 1а) фрикционные накладки 3 установлены на тормозных лентах 2, которые одним концом (со стороны сбегающей ветви ленты) прикреплены к балансиру 11, а другим (со стороны набегаю-

щей ее ветви) – к мотылевым шейкам 6 и 9 коленчатого вала 10.

Серийные ленточно-колодочные тормоза буровой лебедки работают следующим образом. Перемещением рукоятки 1 осуществляется поворот коленчатого вала 10, в результате чего бурильщик затягивает тормозные ленты 2 с фрикционными накладками 3, и они садятся на тормозные шкивы 4. Процесс торможения ленточно-колодочным тормозом (см. рис. 1а) характеризуется следующими стадиями: начальной (первой), промежуточной (второй) и заключительной (третьей). Остановимся на каждой из стадий по отдельности.

На начальной стадии торможения фрикционные накладки 3, размещенные в средней части тормозной ленты 2, взаимодействуют с рабочей поверхностью тормозного шкива 4. Фронт взаимодействия расширяется в сторону фрикционных накладок 3 набегающей ветви тормозной ленты 2.

Промежуточная стадия торможения характеризуется дальнейшим распространением фронта взаимодействия в сторону фрикционных накладок 3 сбегающей ветви тормозной ленты 2.

Конечная стадия торможения характеризуется тем, что почти все неподвижные накладки 3 тормозной ленты 2 взаимодействуют с рабочей поверхностью вращающегося шкива 4. Во время притормаживаний последовательность вхождения поверхностей трения в контакт повторяется. Полный цикл торможения завершается остановкой тормозных шкивов 4 с барабаном 5. Управление тормозом буровой лебедки осуществляют также подачей сжатого воздуха через кран 7 бурильщика в пневматический цилиндр 8, шток которого соединен с одной из мотылевых шеек 6 коленчатого вала 10 тормоза. Величину давления сжатого воздуха в пневмоцилиндре 8 регулируют поворотом крана 7 бурильщика.

При неравномерном изнашивании фрикционных накладок 3, установленных на лентах 2, балансиры 11 в момент торможения несколько отклоняются от горизонтального положения и выравнивают нагрузки на сбегающей ветви тормозных лент 2, обеспечивая при этом равномерный и одновременный обхват ими тормозных шкивов 4. Благодаря шаровым шарнирам реализация нагрузок от тормозных лент 2 к балансиру 11 при этом не изменяется.

Наиболее слабым звеном в тормозном узле являются фрикционные накладки. Они изготавливаются в виде отдельных деталей, которые могут крепиться различными способами (например, с помощью пластин) относительно гибкой стальной ленте. При установке на ленте накладок с постоянным шагом их количество всегда четное (12; 16; 18; 20; 22; 26).

Ленточно-колодочный тормоз буровой лебедки с многопарными узлами трения содержит комбинированную тормозную ленту, которая состоит из основной 12 и дополнительной 15 тормозных лент. Основные тормозные ленты 12 своими набегающими концами крепятся к мо-

тылевым шейкам 6 и 9 коленчатого вала 10, а набегающие концы дополнительных лент 15 прикреплены к балансиру 11. Основная тормозная лента 12 имеет наружную 13 и внутреннюю 14 поверхности. Дополнительная тормозная лента 15 со своей внутренней поверхностью 16 имеет по бокам продольные пазы 17 одинакового поперечного сечения и длины. Кроме того, по бокам дополнительной тормозной ленты 15 имеются прямоугольные вырезы 18, в которые устанавливается пластмассовый 19 и металлический 20 крепежные элементы. Последние соединяют основную 12 и дополнительную 15 тормозные ленты между собой. Возможны и более прогрессивные способы крепления между собой тормозных лент 12 и 15.

По середине каждого из пазов 17 дополнительной ленты 15 заведены выступы крепежных пластин 21, которые армируются проволокой 22 в теле серийных фрикционных накладок 23, имеющих наружную 24 и рабочую 25 поверхности. Крепежные элементы 19 и 20 являются ограничителями при перемещении серийных фрикционных накладок 23 относительно поверхностей комбинированной тормозной ленты.

Для размыкания комбинированной тормозной ленты после завершения торможения используются подрессоренные оттяжные устройства 25, которые прикреплены к дополнительной тормозной ленте 15.

Монтаж комбинированной тормозной ленты производится следующим образом. Со стороны набегающего конца основной тормозной ленты 12 отсоединяется крепежное ушко (на рис. 1е не показано), которое к ней прикреплено с помощью болтового соединения. После этого с помощью запрессовки фрикционных крепежных элементов 19 и 20 соединяют ленты 12 и 15. Потом к дополнительной тормозной ленте 15 при помощи пластин 21 крепятся серийные фрикционные накладки 23. Торцы дополнительной тормозной ленты 15 упирается о торцы крепежного ушка основной тормозной ленты 12, а торцы основной тормозной ленты 12 упирается о торцы крепежного ушка дополнительной тормозной ленты 15.

Таким образом, в комбинированной тормозной ленте реализован принцип разгрузки основной тормозной ленты 12 за счет устранения с ее тела концентраторов напряжений (отверстий: под заклепки для крепления распорных планок для накладок; для крепления колец подрессоренных оттяжных устройств; продольных пазов под крепежные планки накладок). При этом увеличивается общая деформация набегающих ветвей основной 12 и дополнительной 15 тормозных лент, и, как следствие, будет  $S_{H1} - S_{H2}$  больше, т.е. сила трения на взаимодействующих поверхностях и создаваемый тормозной момент. При этом обеспечивается хорошая податливость основной тормозной ленты 12 при регламентируемом коэффициенте запаса ее прочности.

Дополнительная тормозная лента 15 обеспечивает крепление серийных фрикционных накладок 23, а также зазор между парами трения «накладка - шкив» за счет крепления к ней подрессоренного оттяжного устройства 26.

Комбинированная тормозная лента несет только весовую нагрузку от серийных фрикционных накладок 23. При этом необходимо учитывать тот факт, что толщина комбинированной тормозной ленты почти не превышает толщины серийной тормозной ленты.

При работе ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки с многопарными узлами трения имеем следующие зоны взаимодействия: «наружная поверхность дополнительной тормозной ленты 15 – поверхность фрикционных крепежных элементов 19»; «внутренняя поверхность 16 дополнительной тормозной ленты 15 – наружная поверхность 13 основной тормозной ленты 12»; «внутренняя поверхность 14 основной тормозной ленты 12 – поверхности фрикционных крепежных элементов 19»; «внутренняя поверхность 14 основной тормозной ленты 12 – наружная поверхность 24 фрикционной накладки 23»; «рабочие поверхности 25 фрикционных накладок 23 – рабочая поверхность тормозного шкива 4».

Условием работоспособности в образующихся парах трения благодаря почти неподвижности серийных фрикционных накладок 23 является следующее. Динамические коэффициенты трения скольжения во фрикционных узлах: «рабочая поверхность тормозного шкива 4 - рабочие поверхности 25 накладок 23»; «внутренняя поверхность 14 основной тормозной ленты 12 - наружные поверхности 24 накладок 23» должны быть одинаковыми. Для этого чистота наружной 13 и внутренней 14 поверхностей основной тормозной ленты 12 должна быть такой же, как и чистота рабочей поверхности тормозного шкива 4. Кроме того, наружные поверхности 24 накладок 23 должны быть механически обработаны так, чтобы их микрогеометрия не отличалась от микрогеометрии рабочих поверхностей 25.

Ленточно-колодочный тормоз буровой лебедки с многопарными узлами трения работает следующим образом. Перемещением рукоятки 1 осуществляется поворот коленчатого вала 10, в результате чего бурильщик затягивает основные 12 и дополнительные 15 тормозные ленты, и происходит замыкание тормоза. При этом растяжение ( $S_{H1}$  и  $S_{H2}$ ) набегающих ветвей основной 12 и дополнительной 15 тормозных лент преодолевают сопротивление взаимодействия поверхностей фрикционных крепежных элементов 19 с боковыми наружными поверхностями дополнительной тормозной ленты 15 и боковыми внутренними поверхностями 14 основной тормозной ленты 12. После чего происходит контактное трение между внутренней поверхностью 16 дополнительной тормозной ленты 15 и наружной поверхностью 13 основной тормозной ленты 12, направленное на уменьшение разности сил натяжений участков лент 12 и 15, и, как, следствие, уменьшение

скачков удельных нагрузок в парах трения «рабочие поверхности 25 фрикционных накладок 23 – рабочая поверхность тормозного шкива 4», что в конечном итоге ведет к их квазивыравниванию по длине комбинированной тормозной ленты.

При этом за счет податливости основной тормозной ленты 12 происходит взаимодействие ее внутренней поверхности 14 с наружными поверхностями 24 фрикционных накладок 23, что приводит к возникновению силы трения покоя  $F_n$ . Наибольшей эффективностью обладают пары трения «рабочие поверхности 25 фрикционных накладок 23 – рабочая поверхность тормозного шкива 4» способствующие возникновению силы трения  $F_T$ , основным слагаемым которой является динамический коэффициент трения скольжения ( $f_c$ ).

В какой-то момент суммарные силы торможения  $F_T$  и  $F_n$  по мере увеличения прикладываемого усилия к рычагу управления 1 приведут к остановке тормозного барабана 5 буровой лебедки. В дальнейшем стадии торможения ленточно-колодочным тормозом буровой лебедки с многопарными узлами трения повторяются.

**Оценка работоспособности комбинированной тормозной ленты ленточно-колодочного тормоза.** Рассмотрим контактное трение между наружной поверхностью 13 основной тормозной ленты 12 и внутренней поверхностью 16 дополнительной тормозной ленты 15. Здесь следует отметить следующее. На рис. 2а, на котором проиллюстрирована схема предварительного смещения второго рода основной тормозной ленты относительно дополнительной тормозной ленты, использованы следующие условные обозначения:

$q$  – силы сжатия основной и дополнительной тормозных лент на угле обхвата длиной  $l$ ;

$l = l_{ck1} + l_n + l_{ck2}$ ;  $l_{ck1}$ ,  $l_{ck2}$  – длина участков лент на углах их скольжения  $\alpha_{ck1}$  и  $\alpha_{ck2}$ ;

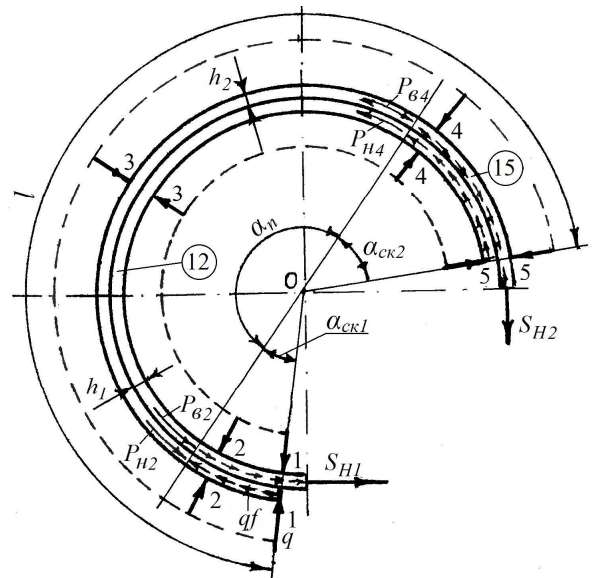
$l_n$  – длина участков лент на угле покоя  $\alpha_n$ ;

$qf$  – сила контактного трения между взаимодействующими поверхностями основной и дополнительной тормозных лент;

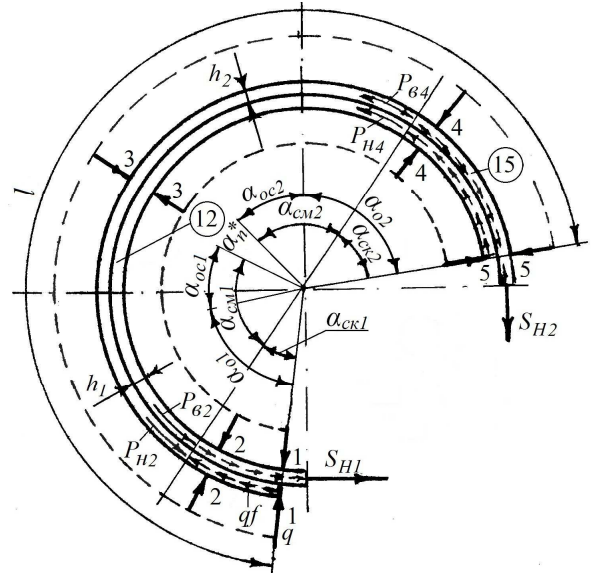
$h_1$ ,  $h_2$  – толщина основной и дополнительной тормозных лент;

$P_{ni}$ ,  $P_{vi}$  – силы взаимодействия, возникающие между основной и дополнительной тормозными лентами в  $i$ -ых их сечениях 1-1, 2-2, и т.д.

При замыкании тормоза в пределах зон скольжения возникает смещение тормозных лент, (основной 12 относительно дополнительной 15), так как  $S_{H1}/S_{H2} > 1,0$  соизмеримо с деформациями растяжения тормозных лент. Условно назовем его предварительным смещением второго рода. Между зонами скольжения  $l_{ck}$  расположена зона полного покоя  $l_n$ , в пределах которой основная 12 и дополнительная 15 ленты одинаково растянуты и совершенно не смещаются, что справедливо при  $h_1 > h_2$ . При предварительном смещении второго рода длина зон упругого смещения  $l_{ck1}$  и  $l_{ck2}$  зависит от силы



а)



б)

**Рисунок 2 – Расчетная схема предварительного смещения второго (а) и смешанного (б) рода основной относительно дополнительной тормозной ленты**

натяжения  $S_{H1}$ , сил контактного трения между наружной поверхностью 13 основной тормозной ленты 12 и внутренней поверхностью 16 дополнительной тормозной лентой 15, а также от соотношения жесткости основной и дополнительных тормозных лент, имеющих определенную упругость. Обозначим жесткость основной тормозной ленты 12 через  $c_n$ , а дополнительной 15 –  $c_a$ .

Из условия равновесия лент шириной  $b$  в пределах нижней зоны скольжения  $l_{ck1}$  следует

$$\left. \begin{aligned} P_{n2} &= S_{H1} - qf l_{ck1} b \\ P_{v2} &= qf l_{ck1} b \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Из системы уравнений (1) получаем

$$\frac{P_{H2}}{P_{\epsilon 2}} = \frac{S_{H1} - qfl_{ck1}b}{qfl_{ck1}b}. \quad (2)$$

Перемещение лент и их удлинение  $u$  в сечении 2-2 будут одинаковыми, так как это сечение расположено в начале зоны покоя  $l_n$ . Тогда

$$P_{H2} = c_n u; \quad P_{\epsilon 2} = c_\epsilon u. \quad (3)$$

Из уравнений (3) следует

$$\frac{P_{H2}}{P_{\epsilon 2}} = \frac{c_n}{c_\epsilon}. \quad (4)$$

Из соотношений (2) и (4) запишем

$$\frac{c_n}{c_\epsilon} = \frac{S_{H1} - qfl_{ck1}b}{qfl_{ck1}b}, \quad (5)$$

и после преобразований получаем

$$l_{ck1} = \frac{S_{H1}}{qfb(1 + c_n/c_\epsilon)}. \quad (6)$$

Длина верхней зоны скольжения по аналогии с (6) составит

$$l_{ck2} = \frac{S_{H1}/n}{qfb(1 + c_\epsilon/c_n)}, \quad (7)$$

где  $n$  – число указывающие на то во сколько раз  $S_{H1}$  больше за  $S_{H2}$ . Для ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок  $n=4-5$  [1].

Из (6) и (7) имеем

$$qfb(l_{ck1} + l_{ck2}) = \frac{S_{H1}}{1 + c_n/c_\epsilon} + \frac{S_{H1}/n}{1 + c_\epsilon/c_n}. \quad (8)$$

При любых значениях  $c_n$  и  $c_\epsilon$  из уравнения (8) получаем

$$S_{H1} = qfb(l_{ck1} + l_{ck2}). \quad (9)$$

По зависимости (9) видно, что в рассматриваемой физической модели сила натяжения  $S_{H1}$  набегающей ветви основной тормозной ленты 12 целиком реализуется в пределах зон упругого скольжения. Зависимости (8) и (9) также указывают на то, что чем больше сила натяжения  $S_{H1}$ , тем больше будут зоны скольжения  $l_{ck1}$  и  $l_{ck2}$ , и чем больше силы контактного трения  $qfb$ , тем меньше  $l_{ck1}$  и  $l_{ck2}$ . Чем больше жесткость ( $c_n$ ) основной тормозной ленты 12 по сравнению с жесткостью ( $c_\epsilon$ ) дополнительной тормозной ленты 15, тем меньше зона  $l_{ck1}$  и больше зона  $l_{ck2}$ , и наоборот, при малой жесткости основной ленты 12 по сравнению с дополнительной лентой 15 зона  $l_{ck1}$  больше зоны  $l_{ck2}$ , но всегда сохраняется зависимость (9). Например, при  $c_n/c_\epsilon=0,5$  из зависимости (8) получаем

$$qfb(l_{ck1} + l_{ck2}) = \frac{S_{H1}}{1+0,5} + \frac{S_{H1}}{4(1+2)} = 0,75S_{H1}. \quad (10)$$

Следовательно, в пределах зоны покоя  $l_n$  обе ленты передают усилия натяжения  $S_{H1}$  и  $S_{H2}$ , отвечающие их жесткостям, не смещаясь. В верхней зоне скольжения  $l_{ck2}$  под влиянием силы натяжения ( $S_{H2}$ ) дополнительной ленты 15 происходит ее растяжение, а основная лента 12 ослабевает за счет сил контактного трения. При равенстве жесткостей основной 12 и дополнительной 15 лент  $c_n=c_\epsilon$  из зависимостей (6) и (7) следует, что  $l_{ck1} = l_{ck2}$ , что для лент толщиной

(1,0-2,0) мм подтверждается экспериментально. Если увеличить силу натяжения набегающей ветви ( $S_{H1}$ ) основной тормозной ленты 12 до  $qfb l$ , упругое проскальзывание в зонах  $l_{ck1}$  и  $l_{ck2}$  плавно перейдет в общее жесткое скольжение по всей длине  $b$ , и поэтому при предварительном смещении второго рода статический коэффициент трения покоя практически равен динамическому коэффициенту трения скольжения  $f_n=f_0$ . Это объясняется тем, что в момент плавного перехода поверхностей основной тормозной ленты 12 к жесткому скольжению почти отсутствует запас силы контактного трения.

Отсюда очевидно, что причиной возникновения предварительного смещения второго рода являются деформации растяжения в основной 12 и дополнительной 15 упругих тормозных лентах, связанных контактным трением, что является его первой отличительной чертой; второй отличительной чертой является то, что предварительное смещение происходит при подвижном контакте трения, сопровождаясь упругими смещениями, которые соответствуют деформациям растяжения материалов лент 12 и 15 и, в-третьих, переход к жесткому скольжению происходит плавно и не сопровождается заметным изменением величины динамического коэффициента трения.

Предварительное смещение первого и второго рода по отдельности почти не встречаются, так в объемных элементах (основная и дополнительная тормозные ленты), передающих натяжение их набегающих ветвей за счет контактных сил трения между взаимодействующими поверхностями и растяжения их тел, одновременно возникает и деформации депланационного сдвига. В практике имеют место смешанные случаи предварительных смещений. Обратимся опять к физической модели комбинированной тормозной ленты (рис. 2б). Здесь использованы следующие обозначения: углы: предварительного смещения основной ( $\alpha_{cm1}$ ) и дополнительной ( $\alpha_{cm2}$ ) тормозной ленты;  $\alpha_n$  - полного покоя; основной рабочей зоны основной ( $\alpha_{oc1}$ ) и дополнительной ( $\alpha_{oc2}$ ) тормозных лент.

Приложим к концу набегающей ветви основной тормозной ленты растягивающее усилие  $S_{H1}$ , не превышающее полную силу трения покоя при контактом взаимодействии двух лент, а конец набегающей ветви дополнительной тормозной ленты прикрепим к балансиру (см. рис. 1а). В момент приложения растягивающего усилия  $S_{H1}$  наблюдается смещение второго рода по концам контакта трения, представленное зонами упругого скольжения  $l_{ck1}$  и  $l_{ck2}$ , в пределах которых происходит постепенное накопление моментного депланационного сдвига. Далее, к центру контакта трения распространяются зоны  $l_{cm1}$  и  $l_{cm2}$  с предварительным смещением первого рода, в конце которых деформации депланационного сдвига в основной и дополнительной упругих тормозных лентах постепенно затухают, и в центре контакта трения образуется зона полного покоя  $l_n^*$ , в пределах которой отсутствует деформации, а,

следовательно, и передача растягивающей силы на контакте трения взаимодействующих поверхностей тормозных лент. Зоны скольжения  $l_{ck1}$  и  $l_{ck2}$  можно определить по формулам аналогичным (6) и (7), но с учетом того, что часть усилия натяжения  $S_{H1}$  набегающей ветви основной тормозной ленты передается на контакт за счет зон  $l_{cm1}$  и  $l_{cm2}$ :

$$l_{ck1} = \frac{\kappa S_{H1}}{qfb(1 + c_n^*/c_\sigma^*)}; \quad (11)$$

$$l_{ck2} = \frac{\kappa S_{H1} / n}{qfb(1 + c_n^*/c_\sigma^*)}, \quad (12)$$

здесь  $c_n^*$ ,  $c_\sigma^*$  - обобщенные жесткости основной и дополнительной тормозных лент, учитывающие на контакте трения, возникающее под воздействием деформаций растяжения и депланационного сдвига;  $\kappa < 1$  - коэффициент, учитывающий, какая часть усилия натяжения  $S_{H1}$  передается в зоне скольжения. Величина  $\kappa$  зависит, как это будет показано ниже, от толщины лент  $h_1$  и  $h_2$ . Чем больше  $h_1$  и  $h_2$ , тем меньше  $\kappa$ , а следовательно,  $l_{ck1}$  и  $l_{ck2}$ .

Согласно зависимостей (11) и (12) получаем

$$0,75\kappa S_{H1} = qfb(l_{ck1} + l_{ck2}). \quad (13)$$

Следовательно, при смешанных случаях предварительного смещения, которые встречаются при эксплуатации комбинированных тормозных лент, передающих усилия их натяжения и деформации моментного депланационного сдвига. При этом в пределах контактного трения между поверхностями взаимодействия основной и дополнительной тормозных лент наряду с зонами упругого скольжения, где возникает предварительное смещение, всегда появляется зона относительного покоя с очень малым предварительным смещением первого рода, и поэтому комбинированная тормозная лента работает с малым предварительным смещением первого рода.

Анализ уравнений (11) и (12) показал, что длина зон скольжения зависит от соотношения жесткостей упругих тормозных лент и их толщины. Если жесткость основной тормозной ленты большая, жесткость дополнительной тормозной ленты мала: ( $c_n > c_\sigma$ ), то длина нижней зоны  $l_{ck2}$  будет небольшой. Постепенно накапливающиеся сдвиговые депланации поперечных сечений в упругих тормозных лентах распространяется в зону относительного покоя  $l_n^*$  и в ее пределах достигают максимальной величины (см. рис. 2б). Накопление сдвиговых депланационных деформаций зависит от величины эксцентриситета приложения растягивающего усилия  $S_{H1}$  и от геометрических параметров поперечного сечения основной тормозной ленты. Зону, в пределах которой депланационные касательные напряжения в упругих тормозных лентах растут и где передается основная сила натяжения  $S_{H1}$ , условно назовем основной рабочей зоной  $l_{o1}$ , а зону, где передается относительно небольшая часть силы натяжения  $S_{H1}$  вследствие убывающих деформаций

депланационного сдвига, - остаточной зоной  $l_{oc2}$  (см. рис. 2б). Если жесткость основной тормозной ленты велика по сравнению с жесткостью дополнительной тормозной ленты, то основная рабочая зона  $l_{o1}$  будет почти равна зоне скольжения  $l_{ck1}$ , а остаточная зона  $l_{oc1}$  распространится еще на зону относительного покоя  $l_n^*$ .

Следовательно, существующие представления о том, что скольжение прекращается там, где касательные напряжения ( $\tau$ ) между взаимодействующими поверхностями тормозных лент, передающих растягивающую силу трением, превышают удельные силы трения  $\tau > qf$ , является ошибочным, так как сдвигающая сила, действующая между поверхностями тормозных лент, уравнивается всей суммой сил трения, накопившихся по длине упругого скольжения. В этом случае, когда зоны упругого скольжения распространяются на всю площадь контакта трения; происходит его срыв и начинается общее жесткое скольжение.

**Практическая ценность результатов разработки.** Предложенные разработки имеют следующие отличительные признаки по сравнению с серийными фрикционными узлами ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки:

- основная тормозная лента имеет большую податливость за счет уменьшения ее толщины и отсутствия в ее теле концентраторов напряжений;
- использование поверхностей основной и дополнительной тормозных лент, наружных поверхностей фрикционных накладок, а также внутренних поверхностей фрикционных крепежных элементов тормозных лент в качестве дополнительных зон контактного трения;
- использование контактного трения между основной и дополнительной тормозными лентами для уменьшения разности сил натяжения их участков, и, как следствие, устранения неравномерности распределения удельных нагрузок по ширине фрикционных накладок;
- отсутствие сбегающей ветви на тормозной ленте, но зато наличие на комбинированной тормозной ленте двух набегающих ветвей, существенно уменьшит их соотношение по растягивающим усилиям, т.е.  $S_{H1}/S_{H2}$  (где  $S_{H1}$ ,  $S_{H2}$  - натяжение набегающих ветвей основной и дополнительной тормозных лент).

По методике, приведенной в работе [4], произведен расчет толщины основной ( $h_1$ ) и дополнительной ( $h_2$ ) тормозных лент в зависимости от материалов, из которых они изготовлены,  $\sigma_p^{adm}$ ,  $b_1$  и  $b_2$ , а также при различных коэффициентах запасов прочности. Рациональные толщины основной и дополнительной тормозных лент представлены, соответственно, в табл. 1 и 2. Представленные данные при выборе толщин основной и дополнительной тормозных лент позволяют варьировать как различными материалами и их  $\sigma_p^{adm}$ , так и шириной лент и их натяжениями  $S_{H1}$  и  $S_{H2}$ , а также коэффициентами запаса прочности лент.

Таблица 1 – Рациональные толщины основной тормозной ленты в зависимости от ее материалов

Материал	$\sigma_p^{adm}$ , МПа	$b_1$ , м	$S_{H1}$ , кН	$K_{з1}$	$\geq h_1$ , мм	$K_{з2}$	$\geq h_1$ , мм	$K_{з3}$	$\geq h_1$ , мм
Ст.3	420,0	0,18	40,0	1,5	0,79	3,0	1,59	4,5	2,38
Ст.4	460,0				0,72		1,45		2,17
Ст.5	540,0				0,62		1,23		1,85
Ст.6	610,0				0,55		1,09		1,64
Ст.3	420,0		100,0		1,98		3,97		5,95
Ст.4	460,0				1,81		3,62		5,43
Ст.5	540,0				1,54		3,09		4,63
Ст.6	610,0				1,37		2,73		4,10
Ст.3	420,0		160,0		3,17		6,35		9,52
Ст.4	460,0				2,90		5,80		8,70
Ст.5	540,0				2,47		4,94		7,41
Ст.6	610,0				2,19		4,37		6,56

Таблица 2 – Рациональные толщины дополнительной тормозной ленты в зависимости от ее материалов

Материал	$\sigma_p^{adm}$ , МПа	$b_2$ , м	$S_{H2}$ , кН	$K_{з1}$	$\geq h_2$ , мм	$K_{з2}$	$\geq h_2$ , мм	$K_{з3}$	$\geq h_2$ , мм
Ст.3	420,0	0,22	40,0	1,5	0,65	3,0	1,30	4,5	1,95
Ст.4	460,0				0,59		1,19		1,78
Ст.5	540,0				0,51		1,01		1,52
Ст.6	610,0				0,45		0,89		1,34
Ст.3	420,0		100,0		1,62		3,25		4,87
Ст.4	460,0				1,48		2,96		4,45
Ст.5	540,0				1,26		2,53		3,79
Ст.6	610,0				1,12		2,24		3,35
Ст.3	420,0		160,0		2,60		5,19		7,79
Ст.4	460,0				2,37		4,74		7,11
Ст.5	540,0				2,02		4,04		6,06
Ст.6	610,0				1,79		3,58		5,37

Условные обозначения:

$\sigma_p^{adm}$  – допустимое нормальное напряжение на растяжение;

$b_1, b_2$  – ширина основной и дополнительной тормозной ленты;

$K_{з1}, K_{з2}, K_{з3}$  – коэффициенты запаса прочности для тормозных лент

**Практический пример.** Составим комбинированную тормозную ленту из основной и дополнительной тормозных лент для буровой лебедки У2-5-5 при условии что применяемая в ленточно-колодочном тормозе серийная лента имеет толщину  $h=6,0$  мм, а натяжение ее набегающей ветви равно 40,0; 100,0; и 160,0 кН. При этом должны выдерживаться условия, что  $h_1 > h_2$ , а  $b_2 = b_1 + 40,0$  мм. Последняя величина в дополнительной ленте является одинаковой шириной по ее краям для выполнения продольных пазов для крепления фрикционных накладок.

**Расчет.** При толщине  $h_1=4,63$  мм и коэффициенте  $K_{з}=4,5$  основная тормозная лента изготовлена из Ст.5 с  $\sigma_p^{adm}=540,0$  МПа при  $b_1=0,18$  м и  $S_{H1}=100,0$  кН. При этом дополнительная тормозная лента имела  $h_2=1,52$  мм,

$b_2=0,22$  м и  $S_{H2}=40,0$  кН. Остальные параметры дополнительной тормозной ленты такие же как и для основной тормозной ленты. Таким образом, суммарная толщина комбинированной тормозной ленты равна  $h_1+h_2=4,63+1,52=6,15$  мм, что составит отклонение всего 0,15 мм от толщины серийной тормозной ленты.

**Вывод.** Таким образом, за счет использования комбинированной тормозной ленты, состоящей из основной и дополнительной в ленточно-колодочном тормозе буровой лебедки, реализован принцип двух набегающих ветвей основной и дополнительной тормозных лент, а также дополнительных пар трения между поверхностями крепежных фрикционных элементов и лент; поверхностями лент; внутренней поверхностью основной ленты и нерабочими поверхностями фрикционных накладок, что

существенно снижает неравномерность распределения удельных нагрузок в парах трения «накладка – шкив» и повышает эффективность фрикционных узлов тормоза за счет пар трения «внутренняя поверхность основной ленты – нерабочая поверхность фрикционных накладок».

*Литература*

- 1 Джанахмедов А.Х Трибологические проблемы в нефтегазовом оборудовании / А.Х. Джанахмедов. – Баку: Элм, 1998. – 216 с.
- 2 Александров М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. – М.: Высшая школа, 2000. – 550 с.
- 3 Ленточно-колодочные тормозные устройства / А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко и др. – Краснодар: из-во Кубанск. государств. технолог. ун-та. – Том 1. – 2009. – 276 с.
- 4 Тимошенко С.П. Механика материалов / С.П. Тимошенко, ДЖ.Герс. – М.: Мир, 1976. – 669 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
02.02.12  
Рекомендована до друку професором  
Мойсишиним В.М.*

## ПЕРСПЕКТИВИ ГАЗОГІДРАТНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ НА РИНКУ МОРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ ПРИРОДНОГО ГАЗУ

<sup>1</sup>Я.Б. Тарко, <sup>2</sup>Л.О. Педченко, <sup>2</sup>М.М. Педченко

<sup>1</sup>ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42195,  
e-mail: jart\_b@ukr.net

<sup>2</sup>Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка;  
36011, м. Полтава, пр. Першотравневий, 24; тел. (05322) 2-98-75;  
e-mail: pedchenko@mail.ru

*Рівень споживання природного газу постійно зростає. При цьому традиційні технології його транспортування часто виявляються неефективними. Це стосується проблеми розширення джерел постачання природного газу. Крім того, існуючі технології не сприяють розробці невеликих родовищ. На даний час природний газ морем транспортується у зрідженому вигляді за LNG технологією. Існує також ряд альтернативних технологій. Серед них на увагу заслуговують технології CNG – стиснений газ і NGH – газ у газогідратній формі. Подається порівняльний аналіз LNG-, CNG- і NGH-технологій морського транспортування природного газу. Також обґрунтовано перспективи впровадження технології транспортування газу в газогідратній формі. Показані переваги NGH-технології та виділено невирішені проблеми. Проаналізовано фактори, що впливають на рівень капітальних витрат даних технологій. Згідно з відомою на сьогодні NGH-технологією передбачено з утвореної газогідратної маси формувати гранули. Однак, під час зберігання і транспортування гранули неодмінно будуть змерзатися, що значно ускладнить їх розвантаження. Крім того, через нещільну укладку гранульований газогідрат є менш стабільним. Запропоновано формувати газогідрат у вигляді монолітних блоків, покритих льодяною кіркою. Вибір форми блоків і послідовність їх виготовлення спрямовані на оптимізацію процесів NGH-технології. Запропоновано блоки виготовляти у формі шестикутних призм, що забезпечить максимально щільну укладку вантажу. Така технологія дозволяє з мінімальними енерговитратами отримати блоки значних розмірів. Транспортування газогідрату у формі монолітних блоків дозволить значно знизити вартість спеціалізованих танкерів. Крім того, можливе переобладнання існуючих транспортних засобів.*

Ключові слова: природний газ, газові гідрати, зріджений газ, стиснений газ, газогідратні блоки, капітальні витрати.

*Уровень потребления природного газа постоянно растет. При этом традиционные технологии его транспортировки часто оказываются неэффективными. Это касается проблемы расширения источников снабжения природного газа. Кроме того, существующие технологии не способствуют разработке небольших месторождений. На данное время природный газ морем транспортируется в сжиженном состоянии по технологии LNG. Существует также ряд альтернативных технологий. Заслуживают внимания технологии «CNG – сжатый газ» и «NGH – газ в газогидратной форме». В работе дан сравнительный анализ LNG-, CNG- и NGH-технологий морской транспортировки природного газа. Также обоснованы перспективы внедрения технологии транспортировки газа в газогидратной форме. Показаны преимущества NGH-технологии и выделены нерешенные проблемы. Проанализированы факторы, влияющие на уровень капитальных затрат данных технологий. Согласно известной на сегодня NGH-технологии предусмотрено формирование гранул из образованной газогидратной. Однако при хранении и транспортировке гранулы непременно будут смерзаться, что значительно осложнит их разгрузку. Кроме того, из-за неплотности укладки гранулированный газогидрат будет менее стабильным. Предлагается формировать газогидрат в виде монолитных блоков, покрытых льдяной коркой. Выбор формы блоков и последовательность их изготовления направлены на оптимизацию процессов NGH-технологии. Блоки в форме шестиугольных призм позволят сделать укладку груза максимально плотной. Представленная технология их изготовления позволяет с минимальными энергозатратами получить блоки значительных размеров. Транспортировка газогидрата в форме монолитных блоков позволит значительно снизить стоимость специализированных танкеров. Кроме того, возможно переоборудование существующих транспортных кораблей.*

Ключевые слова: природный газ, газовые гидраты, сжиженный газ, сжатый газ, газогидратные блоки, капитальные затраты.

*The level of natural gas consumption grows constantly. Thus traditional technologies of its transporting are often ineffective. It relates the problem of natural gas supply sources expansion. In addition existent technologies do not provide the small deposits development. Currently natural gas is transported by sea as condensate gas according to the technology of LNG. Alternative technologies also exists. Among them the technologies of CNG – compressed gas and of NGH – gas hydrate. The comparative analysis is given for LNG-, CNG- and NGH-technologies of the marine transporting of natural gas. The prospects of innovation of gas transporting technology in gas hydration form are substantiated. The authors show advantages of NGH technologies and indicate unsolved problems. The factors which affect the level of technologies capital costs are analyzed. The famous NGH-technologies is provided to use gas hydration mass for granules forming. However many granules will be frozen together at storage and transporting. It will complicate their unloading considerably. In addition granular gas*

*hydrate is less stable through a not dense structure. The authors suggest to form a gas hydrate as monolithic blocks, covered by icy crust. The choice of blocks form sequence of their making is directed on NGH-technology processes optimization. Hexagonal prisms-spaher blocks allow to do the maximal density of load. Their production technique allows to get the blocks of large size with minimum energy consumption. Transporting gas hydration in form of monolithic blocks will allow considerably to reduce the cost of the special tankers. In addition to re-equipment of existent transport ships is possible.*

*Key words: natural gas, gas hydrates, condensate gas, compressed gas, gas hydrate blocks, capital costs*

Питання диверсифікації джерел постачання енергоносіїв, у тому числі і природного газу, є актуальним для багатьох країн світу. Залежність економіки України від імпорту природного газу становить близько 70%, причому весь він надходить із Росії. Україна володіє потужною газотранспортною системою. Однак через низку обставин вона не може повною мірою диверсифікувати поставки газу. Альтернативою може стати транспортування газу морем танкерами-газовозами. Основна частина видобутого у світі газу (близько 70%) транспортується трубопроводами. Однак на морські перевезення зрідженого природного газу (ЗПГ або LNG) вже припадає близько 30% від загального обсягу світової торгівлі і його частка постійно зростає [1]. Україною прийнято стратегічне рішення про створення інфраструктури для здійснення таких поставок.

Метою роботи є аналіз існуючих та альтернативних технологій морського транспортування природного газу та обґрунтування перспектив впровадження технології транспортування газу в газогідратній формі.

Питання транспортування газу нерозривно пов'язане із проблемами його видобування. Останніми роками спостерігається закономірна тенденція до віддалення споживачів газу від місць його видобутку на фоні ускладнення умов розробки родовищ та транспортування отриманої продукції. Як наслідок, підвищується собівартість продукції. Крім того, значна частина родовищ газу знаходиться на шельфах морів (до того ж як у вигляді традиційних покладів, так і у газогідратній формі). На даний час транспортування природного газу здійснюється трубопроводами або LNG-танкерами. Проте ефективними дані технології транспортування, виходячи зі значних капіталовкладень, будуть за наявності значних підтверджених запасів газу на даному родовищі [2]. Ураховуючи специфіку та різноманітність географічних, економічних, політичних та інших умов, традиційні технології трубопровідного транспорту газу і LNG не можуть повною мірою задовольнити вимоги проекту. Так, наприклад, значна частина відносно малих, необлаштованих та віддалених від транспортної інфраструктури родовищ не розробляється, в тому числі й у зв'язку із проблемою їх транспортування. У той же час близько 80% родовищ газу, що відкриваються останнім часом, відносяться до цієї категорії.

У зв'язку з цим у світі постійно ведеться робота з удосконалення технологій видобування, транспортування і зберігання природного газу. Наприклад, нині на різних стадіях втілення існує кілька альтернативних технологій

транспортування газу: CNG – газ у стисненому вигляді; NGH – газ у газогідратній формі; GTL – газ у рідкій формі; GTW – газ в електроенергію [2]. Серед альтернативних технологій, які можуть зайняти свою нішу на ринку послуг із транспортування природного газу морем, на нашу думку, заслуговують на увагу технологія транспортування стисненого природного газу (СПГ або CNG) і технологія транспортування гідрату природного газу (ПГГ або NGH).

Перша з них давно відома, технічно нескладна і має мінімальні вимоги до інфраструктури, але широкого впровадження досі не набула, на нашу думку, перш за все через складність вирішення проблеми достатнього рівня безпеки такого вантажу (значний обсягу газу під високим тиском). Друга, як показали і наші експерименти, порівняно із CNG- і LNG-технологіями є найбільш безпечною та має ряд переваг, але поки не набула широкого впровадження, оскільки знаходиться на стадії розробки і відпрацювання елементів технологічного ланцюга.

Будівництво й обслуговування трубопроводу є досить дорогим, проте, з точки зору початкових інвестицій, це найбільш дешевий спосіб транспортування газу на невеликі і середні відстані, тому на суходолі за незначних відстаней є зручним і економічно доцільним. Із збільшенням відстані та за необхідності транспортування природного газу морем, особливо якщо воно має значну глибину, економічна доцільність використання трубопроводів стає сумнівною. За таких умов альтернативою на сьогодні є LNG-технологія транспортування природного газу.

LNG-технологія передбачає перевезення зрідженого природного газу на спеціальних судах в ізотермічних ємностях при температурі мінус 162°C. Газ при цьому зменшується в об'ємі в 600 раз. Процес зрідження потребує витрати до 25% енергії, що міститься у зріджуваному газі, крім того для повторної газифікації необхідно ще 5–6% енергії. Місткість сучасних танкерів становить від 150 до 250 тис. м<sup>3</sup>. Однак LNG проекти мають певні межі економічної доцільності, оскільки потребують значних початкових капіталовкладень в інфраструктуру та наявності потужного і стабільного джерела газу. Загальні інвестиції у LNG-проекти залежно від ринкового попиту і кількості суден можуть складати 1,5–2,5 млрд. \$ [1]. Крім того, LNG-проекти є економічно доцільними при здійсненні перевезень на відстань не меншу за 5,5 тис. км [3].

Зараз також активно розробляється технологія морського транспортування стисненого газу. Як свідчать розрахунки, вона буде еконо-

мічно доцільною при здійсненні перевезень на близькі і середні відстані. При порівнянні CNG- і LNG-проектів, бачимо, що до відстані 4,6 тис. км економічно доцільним є транспорт стиснутого природного газу. Крім того, перспективним є застосування даної технології при розробці шельфових родовищ, за відсутності чи недоцільності будівництва трубопроводів, та значній вартості LNG-проектів [3].

Хоча в світі відсутній досвід перевезення великих об'ємів стисненого газу на значні відстані, CNG-технологія має ряд переваг. Витрати на підготовку газу перед стисненням значно нижчі, берегові приймальні термінали набагато простіші і дешевші. Капітальні витрати на транспортний ланцюг CNG-технології залежно від об'єму газу, відстані транспортування і рівня екологічних вимог становлять 0,5–1,5 млрд \$, із яких близько 90% складають інвестиції у кораблі-газовози [2]. Такий розподіл інвестицій на відміну від LNG-технології, в якій до 60% капіталовкладень припадає на берегову інфраструктуру, знижує рівень ризиків даного проекту. Операції завантаження і розвантаження у порівнянні з LNG-технологією практично не мають негативного впливу на навколишнє середовище. Енерговитрати на компримування до необхідного тиску складають близько 0,58 кВт·год/кг газу, а на зрідження – 1,37 кВт·год/кг, або в 2,4 раза вищі [4]. Вартість обладнання компримування і заправки складає 30–60 млн \$, системи розвантаження 16–20 млн \$, CNG-танкерів, залежно від конструкції, – від 110 до 250 млн \$ [1].

Суттєвими серед недоліків CNG-технології є значна маса (до 50 тис. тонн) і вартість системи зберігання газу на суднах. Крім того, аналогічний за розмірами LNG-танкер здатен перевезти за рейс у 7–10 разів більше газу за CNG-танкер [4].

Технологія транспортування природного газу в газогідратній формі, маючи ряд суттєвих переваг та невіршених проблем, поки що знаходиться на стадії лабораторного і частково напівпромислового відпрацювання. На сьогодні розглядається кілька концепцій морського транспортування природного газу в газогідратній формі. Однак найбільш привабливим є транспортування газогідрату у нерівноважних умовах (при незначній мінусовій температурі і атмосферному тиску).

Газові гідрати володіють властивістю за відносно незначних тисків концентрувати значні об'єми газу (до 160 об'ємів газу на один об'єм гідрату). Проте цей показник майже в чотири рази менший порівняно зі зрідженим природним газом, але, враховуючи щільність гідрату, питомий уміст газу та досить м'які термобаричні умови їх зберігання, танкери-гідратовози можна будувати як мінімум удвічі більші за LNG-аналоги і транспортувати 250 тис. м<sup>3</sup> вантажу [6].

Дослідження свідчать, що газові гідрати у відповідних умовах достатньо тривалий час залишаються у стабільному стані і можуть використовуватись для транспортування газу на

значні відстані [5]. У роботі [6] проаналізовано капітальні витрати на виробництво газогідрату для транспортування природного газу за NGH-технологією в кількості 4 млрд м<sup>3</sup> природного газу на відстань 5,5 тис. км і порівняно їх витрати за аналогічних умов для варіанту транспортування газу за LNG-технологією (табл. 1). Показано, що капітальні витрати на технологічний ланцюг NGH-технології на 26% нижчі.

LNG-танкери розраховані на 125 тис. м<sup>3</sup> зрідженого газу і коштують 250 млн \$. Вартість типового корабля-гідратовоза складе не більше 80 млн \$. Хоча для транспортування 4 млрд м<sup>3</sup> газу на 5,5 тис. км за LNG-технологією необхідно 3 судна, а гідратовозів при цьому знадобиться сім, усе ж загальні витрати на їх придбання будуть нижчими на 190 млн \$ [6]. Крім того, як транспортний засіб можна використати стандартні термоізовані кораблі і баржі. Отже, транспортна складова технологічного ланцюга NGH-технології, на нашу думку, має суттєві переваги порівняно з LNG- і CNG-технологіями.

Крім того, потужність ліній із виробництва газогідрату може бути в 4 рази меншою порівняно з лінією виробництва LNG, без підвищення його собівартості, а це дає можливість плавно регулювати виробництво при зміні попиту на природний газ [5].

При розрахунку економіки процесу виробництва газогідрату слід брати до уваги також різну початкову температуру природного газу і води для виробництва газогідрату та води і повітря як основних чинників вартості системи тепловідведення. Їх температура звичайно залежить від кліматичних умов місця розташування виробничих потужностей.

У роботі [7] подається порівняння капітальних витрат, необхідних для здійснення LNG- і NGH-проектів у двох варіантах, які відрізняються за кліматичними умовами (табл. 2 і 3). Як видно з таблиць 2 і 3, капітальні витрати LNG-технології в 2002 році знизилась на 12% порівняно з 1995 роком. Автори дослідження пояснюють це удосконаленням технології. У той же час у 2002 році помічено зростання вартості NGH-ланцюга на 1%. Це свідчить про те, що температура морської води має більш істотний вплив на NGH-технологію порівняно з LNG.

Слід зауважити, що в таблицях 1–3 враховано зниження витрат на здійснення LNG-проектів, пов'язаних із удосконаленням даної технології за період між дослідженнями, тоді як прогрес NGH-технології практично відсутній. Незважаючи на це, капітальні витрати на втілення газогідратної технології, навіть в умовах жаркого клімату, виявилися на 12% нижчими порівняно з технологією LNG.

Розробкою NGH-технології активно займається компанія Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd. (MES). Згідно з нею газогідрати формуються у гранули та транспортуються судном. В роботі [8] показано, що устаткування заводів для утворення газогідратів не потребує особливо унікального обладнання на відміну

Таблиця 1 – Порівняння капітальних витрат ланцюгів LNG- і NGH-технологій транспортування 4 млрд. м<sup>3</sup> природного газу на відстань 5500 км

Складові технології	LNG- технологія, млн \$, (%)	NGH- технологія, млн \$, (%)	Різниця, млн \$, (%)
Виробництво	1489, (56 %)	955, (48 %)	534, (36 %)
Перевезення	750, (28 %)	560, (28 %)	190, (25 %)
Регазифікація	438, (16 %)	478, (24 %)	- 40, (- 9 %)
Загальна вартість	2677, (100 %)	1995, (100 %)	684, (26 %)

Таблиця 2 – Порівняння капітальних витрат ланцюгів LNG- і NGH-технологій транспортування 4,1 млрд. м<sup>3</sup> природного газу на відстань 6475 км для кліматичних умов півночі Норвегії (температура морської води 5°C) у цінах і за рівнем технологій 1995 року

Складові технології	LNG- технологія, млн \$, (%)	NGH- технологія, млн \$, (%)	Різниця, млн \$, (%)
Виробництво	1220, (51 %)	792, (44 %)	428, (35 %)
Перевезення	750, (32 %)	704, (39 %)	46, (6 %)
Регазифікація	400, (17 %)	317, (17 %)	83, (21 %)
Загальна вартість	2370, (100 %)	1813, (100 %)	557, (24 %)

Таблиця 3 – Порівняння капітальних витрат ланцюгів LNG- і NGH-технологій транспортування 4,1 млрд. м<sup>3</sup> природного газу на відстань 6000 км для кліматичних умов Південно-Східної Азії (температура морської води 35°C) у цінах і за рівнем технологій 2002 року

Складові технології	LNG- технологія, млн \$, (%)	NGH- технологія, млн \$, (%)	Різниця, млн \$, (%)
Виробництво	1144, (55 %)	992, (54 %)	152, (13 %)
Перевезення	660, (32 %)	628, (34 %)	32, (5 %)
Регазифікація	285, (13 %)	218, (12 %)	67, (24 %)
Загальна вартість	2089, (100 %)	1838, (100 %)	251, (12 %)

від заводів зрідження природного газу, що значно здешевлює NGH-технологію. Оскільки газогідрат природного газу в своєму складі містить не лише газ, а й воду, то саме це робить технологію NGH найбільш безпечною. Крім того, термобаричні умови процесів утворення, зберігання і плавлення газогідрату є досить м'якими, наприклад, у порівнянні з тиском компримування (25 МПа) в CNG-технології або з температурою мінус 162°C у LNG-технології. При порівнянні LNG- і NGH-технологій остання виявилася на 23–27% ефективнішою.

Отже, застосування NGH-технології порівняно як з традиційним трубопровідним транспортом, так і транспортом LNG, буде економічно вигідним, починаючи з відстані 1000 км (рис. 1) [7].

Однією із важливих складових NGH-технології є формування утвореного газогідрату у відповідні структури, які б максимально задовольняли вимогам транспортування і/чи довгострокового зберігання. Японські дослідники експериментальним шляхом установили, що оптимальний розмір гранул сферичної форми – від 0,2 до 2,0 см. Такі розміри забезпечують

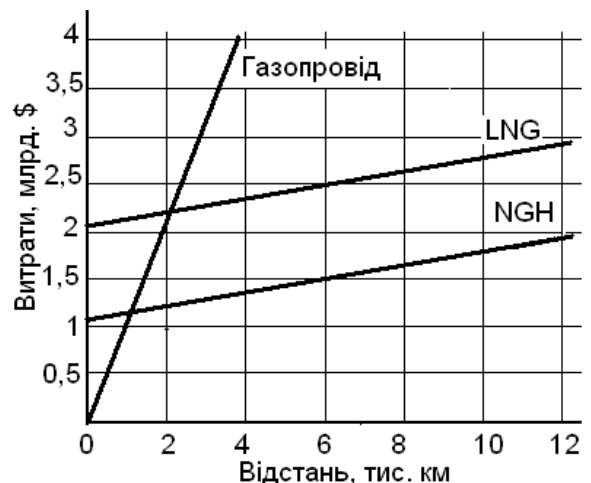


Рисунок 1 – Приблизні капітальні затрати при транспортуванні природного газу із використанням різних технологій на відстані до 12000 км [7]

найбільш щільну укладку гранул одного розміру [9]. При цьому заповнення об'єму трюмів судна складає 78% [8]. Крім того, наявність си-

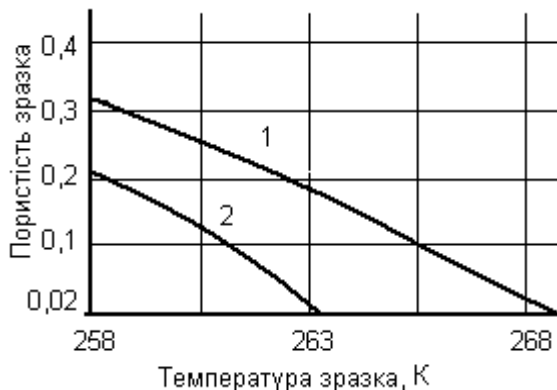
стеми щілин у масі гранульованого газогідрату знижує термобаричний поріг їх стабільності.

Сухий гранульований газогідрат на даний момент розглядається як основна форма його транспортування. Однак до моменту розгрузки, за наявності навіть незначної кількості льоду, гранульований газогідрат неодмінно змерзнуть. Це, у свою чергу, спричинить необхідність його розпушування у трюмі корабля. У результаті такої механічної дії відбудеться часткова дисоціація гідратної маси з виділенням газу [10].

З метою ефективного заповнення об'єму гідратосховищ запропоновано виробляти блоки у формі кубів. Вигідним варіантом вважається монолітний блок великих розмірів [9]. Цей підхід, ми вважаємо, необхідно використати і при транспортуванні газогідрату. Але технології промислового виробництва таких газогідратних блоків до цього часу не розроблено.

На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень ми пропонуємо транспортування природного газу (вуглеводневих газів) здійснювати у вигляді газогідрату, сформованого у газогідратні блоки (ГБ) у вигляді шестикутних призм великих розмірів. Дана форма має переваги як куба (максимальне заповнення об'єму), так і циліндра (менша ймовірність відколювання кутів і ребер). Для підвищення стабільності вироблені блоки пропонуються консервувати льодяною кіркою, утворюючи льодогазогідратні блоки (ЛГБ).

Для розробки ресурсозберігаючої технології виготовлення ЛГБ нами проведено ряд експериментів по їх формуванню з попередньо підготовленої гідратної маси та одночасним зниженням пористості. При цьому методикою досліджень передбачалося, що у випадку руйнування ЛГБ рівень пористості газогідрату повинен гарантувати прояв ефекту самоконсервації (рис. 2).



**Рисунок 2 – Графіки залежності температури газогідрату від пористості для прояву ефекту самоконсервації при атмосферному тиску: температурі повітря 273 К (крива 1) та 278 К (крива 2)**

Утворенню льодяної кірки відповідають області під кривими. Отже, із графіків, зображених на рисунку 2, випливає, що після формування газогідратного блоку пористість газогідрату між щільними гранулами не повинна пе-

ревищувати 0,21, при цьому його середня пористість буде 0,11.

Розроблена нами технологія виробництва ЛГБ передбачає їх формування із суміші подрібненого та гранульованого (діаметром 20 мм та нульової пористості) газогідрату у відповідній пропорції, спресовування до середньої пористості 0,058 та консервацію льодяною кіркою [11]. Схема способу виробництва гідрату природного газу з метою його транспортування і зберігання у вигляді ЛГБ зображена на рис. 3.

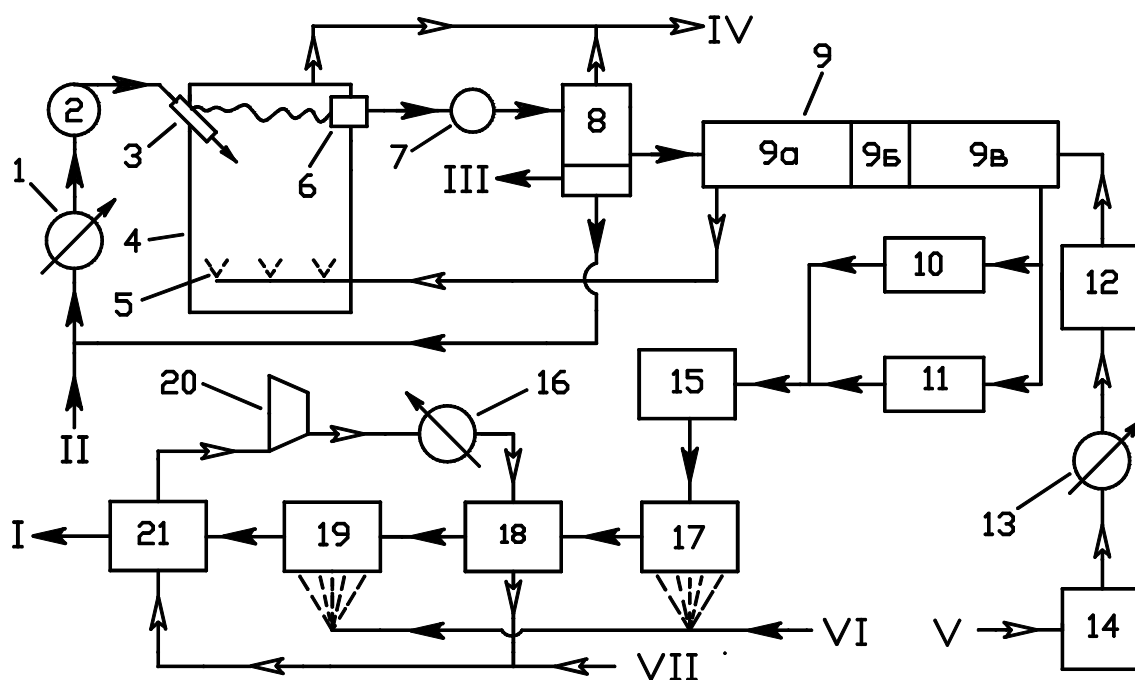
Особливістю запропонованої установки (рис. 3) є те, що відведення тепла гідратоутворення, осьове перемішування вмісту реактора гідравлічною мішалкою 3, вилучення з реактора гідратної маси через пасивний вивідний пристрій 6, її подача в сепаратор 8, підживлення реактора водою поєднано в один ланцюг прокачування матеріального потоку. Крім того, сировинний газ (потік V) надходить спочатку в блок осушки гідратної маси 9. При цьому гідратні частинки покриваються шаром більш стабільного гідрату за рахунок переважаючого входження в його склад *i*-бутану, пропану, етану. Одночасно відбувається поступове збагачення газу метаном. Тепловідведення при цьому здійснюється через стінки пристрою та газом осушки.

Параметри процесу осушки підтримуються таким чином, щоб до моменту зниження температури гідратної маси нижче ніж 0°C вся вода перейшла в гідрат. Тиск у пристрої гідратоутворення, який являє собою реактор барботажного типу, підтримуються з урахуванням зміни складу газу в процесі осушки. Застосування гідравлічної мішалки дає можливість зменшити об'єм реактора, збільшити час контактування газу з водою та за рахунок відцентрової сили спрямувати гідратну масу, що сплила на поверхню, у пасивний вивідний пристрій 6.

Для запобігання закупорюванню лінії виведення швидкість гідратоутворення регулюється таким чином, щоб вона містила не більше ніж 30% газогідрату. Для зменшення потужності і підвищення ефективності робочий орган вібраційного пристрою руйнування гідратної кірки навколо бульбашок і крапель 7 ми пропонуємо розмістити на лінії виводу суміші з реактора.

Отже, після відбору з реактора водогазогідратна суміш піддається вібраційній обробці, сепарації, примусовій консервації і заморожуванню та надходить на агломерацію. Метою операцій із формування гідратних структур є максимальне зниження пористості для підвищення питомого вмісту гідрату і механічної міцності, запобігання їх неоднорідності по об'єму структури, зниження енерговитрат та тривалості виробничого циклу.

Для вирішення проблем змерзання ЛГБ у трюмах суден, а також спрощення їх розвантаження слід передбачити, наприклад, їх пакування поліетиленовою плівкою та впаювання в тіло блока при його формуванні анкерів з гнучкою петлею. Вироблені за даною технологією льодогазогідратні блоки придатні для три-



1, 13, 16 – холодильник; 2 – насос; 3 – гідравлічна мішалка; 4 – реактор; 5 – барботажний пристрій; 6 – пасивний вивідний пристрій; 7 – вібратор; 8 – сепаратор; 9 – пристрій для осушування, примусової консервації і заморожування гідратної маси; 10 – пристрій для подрібнення гідратної маси; 11 – пристрій для гранулювання гідрату; 12, 14 – сепаратор; 15 – пристрій для змішування і формування льодогазогідратних блоків; 17, 19 – камери для подачі води на поверхню газогідратних блоків; 18, 21 – холодильні камери; 20 – вентилятор;  
 потоки: I – льодогазогідратні блоки з установки; II, VI – вода; III – фракція  $C_{5+}$ ;  
 IV – бутанова фракція; V – сировинний газ; VII – азот або повітря

**Рисунок 3 – Схема установки для виробництва гідрату природного газу з метою його транспортування і зберігання**

валого (не менше 40 діб) транспортування і зберігання за атмосферного тиску і незначної від'ємної температури (до 268 К). Крім того, охолоджені в процесі виробництва до 253 – 258 К і щільно укладені ЛГБ, за рахунок запасу холоду, наявності незначної теплоізоляції транспортного засобу та прояву ефекту самоконсервації, до моменту споживання не потребують додаткового охолодження, а, отже, і холодильного обладнання на транспортному засобі. Це дозволить суттєво покращити економічні показники NGH-технології. При цьому здешевлюється переобладнання транспортних засобів (вантажних суден, автомобілів, залізничних вагонів) для транспортування газогідрату. Крім того, перспективним буде контейнерне транспортування монолітного газогідрату морем із подовженням маршруту авто- і/чи залізничним транспортом.

Економічні показники NGH-технології можна значно покращити за рахунок оптимального використання властивостей газогідрату (ефекту самоконсервації, примусової консервації, стабільності при незначній мінусовій температурі й атмосферному тиску та ін.). При цьому, на нашу думку, буде доцільно знизити витрати на найбільш енергоємні операції NGH-технології, якими є охолодження і нагрів матеріальних потоків під час утворення і плавлення

газогідрату за рахунок використання альтернативних джерел енергії.

Отже, технологія морського транспортування природного газу в газогідратній формі має ряд суттєвих переваг над LNG- і CNG-технологіями. Однак LNG-технологія має відпрацьовану на світовому ринку технологію. NGH-технологія максимально підходить для вирішення проблеми диверсифікації поставок природного газу в Україну та при розробці морських родовищ газу і нафти. Крім того, транспортування природного і попутного газу у газогідратній формі є особливо перспективним при розробці відносно малих і віддалених від інфраструктури родовищ, де недоцільно будувати трубопровід чи інфраструктуру LNG-технології.

### Література

1 Matteo Marongiu-Porcu The Economics of Compressed Natural Gas Sea Transport / Matteo Marongiu-Porcu, Xiuli Wang, Michael J. Economides // Russian Oil & Gas Technical Conference and Exhibition held in Moscow, Russia, 28–30 October, 2008.

2. Seungyong Chang Comparing Exploitation and Transportation Technologies for Monetisation of Offshore Stranded Gas [Електронний ресурс] /

Seungyong Chang // SPE Asia Pacific Oil and Gas Conference and Exhibition: Indonesia, Jakarta, 2001, 17-19 April. – Режим доступу: <http://www.onepetro.org/mslib/servlet/onepetroview?id=00068680>.

3 Economides M.J. Compressed Natural Gas (CNG): An Alternative to Liquefied Natural Gas (LNG) [Електронний ресурс] / M.J.Economides, Kai Sun, Subero G.U. // Journal SPE Production & Operations, Vol.21(2), 2006, pp. 318-324. – Режим доступу до журн.: <http://www.onepetro.org/mslib/servlet/onepetroview?id=SPE-92047-PA>.

4 Пронин Е.Н. Морская транспортировка компримированного газа [Електронний ресурс] / Е.Н. Пронин, С.Е. Поденок // Информационный бюллетень. – 2004. – № 1 (15). – Режим доступу до журн.: [http://www.ngvrus.ru/st15\\_4.shtml](http://www.ngvrus.ru/st15_4.shtml).

Pronin Ye.N. Sea transportation of compressed gas [Electronic a resource] / Ye.N. Pronin, S.Ye. Podenok // Newsletter. – 2004. – № 1 (15). – Access to a journ.: [http://www.ngvrus.ru/st15\\_4.shtml](http://www.ngvrus.ru/st15_4.shtml).

5 Gudmundsson J.S. Storing Natural Gas as Frozen Hydrate/J.S. Gudmundsson, M.Parlactuna, A.A.Khokhar // SPE Production & Facilities, 1994, 9 No.1 (Feb.). – Pp.69–73.

6 Gudmundsson J.S. Natural Gas Hydrate an Alternative to Liquefied Natural Gas [Електронний ресурс] / J.S. Gudmundsson, A.Vorrehaug. – Trondheim, 1996, January – Режим доступу: <http://www.ipt.unit.no/~jsg/forskning/hydrater>.

7 Gudmundsson J.S. Hydrate non-pipeline technology for transport of natural gas [Електронний ресурс] / J.S. Gudmundsson, O.F.Graff. – Режим доступу: [http://www.igu.org/html/wgc 2003/WGCpdffiles/10056\\_1046347297\\_14776\\_1.pdf](http://www.igu.org/html/wgc 2003/WGCpdffiles/10056_1046347297_14776_1.pdf).

8 Kanda H. Economic study on natural gas transportation with natural gas hydrate (NGH) pellets / H. Kanda // 23rd World Gas Conference, Amsterdam, 2006.

9 Якушев В.С. Современное состояние газогидратных технологий. Обз. инф. / В.С.Якушев, Ю.А. Герасимов, В.Г. Квон, В.А. Истомин. – М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2008. – 88 с.

Yakushev V.S. Modern state of gas hydrate technologies. Rev. inf / V.S. Yakushev, Yu.A.Gerasimov, V.G. Kvon, V.A. Istomin. – М.: LTD «IRTs Gazprom», 2008. – 88 p.

10 Dawe R.A. Hydrate Technology for Transporting Natural Gas / R.A.Dawe, M.S.Thomas, M.Kromah // Engineering Journal of the University of Qatar, Vol. 16, 2003, pp.11–18.

11 Пат. № 68780, Україна, МПК 6 C10L 3/10, C07C9/00, F25J 1/00, F17C11/00. Спосіб виробництва гідратів попутного нафтового газу з метою їх транспортування і зберігання [Текст] / Педченко Л.О., Педченко М.М.; заявник і власник патенту Педченко М.М. – № 201111388; заяв. 26. 09. 2011; опубл. 10. 04. 2012; Бюл. № 7, 2012 р. – 6 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
02.02.12  
Рекомендована до друку професором  
Ширіним Л.Н.*

## АНАЛІЗ ОБСЛУГОВУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВІДІВ

О.В. Іванов

ІФНТУНГ, 76019, м.Івано-Франківськ, вул.Карпатська, 15, тел. (03422) 49358,  
e-mail: informatik@nung.edu.ua

*Розглядаються системи технічного обслуговування і планових ремонтів, а саме поточного і капітального, наводиться опис завдань та функцій ремонтного обслуговування. Наведено опис форм організації ремонтів, зокрема централізованої, децентралізованої та змішаної. Розглянуто методи організації ремонтів, а саме післяоглядового, періодичного та планово-попереджувального. Наведено способи організації ремонтів, а саме загально-знеособлений, агрегатно-знеособлений та індивідуальний. Описано регламент технічного обслуговування, проекти ремонтних робіт і технологічна документація. По кожному елементу технічного обслуговування вказуються переваги і недоліки. Досліджуються існуючі стратегії обслуговування об'єктів газотранспортної системи, зокрема методи календарного планування, обслуговування за напруженням, обслуговування за реальним станом, пасивного обслуговування. Оцінюється ефективність стратегій обслуговування технологічного обладнання об'єктів газотранспортної системи.*

*Об'єктом дослідження є лінійні ділянки і компресорні станції системи газопроводів.*

*Метою дослідження є аналіз обслуговування технологічного обладнання магістральних газопроводів, розробка стратегій раціонального планування процесу обслуговування елементів газотранспортного комплексу та дослідження переваги однієї стратегії обслуговування щодо іншої.*

*Ключові слова:* стратегії обслуговування, ремонт, ГПА, надійність, оптимізація.

*Рассматриваются системы технического обслуживания и плановых ремонтов, а именно текущего и капитального, описаны задачи и функции ремонтного обслуживания. Приведено описание форм организации ремонтов, в частности централизованной, децентрализованной и смешанной. Рассмотрены методы организации ремонтов, а именно послесмотрового, периодического и планово-предупредительного. Приведены способы организации ремонтов; общеобезличенный, агрегатно-обезличенный и индивидуальный. Описан регламент технического обслуживания, проекты ремонтных работ и технологическая документация. Указаны преимущества и недостатки каждого элемента технического обслуживания. Исследуются существующие стратегии обслуживания объектов газотранспортной системы, в частности методы календарного планирования, обслуживание по наработке, обслуживание по реальному состоянию, пассивное обслуживание. Оценивается эффективность стратегий обслуживания технологического оборудования объектов газотранспортной системы.*

*Объектом исследования являются линейные участки и компрессорные станции системы газопроводов.*

*Целью исследования является анализ обслуживания технологического оборудования магистральных газопроводов, разработка стратегий рационального планирования процесса обслуживания элементов газотранспортного комплекса и исследования преимуществ одной стратегии обслуживания относительно другой.*

*Ключевые слова:* стратегии обслуживания, ремонт, ГПА, надежность, оптимизация.

*This research is dedicated to the technological systems exploration maintenance, namely scheduled repairs and overhauls, and provides the description of the repair service aims and functions. Centralized, decentralized and mixed forms of repair management are described in this research. Such methods of repair management as post-examination repairs, scheduled repairs, and scheduled anticipation repairs are also examined in the paper. In this research three ways of repair management are examined, namely the full-replacement, unit-replacement, and individual way of repair. This research also provides the description of the technological maintenance regulations, projects of technical operations, and other technical documentation. Pros and cons of every technological maintenance element are also described in the research. Possible strategies of maintenance of gas transport system objects, such as calendar planning strategies, maintenance due to the performance period, maintenance according to the real condition of the system and its passive maintenance, are considered in this research.*

*The main subjects of this research are the exploration of linear sections (areas) and compressor stations of the pipeline system.*

*This research's aim is to analyze the maintenance of manufacturing equipment of main gas pipelines, develop strategies of rational planning of maintenance of gas transport complex elements, and to define the advantages of one strategy of maintenance over the other.*

*Keywords:* maintenance strategy, repair, gas pumping unit, reliability, optimization.

### Вступ

Основний обсяг експортних поставок природного газу з Росії й Середньої Азії (близько 75%) здійснюється в країни Європи через територію України. Усвідомлюючи важливість забезпечення Європейського континенту енергоносіями, українська сторона приділяє значну

увагу підтримці газотранспортної системи (ГТС) на високому технічному рівні.

З метою збереження конкурентоспроможності й привабливості ГТС України для експортерів газу розроблено й впроваджуються програми реконструкції компресорних станцій, лінійної частини, газорозподільних і газовими-

ривальних станцій. Дані програми покликані підтримати параметри газотранспортної системи України на сучасному світовому рівні. Така роль ГТС України висуває до неї жорсткі за твердістю вимоги щодо надійності й безпеки її функціонування. Системні відмови ГТС України можуть привести до зриву поставок російського й середньоазіатського природного газу в Західну Європу з непередбачуваними політичними й економічними наслідками.

Проблеми підвищення надійності й ефективності експлуатації газоперекачувальних агрегатів (ГПА) тісно пов'язані із завданням зниження виробничих витрат на проведення ремонтно-відбудовчих заходів. Значне підвищення вартості ремонтно-відбудовчих робіт і запасних частин диктує необхідність впровадження нових сучасних технологій технічного обслуговування обладнання компресорних станцій (КС). За цих умов різко зростає необхідність у наукових розробках, спрямованих на вирішення нерозв'язаних завдань, пов'язаних з удосконаленням методів і засобів проведення ремонту газоперекачувального обладнання.

#### **Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми**

Для більшості технологічних елементів системи газопостачання – допоміжного обладнання на компресорній станції, блоків редукування і регулювання газу на газорозподільних пунктах, арматури, приладів і пристроїв автоматики – застосовують стратегію обслуговування, засновану на календарному плануванні. Що ж стосується систем технічного обслуговування газоперекачуючих агрегатів, то найбільш широко застосовують стратегію, засновану на проведенні регламентованих профілактичних робіт у міру досягнення заданого наробітку. При експлуатації обладнання систем газопостачання, хоча і відомий (регламентований) наробіток, під час якого проводяться попереджувальні відбудовні роботи, заздалегідь невідомий календарний момент часу, коли наробіток досягне заданого значення.

#### **Формування цілей статті**

Для того, щоб заощадити матеріальні і енергетичні ресурси, оптимізувати процес технічного обслуговування, потрібно забезпечити раціональну експлуатацію основного технологічного обладнання. Для цього необхідно удосконалити ремонтні організації, які здійснюють технічне обслуговування. Напрямами такого удосконалення є: подальша спеціалізація по окремих видах ремонтних робіт, вивільнення підприємств основного виробництва від організацій капітальних і середніх ремонтів; виготовлення запасних частин, нестандартного обладнання, а також зміна стратегій проведення технічного обслуговування і ремонтних робіт.

#### **Аналіз літератури по даній темі**

На даний час у вітчизняній і зарубіжній літературі [1-4] наводяться дані по параметрах надійності і раціональному плановому обслуговуванню ГПА. Деякі вчені [5] розробили моделі і концепції ефективного технічного обслуговування газоперекачуючих агрегатів.

Проблема надійності також займає провідне місце в основних міжнародних документах – Європейській енергетичній хартії і Директиві Європейського Парламенту та Ради Європейського Союзу стосовно спільних правил для внутрішнього ринку природного газу.

Але всі вони не є систематизованими і в них немає чіткого формулювання стратегії обслуговування технологічного обладнання магистральних газопроводів.

#### **Завдання та функції ремонтного обслуговування**

Ремонтне господарство створюється на підприємстві для того, щоб забезпечити за мінімальних витрат раціональну експлуатацію його основних виробничих фондів. Відповідно до цього основними завданнями ремонтного господарства є:

- здійснення технічного обслуговування та ремонту основних виробничих фондів;
  - монтаж нового, придбаного або виготовленого самим підприємством обладнання;
  - модернізація обладнання, що експлуатується;
  - виготовлення запасних частин і вузлів (в тому числі і для модернізації обладнання), організація їх зберігання;
  - скорочення часу простоїв обладнання в ремонті та витрат на його проведення.
- Для ефективного вирішення поставлених завдань за ремонтною службою закріплюються виконання таких функцій:
- планування, облік та контроль виконаних робіт;
  - контроль правильності експлуатації обладнання;
  - облік руху (переміщення) обладнання; контроль за станом зберігання обладнання;
  - інвентаризація обладнання;
  - технічна підготовка ремонтних робіт;
  - звітність про виконання робіт.

В умовах підприємств нафтогазового комплексу ремонтне господарство входить переважно до складу баз виробничого обслуговування (БВО). При цьому формування цехів здійснюється за принципом спеціалізації. Залежно від обсягів виробництва склад ремонтних цехів може дещо змінюватися, але здебільшого втримується така структура. В бурових підприємствах виділяються: прокатно-ремонтний цех бурового обладнання (ПРЦБО), прокатно-ремонтний цех електрообладнання та електропостачання (ПРЦЕОЕП) прокатно-ремонтний цех труб і трубопроводів (ПРЦТ) До складу ремонтного господарства нафтогазовидобувних підприємств входять: прокатно-ремонтний цех експлуатаційного обладнання (ПРЦЕО), прокатно-ремонтний цех електрообладнання і електропостачання (ПРЦЕОЕП), цех підземного і капітального ремонту свердловин (ЦПКРС).

На інших (наприклад, будівельно-монтажних, машинобудівних) підприємствах нафтога-

зового комплексу можливі інші організаційні форми ремонтної служби: ремонтно-механічні цехи, механічні майстерні тощо.

Незалежно від виду ремонтного обладнання та його кількості ремонтні роботи проводяться з використанням різних систем ремонтів, форм і методів їх організації та способів виконання.

### Системи ремонтів

В процесі виробничого використання окремі частини засобів праці (машин, верстатів, механізмів) зношуються і поступово втрачають свою здатність виконувати належні їм функції. Відновлення їх працездатності та експлуатаційних властивостей досягається шляхом ремонту, організація якого повинна бути пов'язана з раціональною організацією та доглядом за обладнанням. Основою для цього на промислових підприємствах є система технічного обслуговування та ремонту основних фондів.

Під системою технічного обслуговування і планових ремонтів (ТО і ПР) розуміють сукупність запланованих заходів щодо догляду, нагляду та ремонту обладнання. Система ТО і ПР включає технічне обслуговування, поточний ремонт (ПР) та капітальний ремонт (КР).

Технічне обслуговування – комплекс заходів чи операцій щодо підтримання працездатності та справності виробу при його використанні за призначенням, при очікуванні, зберіганні та транспортуванні. Воно проводиться з метою прогресуючого зношування деталей і сполучень.

До складу ТО входить контроль технічного стану, очищення, змащування, заміна окремих складових частин або їх регулювання з метою попередження пошкоджень, а також частина робіт по усуненню пошкоджень.

Слід розрізняти періодичні та сезонні ТО. Періодичне ТО виконується через встановлені в експлуатаційних документах інтервали часу. Сезонне ТО проводиться з метою підготовки виробу до використання в сезонно-літніх умовах. Сезонне ТО проводиться тільки для виробів, що використовуються при істотних змінах навколишнього середовища протягом року.

ТО обладнання по об'єктах, що обслуговуються експлуатаційним персоналом, проводиться силами цього персоналу, а на об'єктах, де постійний персонал відсутній, проводиться силами комплексних бригад ремонтників бази виробничого обслуговування.

Комплекс робіт при ТО регламентується інструкціями з експлуатації, які розробляють заводи-виготовлювачі обладнання. Поточний ремонт здійснюється в процесі експлуатації з метою гарантованого забезпечення працездатності обладнання. При ПР проводиться часткове розбирання обладнання, ремонт окремих вузлів або заміна зношених деталей, монтаж, регулювання та випробування згідно з інструкцією з експлуатації. Ті вузли, що вимагають ремонту, замінюють заздалегідь відремонтованими із резерву бази виробничого обслуговування (БВО).

ПР на місці експлуатації здійснюється силами комплексних бригад БВО, а за необхідності залучається і експлуатаційний персонал. ПР, що вимагають застосування спеціальної оснастки та обладнання, проводяться на БВО, чи центральних БВО.

КР проводиться з метою відновлення працездатності та ресурсу обладнання. При КР проводиться повна розбирання обладнання, промивання та дефектація деталей та вузлів, ремонт, збирання, регулювання, випробування під навантаженням та фарбування. КР проводиться зазвичай на центральних БВО об'єднань або на спеціалізованих ремонтно-механічних заводах. Обладнання відправляється на КР згідно з планом-графіком ремонтів.

Система ремонтів на потребу також може зустрічатись на практиці. Її суть полягає в тому, що ремонт обладнання проводиться тільки тоді, коли цього вимагає його технічний стан, коли далі експлуатація стає неможливою через зношеність. Так система має ряд недоліків, що знижує її ефективність та розповсюдження. Серед них слід виділити: відсутність закінченої системи планування ремонту обладнання, відсутність профілактичних заходів, що попереджували б інтенсивний знос деталей, прогресивне погіршення в процесі експлуатації стану обладнання та його технічної продуктивності, зменшення ступеня надійності та довговічності обладнання в результаті інтенсивного зношення деталей, невизначеність термінів зупинки обладнання та ремонт, що не дає можливості планувати ремонтні роботи.

Тому таку систему ремонтів не можна рекомендувати для широкого використання. Використовувати її можна тільки у виняткових випадках, коли ніякого замінного фондообладнання та запасних частин на підприємстві немає, і коли це стосується допоміжних видів обладнання, зупинка яких на ремонт не може негативно позначитись на роботі підприємства.

### Форми організації ремонтів

Залежно від конкретних умов виробництва (наявність ремонтної бази, віддаленість від спеціалізованих ремонтних баз тощо) організація ремонтних робіт може здійснюватись в трьох формах: централізованій, децентралізованій та змішаній.

При централізованій формі організації ремонтів, централізованій формі управління ремонтним господарством всі види ремонтних робіт та виготовлення запасних частин проводиться на спеціалізованих ремонтних базах, ремонтно-механічних заводах, центральних ремонтно-механічних майстернях, центральних БВО. При цьому спеціалізовані ремонтні бригади проводять як ремонти, так і міжремонтне обслуговування.

Переваги цієї форми:

- ефективно застосування передової технології та сучасних досягнень практики організації ремонтних робіт;
- рівномірне розміщення ремонтних баз по найважливіших районах;

- повне і рівномірне завантаження ремонтних баз незалежно від погодних умов та пори року;
- нормальні умови щодо підвищення кваліфікації робітників;
- підвищення спеціалізації та кооперування по виготовленню деталей вузлів, виконанню окремих технологічних операцій;
- підвищення ПП та зниження собівартості ремонтних та інших робіт;
- скорочення планових термінів простою обладнання в ремонті.

Отже, централізована форма організації ремонтів дає можливість краще організувати робочі місця, оснастити їх необхідним обладнанням, що забезпечить проведення ремонту на високому технічному рівні.

Але дана форма має два досить істотні недоліки. Це великі затрати часу та грошових коштів на доставку обладнання на ремонтну базу, неможливість проведення ремонтів великогабаритного обладнання в закритих приміщеннях. Можна зробити висновок, що цю форму доцільно використовувати, коли ремонтні бази розміщені неподалік та коли підприємство має належний фонд запасного обладнання.

При децентралізованій формі організації ремонтів всі види ремонтного обслуговування, включаючи і виготовлення необхідних, запасних частин, проводяться силами і технічними засобами власної ремонтної бази, тобто силами окремих цехів. Особливо важливі роботи виконуються на спеціалізованих ремонтних базах (централізована форма).

Порівняно з централізованою дана форма має ряд недоліків: необхідність розміщення ремонтних засобів по окремих об'єктах, відсутність кваліфікованого керівництва та матеріально-технічного постачання, низький рівень спеціалізації ремонтних робітників, низький коефіцієнт використання верстатного парку та іншого ремонтного обладнання, зниження якості робіт. Ці недоліки звужують сферу використання даної форми організації ремонтів.

Найчастіше цю форму можна використати при значних віддалях між підприємством та ремонтними базами, тому така форма є найхарактернішою для геологорозвідувальних і бурових підприємств, що працюють в нових або віддалених районах.

При змішаній формі організації ремонтів різні види ремонтного обслуговування виконуються по-різному. Капітальні ремонти зазвичай, проводяться на спеціалізованих ремонтних базах (централізована форма), а технічне обслуговування та поточні ремонти-безпосередньо в цехах (децентралізована форма).

Даній формі притаманні всі недоліки децентралізованої форми і тому використовується на крупних та середніх підприємствах, що мають міцну ремонтну базу. Крім того, її можна використовувати і в інших підприємствах як проміжний варіант при переході до централізованої форми організації ремонтів.

### **Методи організації ремонтів**

В залежності від масштабів робіт, видів використовуюваного обладнання та місцевих конкретних умов ремонт обладнання може бути виконаний за одним з таких методів:

*1. Метод післяоглядового ремонту.* Суть даного методу ремонту полягає в тому, що обладнання підлягає періодичним оглядам, за регламентами яких визначається термін і вид чергового ремонту. Періодичність оглядів встановлюється, виходячи з орієнтованих строків служби деталей і вузлів обладнання. В результаті оглядів складається відомість дефектів, що включають детальні відомості про ступінь зносу вузлів, а також опис виявлених несправностей і перелік робіт для їх усунення. Ці дані є основою для планування обсягів та термінів проведення ремонтних робіт. Строки між двома плановими оглядами є непостійними і встановлюються в залежності від складності обладнання, його технічного стану та річного графіку завантаження. Цей метод організації ремонту обладнання має ряд істотних недоліків, головні з них: неможливість планування ремонтів та завантаження ремонтних баз на тривалий період часу; суб'єктивність технічного стану машин, обладнання; індивідуальний підхід до організації ремонтів; труднощі в визначенні необхідної кількості робочої сили, матеріалів, інструментів, оснастки. Цей метод використовується дуже рідко. Здебільшого його можна зустріти при ремонті нестандартного спеціального, нового обладнання, яке, до того ж, використовується в індивідуальному порядку.

*2. Метод періодичних ремонтів.* Основні види ремонтних робіт при цьому методі проводяться в точній послідовності. Обсяг і порядок послідовності ремонтів визначається тривалістю служби змінних деталей та вузлів. За строками служби деталі та вузли кожної машини, кожного верстата, кожного виду обладнання класифікуються і групуються. В залежності від середнього періоду часу їх служби встановлюють термін та обсяг ремонтних робіт. При кожному черговому ремонті всі вузли і деталі, що підлягають ремонту, уважно оглядають, зношені частини замінюють, а ті, що ще придатні до роботи, встановлюють знову. При цьому для організації ремонту важливим є своєчасне та якісне встановлення змінних та запасних частин. Головною перевагою даного ремонту обладнання є його економічність та можливість досить детального планування наступних видів ремонтів і їх фізичних обсягів. Цей метод найхарактерніший для універсального обладнання, що широко використовується у всіх підрозділах підприємства.

*3. Метод планово-попереджувальних ремонтів.* Даний метод, на відміну від двох попередніх, базується на обов'язковому періодичному плановому оновленні обладнання шляхом заміни частини деталей та вузлів незалежно від їх технічного стану. Головне в цьому методі – його профілактичний характер, що дає змогу значно продовжити строки служби обладнання; зберегти високу якість його роботи, а також

прискорити затрати на планові ремонти. В основі даного методу лежить проведення різних видів ремонтного обслуговування через точні, заздалегідь визначенні періоди часу протягом ремонтного циклу. Під ремонтним циклом розуміють період часу між двома капітальними ремонтами (для діючого обладнання) або період часу від ремонту введення в експлуатацію обладнання до першого капремонт (для нового обладнання). Ремонтний цикл поділяється на міжремонтні періоди, тривалість яких визначається строком служби змінних деталей. Тривалість циклу та міжремонтних періодів визначається системою ТО і ПР.

Із перелічених методів останній є найпрогресивнішим і характеризується такими позитивними рисами: система профілактичних заходів дає можливість уникнути непланових зупинок; з'являється можливість точного планування ремонтів та завантаження ремонтних баз на весь плановий період; точного визначення потреби в робочій силі, матеріалах, інструменті; забезпечується високий рівень спеціалізації ремонтних бригад та використання прогресивних способів ремонту обладнання; підвищується загальна ефективність ремонту за рахунок зростання ПП, повного використання ремонтного обладнання, раціонального використання матеріальних ресурсів.

Метод плано-попереджувальних ремонтів найкращий для обладнання, що працює у сталому режимі. Також використовують при ремонтах обладнання, від безперервної роботи яких залежить безперервність технологічних процесів та безпека людей. Найчастіше зустрічаються різні комбінації всіх трьох видів.

### Способи організації ремонтів

Залежно від кількості однотипного обладнання та технічної оснащеності ремонтних баз використовуються різні способи ремонту обладнання:

#### 1. Індивідуальний спосіб ремонту.

При цьому способі обладнання ремонтує одна комплексна бригада, що складається з робітників високої кваліфікації. При цьому кожна одиниця обладнання підлягає розбиранню на окремі вузли і деталі, які в процесі ремонтних робіт знеособлюються, тобто обладнання збирають з тих же відремонтованих частин, з яких воно складалось до ремонту. Цей спосіб не має великого поширення через такі недоліки:

1) значний час простою обладнання в ремонті, оскільки багато часу витрачається на ремонт та виготовлення окремих змінних частин та деталей;

2) відсутність гарантій високої точності підготовки та монтажу деталей, вузлів і механізмів в умовах обмеженого часу на ремонт;

3) необхідність високої кваліфікації робітників, які забезпечували б виконання будь-яких видів робіт, що виникають під час ремонту;

Виходячи з цього, індивідуальний спосіб ремонту використовується найчастіше при ремонті простих видів обладнання та невеликій його кількості, а також при відсутності підмін-

ного фонду обладнання. Такий спосіб ремонту можна зустріти в геологорозвідувальних операціях.

#### 2. Агрегатно-знеособлений спосіб ремонту.

При цьому способі ремонту весь комплекс ремонтних робіт ділиться на окремі складові частини, кожна з яких є повністю закінченим процесом ремонту агрегату чи вузла. Іншими словами, машину розбирають на окремі агрегати, що ремонтуються окремо.

Використання підготовлених складальних одиниць дає можливість в багатьох випадках значно скоротити простої обладнання, які пов'язані з виконанням ремонтних робіт. Найбільшу шкоду виробництву наносять простої технологічного обладнання в непланових ремонтах. Причиною таких ремонтів зазвичай є випадковій відмови через вихід з ладу окремих деталей чи вузлів. Тому використання підготовлених ремонтних вузлів для непланових ремонтів такого обладнання особливо ефективно. Висока ефективність даного способу ремонту зумовлена наступними перевагами:

- раціональним використанням робочої сили за кваліфікацією;
- високою спеціалізацією ремонтних бригад, що забезпечують ріст ПП;
- економією робочого часу на проведення ремонту;
- поліпшення якості та зниження вартості ремонтних робіт;

Часто вузловий спосіб поєднується з індивідуальним. В такому поєднанні він досить часто використовується при капітальному ремонті сильно завантаженого обладнання. Що стосується обладнання не унікального чи особливо важливого для виробництва, то використання вузлового способу не завжди буде економічно виправданим.

#### 3. Загально-знеособлений спосіб ремонту.

На відміну від агрегатно-знеособленого способу, даний спосіб характеризується повним знеособленням не тільки вузлів, але й окремих деталей. Машину, що поступила в ремонт, повністю розбирають, всі деталі підлягають дефектуванню. При цьому ті деталі, які ще придатні для використання, передають на склад, а решту або ремонтують або здають в металобрухт. Слюсарно-збірна бригада проводить зборку машин із знеособлених деталей, що поступають із складу.

Загально-знеособлений спосіб ремонту використовують на крупних ремонтних базах, що проводять ремонт великої кількості однотипного обладнання із взаємозамінними деталями. В умовах нафтогазової промисловості він використовується на центральних БВО та спеціалізованих ремонтно-механічних заводах. Даний спосіб ремонту є найекономічнішим із трьох названих. Це пояснюється тим, що при цьому значно скорочується час простоїв в ремонті, підвищується ПП і якість робіт, знижується їх вартість.

Таблиця 1 – Об'єми робіт при проведенні ТО 4, середнього й капітального ремонту ГПА

Роботи	Вид ремонту
<b>Осьовий компресор і турбіна</b>	
Розкриття, розбирання й промивання вузлів і деталей	СР, КР
Виявлення дефектів у вузлах і деталях	СР, КР
Перевірка зазорів у підшипниках ущільненнях, проточній частині	СР, КР
Ремонт підшипників і мастилозахисних ущільнень	СР, КР
Ремонт роторів з відновленням шийок і упорних дисків	СР, КР
Перелопачування робочих і напрямних лопаток	КР
Балансування роторів	КР
Ремонт циліндрів і обойм	КР
Ремонт повітряних і газових ущільнень	СР, КР
Перевірка систем охолодження лопаток, дисків ТВД і СТ	СР, КР
Ремонт теплоізоляції турбіни	КР
Ремонт валоповоротного пристрою (ВПУ)	КР
Ремонт турбодетандера	КР
Розбирання, очищення й ремонт камери згоряння	ТО4, СР, КР
<b>Нагнітач</b>	
Перевірка центрування роторів нагнітача й СТ	СР, КР
Розбирання, очищення й промивання деталей	ТО4, СР, КР
Виявлення дефектів підшипників, шийок і упорного диска	ТО4, СР, КР
Дефектоскопія колеса, торцевого й газового ущільнень, балансування ротора	СР, КР
<b>Допоміжне устаткування</b>	
Ремонт регенераторів	КР
Ремонт мастилоохолоджувачів	КР
Ревізія мастильного бака, чищення мастилопроводів	КР
Прокачування системи змащування	СР, КР
Ревізія насосів мастилозмащування й ущільнення	СР, КР
Ревізія поплавкової камери й акумулятора мастила	СР, КР
Ревізія запірних арматур	КР
Ревізія повітрязабірної камери	СР, КР
Перевірка й налагодження системи вентиляції й місцевих витяжок	ТО4, СР, КР
Перевірка й налагодження системи відсмоктування парів мастила з картерів підшипників і рами мастильного бака	ТО4, СР, КР

#### Регламент технічного обслуговування

На компресорній станції діє регламент технічного обслуговування, який передбачає проведення комплексу робіт з підтримки агрегату в працездатному стані протягом встановленого заводом-виготовлювачем моторесурса.

Регламент передбачає проведення таких видів робіт:

– технічне обслуговування працюючих агрегатів (ТО 1-3) або тих, що перебувають в резерві (ТО 1-5); включає технічні огляди, перевірки стану, контроль і вимір параметрів і інші види робіт залежно від часу наробітку або знаходження в резерві;

– ревізію камери згоряння й нагнітача (ТО 4);

– середній і капітальний ремонти.

При середньому ремонті обов'язкова дефектоскопія вузлів, що відробили експлуатаційний ресурс, і деталей із заміною або ремон-

том зношених і ушкоджених. Середній ремонт проводять між капітальними для усунення витоків мастила й газу через демонтаж корпусів, ущільнення, фланці трубопроводів і т.д., причин підвищеної вібрації й інших явно виражених несправностей. Крім того, необхідність у середньому ремонті виникає для попередження схованих відмов спрацьованого й утомного характеру. Обсяг робіт при середньому ремонті остаточно визначається тільки після розкриття й проведення дефектоскопії. Цілком можливо, що агрегат, зупинений для проведення середнього ремонту, буде ремонтуватися в обсязі капітального.

У табл. 1 наведено об'єми робіт при проведенні ТО 4, середнього й капітального ремонту ГПА.

Періодичність технічного обслуговування й ремонту ГПА наведена в табл. 2.

Таблиця 2 – Періодичність технічного обслуговування і ремонту ГПА

Види ТО	Напрацювання, год.	Час, дні	Число запусків
У випадку використання			
ТО 1	24 + 1	—	
ТО 2	700 + 100	—	
ТО 3	2000 + 200	—	
ТО 4	6000 + 200	—	
В резерві			
ТО 5.1	—	7 + 2	
ТО 5.2	—	14 + 3	
ТО 5.3	—	30 + 5	
Планові ремонти			
Середній	12000 + 500	—	40
Капітальний	25000 + 1000	—	80

### Проекти виробництва ремонтних робіт і технологічна документація

Обслуговування діючих електроустановок, проведення в них оперативних переключень, організація й виконання ремонтних, монтажних або налагоджувальних робіт і випробувань на ГП здійснюється спеціально підготовленим електротехнічним персоналом, що перебуває в складі служби енергетика газового промисла.

Підготовленість до ремонту багато в чому визначає його якість і тривалість. До зупинки агрегату для його висновку в плановий ремонт, експлуатаційний і ремонтний персонал спільно проводять обстеження технічного стану агрегату й на підставі його результатів, а також виявленого під час міжремонтного періоду несправностей складається попередня дефектна відомість.

До програми обстеження входять: огляд агрегату й систем підготовки мастила, циклового повітря; вимір робочих параметрів ГПА; визначення наявної потужності; питомої витрати мастила; віброобстеження агрегату; вимірювання температури корпусів. Передремонтне обстеження на працюючому агрегаті дає змогу виявити також несправності, які важко або взагалі неможливо виявити після зупинки й розкриття агрегату. Крім того, результати обстеження необхідні надалі для оцінки якості ремонту.

Наступним важливим підготовчим заходом є визначення номенклатури деталей і вузлів, що вимагають заміни, організація їхнього одержання до початку ремонтів, а також подача попередньої заявки на ремонтно-відбудовчі роботи в РММ.

Ремонтний персонал повинен проаналізувати технічну документацію минулих ремонтів, вивчити документацію по намічуваним до впровадження інформаційним листам. Виявлені при цьому обстеженні дефекти й додаткові роботи з модернізації встаткування повинні бути враховані при визначенні майбутнього обсягу робіт і складанні сіткового графіка ремонту.

До висновку агрегату в ремонт повинна бути підготовлена документація, укомплекто-

ваний інструмент, пристосування, підготовлені робочі місця, перевірено стан підйомно-транспортних засобів, виконані заходи щодо техніки безпеки. Перед початком робіт необхідно перевірити стан майданчиків для укладання деталей і вузлів агрегату. Підготовленість робочих місць і розміщення встаткування повинні забезпечувати зручність огляду й ремонту.

Створення нормальних умов роботи, що сприяють підвищенню продуктивності праці, як обов'язкові заходи включає забезпечення робочих місць освітленням та підтримку оптимального температурного режиму й рівня шуму, що не перевищує 85дБ. Перед початком робіт проводять інструктаж з техніки безпеки, ознайомлення й обговорення обсягів і строків майбутніх робіт. Бригаду ділять на ланки й призначають відповідальних виконавців.

Ремонти стаціонарних і авіаційних агрегатів за організацією відрізняється між собою. Ремонт стаціонарних ГПА здійснюється безпосередньо на КС у машинному залі або на окремому, спеціально обладнаному майданчику. Хоча в ряді випадків, ремонт великих складальних вузлів, роторів, вузлів підшипників може здійснюватися на заводах-виготовлювачах ГПА або на спеціальних ремонтних базах.

Ремонт авіаційних газотурбінних установок здійснюється, як правило, в умовах заводів-виготовлювачів або на спеціалізованій ремонтній базі з організацією своєрідного обмінного фонду двигунів.

При відправленні на завод окремих вузлів агрегату, що обслуговує персонал КС, відповідальний за організацію ремонту ГПА організовує згідно до вимог відповідної інструкції необхідне пакування устаткування для відправлення його на ремонтну базу або завод-виготовлювач.

### Стратегії обслуговування об'єктів газотранспортної системи

Одним з найважливіших показників функціонуючої газотранспортної системи є надійність її функціонування. Тут під надійністю [6] будемо розуміти властивість об'єкта зберігати в

часі у встановлених межах значення всіх параметрів, що характеризують здатність виконувати необхідні функції в заданих режимах і умовах застосування, технічного обслуговування, ремонтів, зберігання й транспортування. Надійність є комплексною властивістю, що характеризується такими одиничними показниками: безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність і збереженість.

Для забезпечення надійності роботи ГТС використовують методи підвищення показників надійності елементів технологічного обладнання ГТС за рахунок планування й проведення профілактичних ремонтів, введення в експлуатацію більше надійного й ефективного технологічного устаткування шляхом його своєчасної реконструкції, модернізації й заміни.

Для розроблення методів оцінювання технічного стану ГПА широко використовуються параметричні методи, що ґрунтуються на зміні окремих параметрів, а також на встановленні залежностей між відхиленнями параметрів і несправностями, пошкодженнями відповідних елементів конструкції. Їх використовують для контролю стану проточної частини осьових, відцентрових машин, виявлення негерметичностей ущільнень тощо.

Як діагностичні параметри використовують:

- тиск та температуру газу;
- температуру підшипників;
- тиск мастила;
- рівень вібрації.

Ще один шлях підвищення надійності – поліпшення фізико-механічних властивостей матеріалів елементів машин і їх конструкції. Ці можливості можуть реалізовуватися на етапі проектування і розробки машини чи її складової частини. Застосування зносостійких матеріалів, створення умов, що зменшують енергію, яка витрачається на тертя і зношення складових частин, використання поліпшених ущільнень, що фільтрують елементи і різко знижують швидкість зношування, збільшують середній ресурс складових частин. Відповідно скорочується число відмов, а далі і число ремонтів машин, загальна трудомісткість, тривалість і вартість ремонтних робіт.

Збільшуючи наробіток між відмовленнями, можна знизити частоту технічного обслуговування, виключити ряд регламентованих операцій, тобто знизити трудомісткість, тривалість і вартість ремонтних робіт.

Іншою можливістю керування технічним станом і надійністю машин є зміна динаміки структурних параметрів елементів. Призначаючи оптимальні відхилення структурних параметрів, технічного стану, змінюючи міжконтрольний наробіток, підвищуючи ступінь відновлення вихідних характеристик при технічному обслуговуванні і ремонті, завчасно змінюючи складові частини, що мають великі швидкості зношування, збільшують наробіток між відмовленнями, зменшують середню швидкість зміни параметрів стану машини. Ці заходи уже виконують на етапі проектування.

Система технічного обслуговування і ремонту як сукупність засобів, документації і виконавців, необхідних для підтримки і відновлення надійності й ефективності роботи машин, регламентована певними правилами, положеннями, рішеннями. Серед численних рішень існують методи, названі стратегіями. Стратегія технічного обслуговування і ремонту може бути за потреби після відмовлення регламентована в залежності від наробітку (терміну служби); за станом (за результатами технічного діагностування, контролю).

Для більшості технологічних елементів системи газопостачання – допоміжного обладнання на компресорній станції, блоків редукування і регулювання газу на газорозподільних пунктах, арматури, приладів і пристроїв автоматики – використовують стратегію обслуговування, засновану на календарному плануванні. Аварійні відмовлення, що відбуваються у міжпрофілактичних періодах, як правило, не є причиною для систематичного перепланування періоду планово-попереджувальних заходів. Тому дана стратегія є сталою.

Аварійні ремонти основного устаткування систем газопостачання, відповідно до основних задач трубопровідного транспорту газу, при якій організації обслуговування зводяться до термінованих операцій ремонту чи заміни елемента, блоку, вузла, що відмовив. Оскільки основне обладнання систем газопостачання відноситься до складних технічних систем і разом з відповідними допоміжним обладнанням і системою автоматики складається з великого числа окремих елементів і вузлів, то його характеристики надійності можна розглянути в ряді випадків як суперпозицію значного числа характеристик випадкових потоків несправностей складових частин. Тому припускають, що аварійні ремонти і заміни елементів устаткування системи газопостачання, що відмовили, хоча і відновлюють його працездатність, але не відбуваються на характеристиках надійності об'єкта, що обслуговується загалом.

Розглянута стратегія обслуговування і ремонту полягає в тому, що повне відновлення працездатності обладнання системи газопостачання, що обслуговується, виробляється в заздалегідь призначених календарних моментах часу, незалежно від числа аварійних відмов за цей період. В міру виникнення відмовлення обладнання виконують аварійні ремонти, спрямовані на відновлення працездатності шляхом заміни чи ремонту елемента, блоку чи вузла, що відмовив. Дану стратегію позначимо як стратегію I. Вона зображена на рисунку 1.

Існує інша стратегія обслуговування, заснована на методах календарного планування, яку позначимо як «стратегія II». Модель стратегії II відрізняється від попередньої тим, що в ній робиться припущення про повне відновлення характеристик надійності в результаті проведення планових і аварійних ремонтів і перепланування планових ремонтів після кожного аварійного відмовлення.

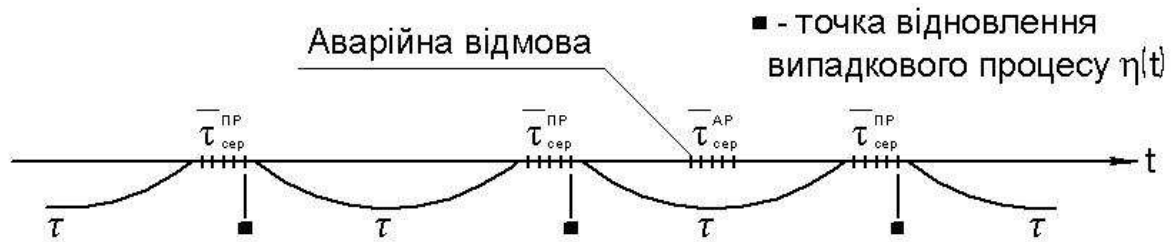


Рисунок 1 – Стратегія обслуговування, заснована на методах планування попереджувальних ремонтів після досягнення заданого наробітку

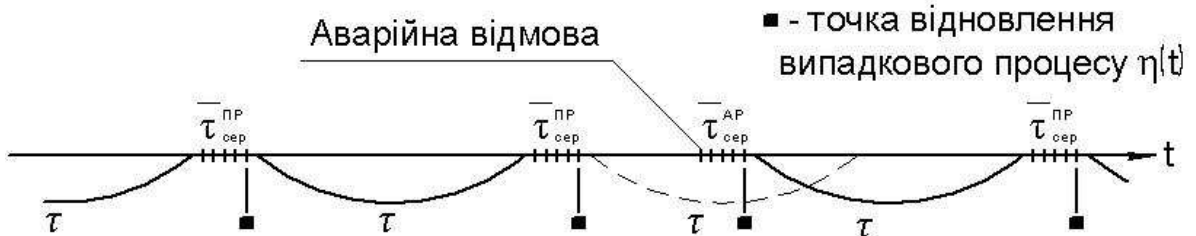


Рисунок 2 – Стратегія обслуговування і ремонту обладнання, заснована на методі календарного планування з перепланування після кожного аварійного відмовлення

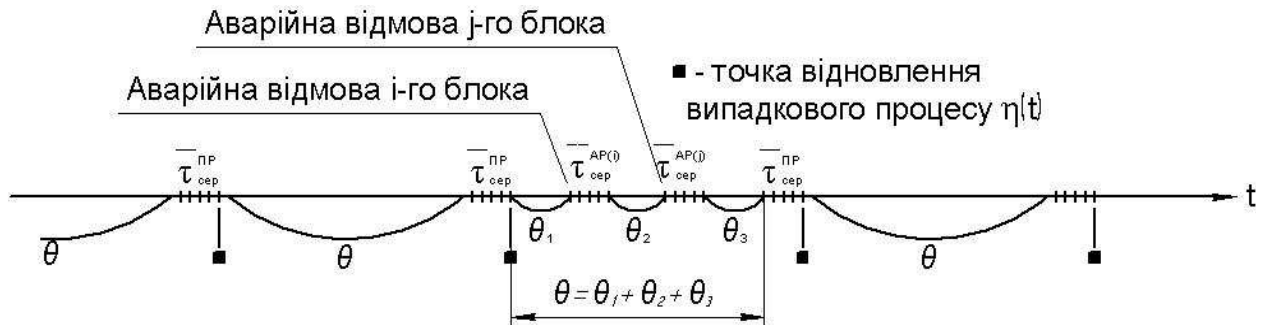


Рисунок 3 – Стратегія обслуговування і ремонту обладнання, заснована на методах планування попереджувальних ремонтів по досягненню заданого наробітку

Перше з допущень обмежує застосування стратегії I до обладнання систем газопостачання, а друге – припускає наявність ускладнень під час планування ремонтів у системі технічного обслуговування систем газопостачання.

Стратегія II зображена на рисунку 2.

До теперішнього часу найбільш широкую реалізацію одержали стратегії технічного обслуговування, засновані на проведенні регламентованих профілактичних робіт у міру досягнення заданого наробітку конкретного обладнання систем газопостачання. В основному це відноситься до системи технічного обслуговування ГПА на компресорних станціях.

З метою дослідження і порівняльного аналізу розглянутих стратегій обслуговування розглянемо формалізацію досить загальної стратегії обслуговування, заснованої на методах планування реставраційних робіт по досягненні заданого наробітку, яку можна застосовувати до основного обладнання систем газопостачання. Цю стратегію позначимо як стратегію III, яка зображена на рисунку 3.

Припустимо, що обладнання системи обслуговуваного газопостачання цілком відновлюється при досягненні заданого наробітку,

незалежно від числа відмов за цей період; у міру виникнення відмов проводяться аварійні ремонти експлуатованого обладнання, спрямовані на відновлення працездатності шляхом заміни (включення резерву) чи ремонту агрегату, блоку чи вузла, що відмовив.

При експлуатації обладнання систем газопостачання, хоча і відомий (регламентований) наробіток, при якому проводяться попереджувальні відбудовні роботи, заздалегідь невідомий календарний момент часу, коли наробіток досягне заданого значення. З цього погляду попереджувальні ремонти обладнання системи газопостачання є позаплановими, незважаючи на сталі традиції в практиці відносити їх до планових.

Відомо, що вихід з ладу конструктивних елементів обладнання систем газопостачання – випадкова подія, що визначається здебільшого конкретними експлуатаційними умовами. Розглянемо стратегію обслуговування і ремонту обладнання систем газопостачання, при якому існує більш високий рівень інформації про об'єкт обслуговування, чим при стратегіях I – III. Дану стратегію позначимо як стратегія IV. Повне відновлення систем газопостачання

досягається при визначеному технічному стані, ідентифікованому шляхом періодичного контролю; аварійні ремонти відбуваються в міру виникнення відмов.

Об'єкт, що обслуговується, розглядається як складна система з можливостями функціонування на багатьох рівнях ефективності. Для об'єктів систем газопостачання це може виражатися ступенем відповідності визначальних технологічних параметрів вимогам нормативно-технічної документації, ймовірністю відмови, пов'язаними з цими витратами.

Ідентифікація технічного стану обладнання систем газопостачання пов'язана зі значними труднощами через його складність, з одного боку, і розмаїттям та різнохарактерністю його експлуатаційних показників, що характеризують, – з іншого. Але для деяких основних технологічних об'єктів системи газопостачання, що є складними резервованими підсистемами, технічний стан може бути природним шляхом визначено через кількість технологічних елементів, що відмовили. Такий підхід доцільний, оскільки нормальне функціонування основних резервованих об'єктів визначається, як правило, кількістю і місцем працездатних агрегатів і блоків у загальному технологічному режимі. Ця обставина буде все в більшому ступені визначальною у міру введення комплексної автоматизації газотранспортних систем.

Бувають випадки, коли проведення планових попереджувальних ремонтів недоцільне, тому що вони можуть погіршити показники якості функціонування системи. Тоді стратегія I вироджується у пасивну стратегію обслуговування (позначимо її V), що полягає в проведенні тільки аварійних ремонтів обладнання, що відмовило, на об'єктах системи газопостачання в міру виникнення відмов.

### **Висновки**

На підставі аналізу розглянутих стратегій обслуговування обладнання системи газопостачання отримані умови переваги однієї стратегії обслуговування щодо іншої.

1. При обслуговуванні основного обладнання відповідно до стратегії II передбачається більш часте повне відновлення характеристик надійності обладнання системи газопостачання, що обслуговується. Але практична неприйнятність застосування стратегії обслуговування II до основного обладнання робить її неправомірною з метою оптимізації режимів обслуговування і призначення термінів ремонту на об'єктах системи газопостачання.

2. Для високонадійного обладнання системи газопостачання і при нетривалих аваріях у випадках відмовлення, стратегії обслуговування I і III виявляється з близькими значеннями показників ефективності обслуговування та ремонту.

### **Література**

1 Еремін Н.В. Компрессорные станции магистральных трубопроводов / Н.В. Еремін, О.А. Степанов. – М.: Недра, 1995. – 230 с.

2 Маньшин Г.Г. Управление режимами профилактик сложных систем / Г.Г. Маньшин. – М.: Наука и техника, 1976.

3 Грузд В.Я. Обслуживание газотранспортных систем./ В.Я. Грузд, Д.Ф. Тымкив, Е.И. Яковлев. – Киев.: УМКВО, 1991.- 159 с.

4 Байхельт Ф. Надежность и техническое обслуживание. Математический подход; пер. с нем. / Ф.Байхельт, П.Франкен. – М.: Радио и связь, 1998. – 392 с.

5 Носков С.В. Алгоритмизация задачи оптимального управления системой технического обслуживания газоперекачивающих агрегатов. / С.В. Носков, В.А. Чичугин // Алгоритмизация и моделирование процессов разработки нефтегазовых месторождений: Сб. науч. тр. – Тюмень: "Нефтегазовый университет", 2007. – Вып. 3. – С. 68-73.

6 Надежность и эффективность в технике: Справочник / Ю.К. Беляев, В.А. Богатырев, В.В. Болотин; под. ред. Ушакова И.А. – М.: Радио и связь, 1985. – 608 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
02.02.12*

*Рекомендована до друку професором  
Грудзом В.Я.*

# Дослідження та методи аналізу

---

---

УДК 620.178.35

## ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ДЕГРАДАЦІЇ НА ПЕРІОДИ ЗАРОДЖЕННЯ ТА ПОШИРЕННЯ ВТОМНИХ ТРІЩИН ТРУБНИХ СТАЛЕЙ

Д.Ю. Петрина, О.Л. Козак, Ю.Д. Петрина

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42342,  
e-mail: public@nimg.edu.ua

Відомо, що руйнування нафтогазопроводів тривалої експлуатації під впливом сумісної дії механічних навантажень і корозійних робочих середовищ, деградації матеріалів обумовлене фізико-хімічними локалізованими процесами утворення та розвитку тріщиноподібних дефектів. Корозійно-втомне руйнування трубних сталей, яке є домінуючим для трубопроводів, трактується як багатостадійний процес. Його поділяють, як правило, на періоди зародження та поширення тріщини, що дає можливість оцінити вплив кожного з них на довговічність труб загалом. Однак це питання вивчене ще недостатньо. Особливо це стосується періоду зародження тріщини.

Досліджено вплив експлуатаційної деградації на періоди зародження та поширення втомних тріщин трубних сталей за різних робочих середовищах, напрямках вирізання зразків, рівнях навантажень, значень рН і температур.

Експериментальні дослідження виконувались на сучасному обладнанні з використанням широко апробованих практикою методик досліджень, строгим дотриманням стандартів і методичних рекомендацій, статистичною обробкою експериментальних результатів.

Запропоновано модель для визначення періоду зародження поверхневої корозійно-втомної тріщини з урахуванням можливості контактування металу з середовищами, що мали різні значення рН, і експлуатації трубопроводу впродовж 40 років.

За результатами досліджень умовна границя втоми зразків, вирізаних у напрямку, перпендикулярному до твірної труби, в середньому в 1,4 разів вища, ніж у зразків, вирізаних паралельно твірній. З пониженням температури випробувань тривалість періоду зародження тріщини збільшується, а її поширення – зменшується. Ріст границі міцності металу збільшує тривалість періоду зародження макротріщини.

Ключові слова: нафтогазопровід, робоче середовище, корозійне ураження, залишковий ресурс, рН середовища.

Известно, что разрушение нефтегазопроводов длительной эксплуатации под воздействием совместного действия механических нагрузок и коррозионных рабочих сред, деградации материалов, обусловлено физико-химическими локализованными процессами образования и развития трещиноподобных дефектов. Коррозионно-усталостное разрушение трубных сталей, доминирующее для трубопроводов-многостадийный процесс. Его разделяют, как правило, на периоды зарождения и распространения трещины, что позволяет оценить влияние каждого из этих периодов на долговечность труб в целом. Однако этот вопрос изучен еще недостаточно. Особенно это касается периода зарождения трещины.

Исследовано влияние эксплуатационной деградации на периоды зарождения и распространения усталостных трещин трубных сталей в различных рабочих средах, направлениях вырезки образцов, уровнях нагрузок, значений рН и температур.

Экспериментальные исследования проводили на современном оборудовании с использованием широко апробированных практикой методик исследований, строгим соблюдением стандартов и методических рекомендаций, статистической обработкой экспериментальных результатов.

Предложена модель для определения периода зарождения поверхностной коррозионно-усталостной трещины с учетом возможности контакта металла со средами с разными значениями рН и эксплуатации трубопровода на протяжении 40 лет. Условная граница усталости образцов, вырезанных в направлении, перпендикулярном к образующей трубе, в среднем в 1,4 раз выше, чем у образцов, вырезанных параллельно образующей.

*С понижением температуры испытаний длительность периода зарождения трещины увеличивается, а ее распространение – уменьшается. Рост границы прочности металла увеличивает длительность периода зарождения макротрещины.*

Ключевые слова: нефтегазопровод, рабочая среда, коррозионное поражение, остаточный ресурс, pH среды.

*It is known that destruction of oil and gas pipelines of long operation under influence of joint action of mechanical loadings and corrosion working environments degradation of materials, is caused by the physical and chemical localized processes of formation and development fatigue crack growth resistance defects. Corrosion-fatigue failure trumpet steels which dominates over pipelines, is treated as multiphasic process. It is divided, as a rule, for the periods of origin and distribution of a crack which enables to estimate the influence of each of them on longevity of pipes as a whole. However this question is not studied enough yet. Especially it concerns the period of origin of a crack. Therefore such research is the actual scientifically-practical task.*

*The purpose of the given work – to investigate influence of operational degradation on the periods of origin and distribution of fatigue cracks trumpet steels in different working environments, directions of a cutting of samples, levels of loadings, values pH and temperatures. Experimental researches were carried out on the modern equipment with use of widely approved practice techniques, strict observance of standards and methodical recommendations, statistical processing of experimental results.*

*The model for definition of the period of origin of a superficial corrosive-fatigue crack in view of contact metal with environments which had different values of pH, and exploitations of pipeline, during 40 years.*

*Conditional border of fatigue of the samples who have been cut out perpendicularly to the forming pipe, on the average in 1,4 times above, than at the samples who have been cut out in parallel forming.*

*With downturn of temperature of tests duration of the period of origin of a crack increases, and its distribution – decreases. Growth of border of durability of metal increases by duration of the period of origin of a macrocrack.*

Keywords: oil and gas pipeline, working environment, corrosion defeat, residual resource, pH environments.

Більшість вітчизняних магістральних нафтогазопроводів (НГП) експлуатуються уже тривалий час. Чимало з них відпрацювали нормативний термін, що вимагає ретельного експертного обстеження таких НГП з метою оцінки їх працездатності та визначення залишкового ресурсу. Тривала експлуатація трубопроводів супроводжується втратою вихідних властивостей їх матеріалів [1], що негативно відбивається на роботоздатності конструкцій.

Численними експериментами доведено, що руйнування НГП під впливом сумісної дії механічних навантажень і корозійних робочих середовищ, деградації матеріалів обумовлене низкою фізико-хімічних локалізованих процесів утворення та розвитку тріщиноподібних дефектів [2]. Однак аналіз на основі критеріїв механіки руйнування свідчить, що на даний час методи оцінки працездатності пошкоджених трубопроводів базуються на гранично-рівноважному стані труби із дефектами різних типів [3]. Такий підхід дає змогу оцінювати момент катастрофічного руйнування труби, не розглядаючи при цьому стадії руйнування, які передують досягненню граничного стану.

Водночас слід мати на увазі, що корозійно-втомне руйнування конструкційних сталей, яке є домінуючим для НГП, трактується як багата-стадійний процес [4]. Зазвичай його поділяють на два періоди: період зародження макротріщини ( $N_3$ ) і період поширення утвореної тріщини до руйнування ( $N_n$ ). Вивчення цих періодів має важливе значення, оскільки кожен з них має свій вплив на довговічність труб загалом.

Однак ці питання вивчені ще недостатньо. Особливо це стосується періоду зародження тріщини. У зв'язку з цим дослідження впливу тривалої експлуатації НГП на періоди зародження та поширення корозійно-втомних трі-

щин трубних сталей є актуальним науково-прикладним завданням.

Методичні аспекти таких досліджень викладені в окремих роботах [4, 5]. Однак природа зародження втомних тріщин у трубопроводах почала вивчатись тільки в останні роки. Причому в цих роботах розпочалися спочатку елементів конструкцій теплоелектростанцій [6, 7]. Вплив експлуатаційної деградації на період зародження втомних тріщин в сталі 17Г1С, яка широко використовується в газопроводах, вперше вивчений в роботі [8], а потім - [9] для сталі 20.

Сумісний аналіз даних [8, 9] дав нам можливість встановити три стадії процесу руйнування трубних сталей: 1) зародження поверхневих тріщин, 2) їх ріст і злиття, 3) утворення макротріщини. Період зародження тріщини включає в себе дві перші стадії. За критерій зародження тріщини приймається момент, коли вона досягне розміру  $100 \pm 10$  мкм.

Однак вплив деградації на періоди зародження та поширення втомних тріщин трубних сталей з урахуванням різних експлуатаційних чинників потребує детального вивчення.

Метою роботи є дослідження впливу експлуатаційної деградації на періоди зародження та поширення втомних тріщин трубних сталей за різних робочих середовищах, напрямком вирізаня зразків, рівнях навантажень, значень pH і температур.

Експерименти виконані на сталях магістральних газопроводів вітчизняного (17Г1С) та імпортного (X52) виробництва. Зразки вирізали з труб резервного запасу та експлуатованих впродовж 30 і 40 років (таблиця 1).

Випробування на звичайну втому виконували на машинах ИМА-5 з використанням як гладких зразків ( $d = 5$  мм,  $l_p = 30$  мм), так і зразків з кільцевою тріщиною вказаних вище

Таблиця 1 – Геометричні характеристики труб і терміни їх експлуатації

Сталь	Ділянка трубопроводу	Діаметр D, мм	Товщина стінки t, мм	Термін експлуатації τ, роки
17Г1С	Запасна труба	1020	10	-
	Пасічна - Долина	529	7	40
X52	Італійські трубопроводи	408	12	-
		275	12	30

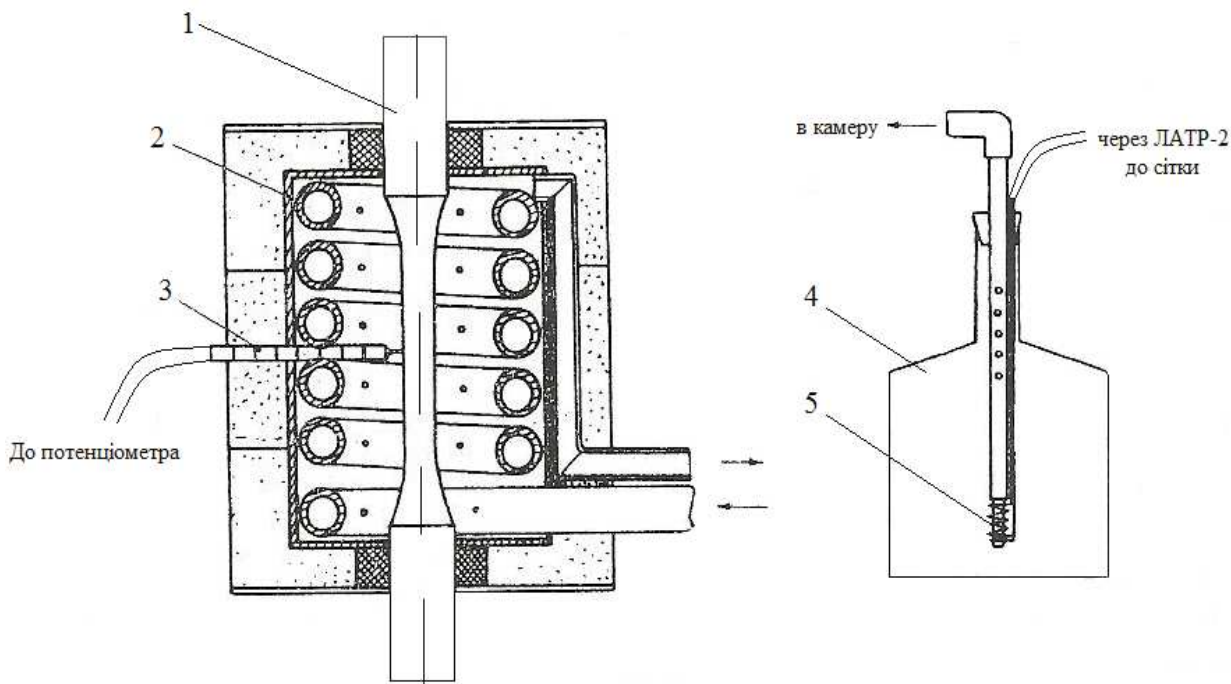


Рисунок 1 – Камера холоду для випробувань на втому

розмірів. Кільцеві тріщини створювали за методикою [4]. Поряд з цим проводили також циклічне тренування зразків згином за частоти  $f = 0,15$  Гц і синусоїдальної форми циклу з коефіцієнтом асиметрії  $R = 0$ .

Корозійними середовищами слугували дистильована вода, 3%-ний водний розчин  $NaCl$  і модельний розчин водного конденсату (МРВК), який за складом відповідає конденсату всередині труби (мг/л):  $14440 Na^+$ ;  $25400 Cl^-$ ;  $600 Ca^{2+}$ ;  $522 \hat{I}\hat{N}\hat{I}^-_3$ ;  $129 K^+$ ;  $2,5 Li^+$ ;  $5 SO_4^{2-}$ ;  $518 Mg^{2+}$ ;  $140 Ba^{2+}$ ;  $5 NO_3^-$ ;  $389 Sr^{2+}$ ;  $3,6 F^-$ ;  $0,25 Fe^{2+}$ ;  $100 Br^-$ ;  $0,5 Mn^{2+}$ ;  $21 I^-$ ;  $1 Al^{3+}$ ;  $5 \hat{D}\hat{I}^{3-}_4$ ;  $52 NH_4^+$ ;  $18 SiO_2^{2-}$  (лужність – 455). Різні значення рН одержували додаванням до 3%-ного водного розчину  $NaCl HCl$  або  $NaOH$ .

Випробування проводили за температур від  $-40$  до  $+80^\circ C$ . Для створення температур нижче кімнатних використовували камеру холоду (рис. 1), яка підтримує на постійному рівні температуру до  $-100^\circ C$ . Змінюючи напруження, прикладене до поміщеної в дюар 4 спіралі 5, можна регулювати інтенсивність випаровування рідкого азоту, залитого в ємність. Пари рідкого азоту під тиском шлангом через латунний змійовик з радіальними отворами поступають в

камеру 2 і охолоджують зразок 1. Камера 2 термоізолювана пінопластом. Температуру вимірювали мідь-константановою термопарою 3. Випробування за температур вище кімнатних проводили в малоінерційній ніхромовій печі, яка давала можливість нагрівати зразки до необхідних температур. Час нагріву та стабілізації температури не перевищував 5 хв.

Процеси зародження та поширення втомних мікротріщин вивчали на полірованих поверхнях зразків. У ході проведення експерименту зразки після певного часу циклічного тренування знімалися з випробувального обладнання та піддавалися візуальному огляду до долота мікроскопу “Neophot-2”. Отримані в масштабі світлина підлягали подальшому дослідженню згідно методики [5]. На фотографіях вимірювали довжини мікротріщин, відстань між ними та кількість мікротріщин за якими розраховували середню довжину мікротріщини:

$$\bar{l} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k l_i,$$

– середня відстань між мікротріщинами:

$$\bar{r} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k r_i,$$

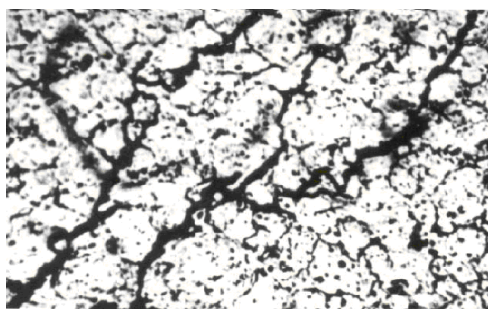
– густина мікротріщин:

$$q = k / F_n,$$

де  $k$  – кількість мікротріщин;

$F_n$  – досліджувана площа поверхні зразка.

Проведений аналіз свідчить, що спочатку на поверхнях зразків утворюються мікротріщини орієнтовані щодо осі зразка під кутом  $\sim 45^\circ$  (рис. 2а). Очевидно, що відповідальними за їх утворення є максимальні дотичні напруження. На цьому стані характер руйнування є інтеркристалітним. При утворенні макротріщини (рис. 2б) подальше її поширення має транскристалітний характер.



а)

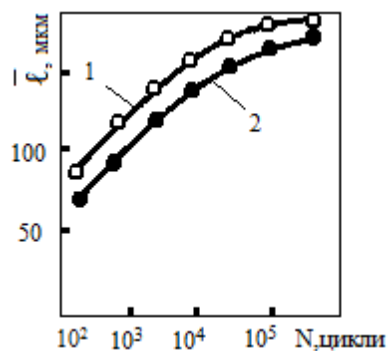


б)

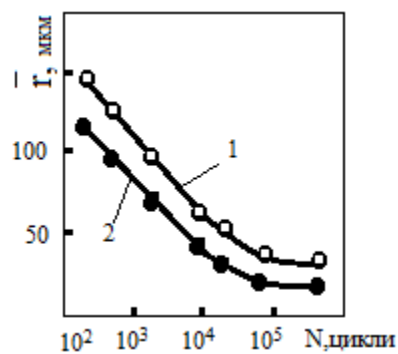
**Рисунок 2 – Зародження поверхневих мікротріщин (а) і утворення макротріщини (б) на циклічно деформованих зразках з неексплуатованої сталі 17Г1С у ході випробувань у середовищі з рН = 6,7**

Циклічні випробування на повітрі сталі 17Г1С проводили за розмаху амплітуди 300 МПа, що забезпечувало тренування зразків у пружній зоні як неексплуатованого, так і експлуатованого матеріалів. Зростання кількості циклів втомного навантаження призводить до збільшення середньої довжини  $\bar{\ell}$  і густини  $\bar{q}$  мікротріщин і зменшення середньої відстані  $\bar{r}$  між ними (рис. 3).

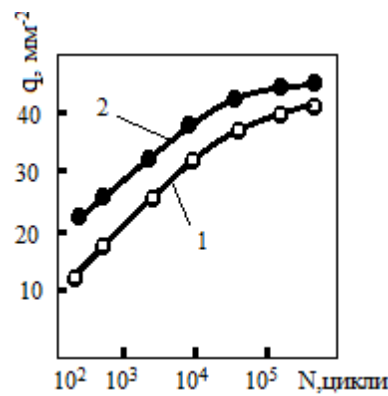
В роботі [8] показано, що в межах першої стадії руйнування ці залежності мають чіткий лінійний характер. На другій стадії руйнування, коли  $N \geq 10^4$ , сповільнюється зростання параметрів  $\bar{\ell}$  і  $\bar{q}$  і спад параметра  $\bar{r}$ . Ці закономірності властиві сталі 17Г1С як в неексплуатованому, так і експлуатованому станах. Однак слід зазначити, що експлуатована сталь проявила вищу чутливість до цих змін. Зокрема, відхи-



а)



б)



в)

1 – зразки з нової труби запасу; 2 – зразки з експлуатованої впродовж 40 років труби

**Рисунок 3 – Залежності середньої довжини мікротріщин (а), середньої відстані між ними (б) і кількості мікротріщин (в) від кількості циклів втомного тренування сталі 17Г1С**

лення характеристик  $\bar{\ell}$ ,  $\bar{q}$  і  $\bar{r}$  від лінійної залежності відбувається за значно нижчих значень кількості циклів тренування  $N$ , а за однакових  $N$  величини  $\bar{\ell}$ ,  $\bar{q}$  і  $\bar{r}$  для експлуатованої сталі суттєво відрізняються від аналогічних для нової сталі.

Про вплив рН середовища на кількість циклів втомного навантаження до зародження тріщини  $N_3$  в неексплуатованій і експлуатованій трубній сталі 17Г1С можна судити з даних, наведених в таблиці 2.

В середовищі з рН 6,7 неексплуатована та експлуатована сталі зазнають найшвидшого зародження тріщини порівняно з кислим

(рН 3,5) і лужним (рН 9) середовищами. В деградованому металі процес зародження втомної тріщини пришвидшується за всіх значень рН. Однак зменшення кількості циклів  $N_3$  для експлуатованої сталі незначне (в межах 12...13%), а, значить, даний параметр має низьку чутливість до експлуатаційної деградації сталі.

Для детального аналізу впливу агресивності середовища на параметри циклічної довговічності сталі 17Г1С визначали окремо число циклів  $N_n$ , необхідне для поширення тріщини до руйнування зразка з тріщиною заданої глибини (1 мм), і число циклів  $N_3$ , необхідне для утворення такої тріщини. Звичайно, що при цьому загальна кількість циклів до руйнування зразка з конструктивним концентратором буде  $N = N_3 + N_n$ .

Експерименти проводили на зразках зі сталі 17Г1С, вирізаних з труб запасу та з експлуатованих впродовж 40 років труб. Амплітуда навантажень становила 350 МПа.

**Таблиця 2 – Вплив рН середовища на кількість циклів тренування до зародження втомної тріщини  $N_3$  в неексплуатованій і експлуатованій сталі 17Г1С**

Сталь	Кількість циклів $N_3 \cdot 10^3$		
	рН 3,5	рН 6,7	рН9
Неексплуатована	203	131	150
Експлуатована	163	122	132

Як видно з таблиці 3, зі зростанням агресивності робочого середовища (лабораторне повітря – дистильована вода – МРВК – 3%-ний водний розчин  $NaCl$ ) періоди зародження і поширення тріщин як неексплуатованого, так і експлуатованого металу знижуються.

Слід відзначити, що період зародження тріщини за випробувань у 3%-ному водному розчині  $NaCl$  дещо зростає порівняно з дослідженнями у дистильованій воді та МРВК. Очевидно, це пов'язано з корозійним "роз'їданням" металу у вершині концентратора та його пригупленням. Після виникнення магістральної тріщини дія 3%-ного водного розчину  $NaCl$

стає більш радикальною: значно скорочується період її поширення.

Для всіх середовищ випробувань параметри циклічної довговічності експлуатованої сталі 17Г1С є нижчими порівняно з неексплуатованою сталлю. Однак якщо період зародження тріщини  $N_3$  зменшується тільки на 10 - 12%, то спад періоду поширення тріщини становить 17 – 20%. Що стосується періоду поширення тріщини  $N_n$  за втомного навантаження, то тут через більш жорсткі умови навантаження проявляється окрихчуча дія середовища, яка полегшує ріст магістральної втомної тріщини.

Результати втомних випробувань підтверджуються електроннофрактографічним аналізом зламів зразків.

На мікроповерхнях зламів, що відповідають поширенню тріщини за циклічних випробувань на повітрі, розміщені переважно борізки з численними розривами (рис. 4 а, б). Однак на зламах експлуатованої сталі ці борізки мають більш нерегулярне розміщення (рис. 4б), ніж на зламах неексплуатованої сталі (рис. 4а). Будова боріздки свідчить про те, що ріст тріщини пов'язаний з суттєвою мікропластичною деформацією в кожному циклі тренування. Неглибокі ямки та згладжені борізки на рис. 4 б порівняно з рис. 4а вказують на більш низьке енергоємне руйнування зразків з труб запасу, ніж з експлуатованих труб.

Середовище МРВК суттєво змінює мікрофрактограму зламу. Великі ділянки, які були вкриті втомними борізками, поступаються місцем безструктурним відкольним фасеткам (рис. 4 в, г). Наявність фасеток обумовлена нерегулярним поширенням тріщини при значно меншій пластичній деформації. Для неексплуатованих сталей порівняно легке підростання тріщини на гладких ділянках зламів перемежується, очевидно, з довготривалими зупинками в смугах щільного накопичення боріздатих виступів (рис. 4в). Ще більш різко змінюється характер підростання тріщини в експлуатованих сталях. Тут типовими є чітко окреслені фасетки, наявність яких підкреслюється частими поперечними виривами (рис. 4г). Смуги щільного накопичення боріздатих виступів зникають, що полегшує подальший ріст тріщини. Фасетки часто декоровані слідами корозії.

**Таблиця 3 – Вплив робочих середовищ на параметри циклічної довговічності сталі 17Г1С**

Сталь	Середовище	Параметри циклічної довговічності ( $\times 10^5$ )		
		$N_3$	$N_n$	$N$
Неексплуатована	Повітря	0,60	0,88	1,48
	Дистильована вода	0,55	0,75	1,30
	МРВК	0,52	0,70	1,22
	3%-ний розчин $NaCl$	0,56	0,70	1,26
Експлуатована	Повітря	0,54	0,73	1,27
	Дистильована вода	0,50	0,60	1,10
	МРВК	0,46	0,57	1,03
	3%-ний розчин $NaCl$	0,50	0,52	1,02

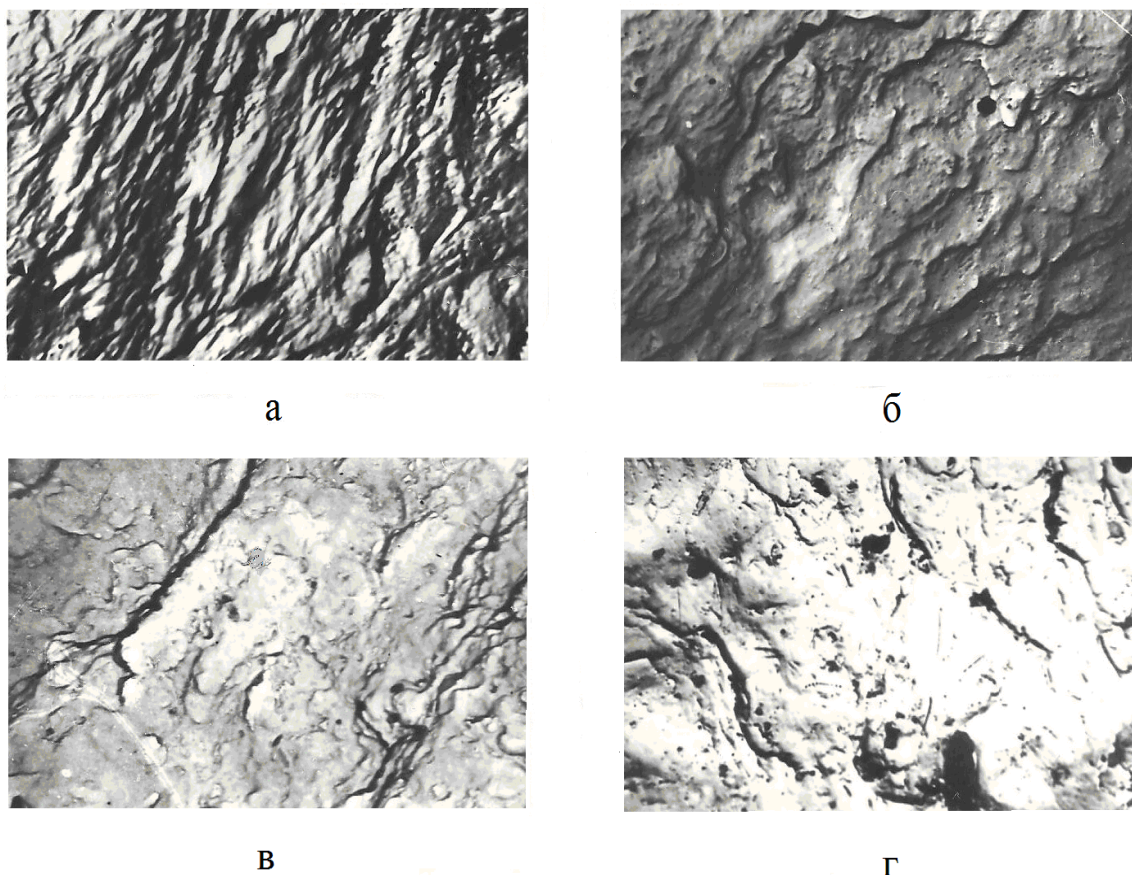


Рисунок 4 – Мікрофрактограми зламів зразків, які відповідають втомному поширенню тріщини в неексплуатованій (а, в) та експлуатованій (б, г) сталі 17Г1С за випробувань на повітрі (а, б) та в МРВК (в, г)

Результати дослідження впливу температури випробувань свідчать, що довговічність гладких зразків з пониженням температури зростає (рис. 5, крива 3, 3'), а довговічність зразків з кільцевою тріщиною (тобто тривалість періоду  $N_n$ ) падає (крива 2, 2').

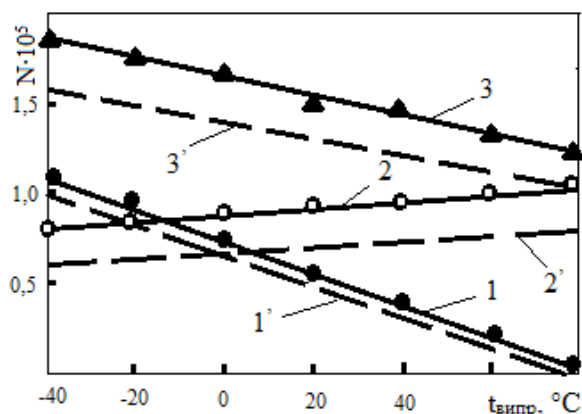


Рисунок 5 – Вплив температури випробувань на тривалість періодів зародження  $N_3$  (1, 1'), поширення  $N_n$  (2, 2') та загальну довговічність гладких зразків  $N$  (3, 3') за втомного навантаження неексплуатованої (1, 2, 3) та експлуатованої (1', 2', 3') сталі 17Г1С

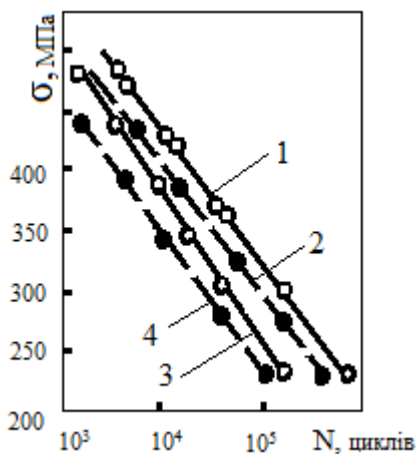
Відомо, що з пониженням температури випробувань зростають границі міцності та пластичності металів. Цим, на наш погляд, і викликано збільшення тривалості періоду зародження тріщини.

Наведемо результати досліджень обмеженої (на базі  $10^5$  циклів) втоми деформованої сталі X52 за кімнатної та низьких температур. Для цього використовували зразки двох типів: 1 – з деформованої сталі, вирізані вздовж напрямку деформації; 2 – з деформованої сталі, вирізані перпендикулярно напрямку деформації.

Результати проведених досліджень відображені на рис. 6, 7, 8.

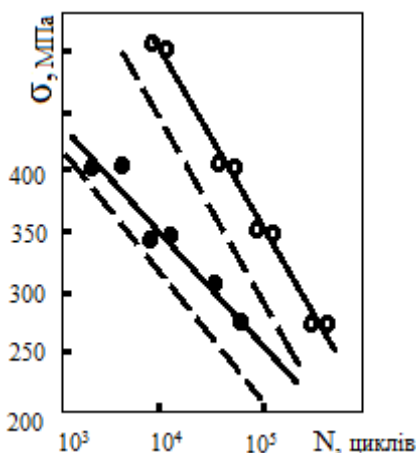
З рис. 6 видно, що умовна границя втоми зразків, вирізаних перпендикулярно напрямку деформацій, в середньому в 1,4 разів вища, ніж у зразків, вирізаних паралельно напрямку деформацій. Ця тенденція спостерігається як для неексплуатованої, так і експлуатованої сталі X52. Ступінь деградації сталі X52 для обох типів зразків була приблизно однаковою.

Результати випробування свідчать (рис. 7, 8), що умовна границя втоми сталі X52 з пониженням температури росте, навіть за порогом холодноламкості, попри різкий спад ударної в'язкості [10].



1, 2 – зразки, вирізані перпендикулярно напрямку деформації; 3, 4 – зразки, вирізані вздовж напрямку деформації; світлі символи – неексплуатована сталь X52; темні символи – експлуатована впродовж 30-ти років сталь X52

Рисунок 6 – Криві втоми сталі X52



o – зразки, вирізані перпендикулярно напрямку деформації; • – зразки, вирізані вздовж напрямку деформації. Пунктирні криві – втома сталі X52 за температури +20°C

Рисунок 7 – Криві втоми сталі X52 за температури -40°C

Якщо поділити процес руйнування на два періоди: період зародження мікротріщин в процесі мікропластичних деформацій ( $N_c$ ) і період розвитку тріщини, який призводить до повного руйнування ( $N_n$ ), то ріст умовної границі втоми з пониженням температури можна пояснити ростом тривалості періоду  $N_c$  внаслідок гальмування мікропластичних деформацій. На користь цього міркування свідчать і той факт, що з пониженням температури площа втомної тріщини з характерним матовим відтінком на поверхні зламу зразка зменшується, тобто скорочується період  $N_n$ , хоча загальна довговічність росте.

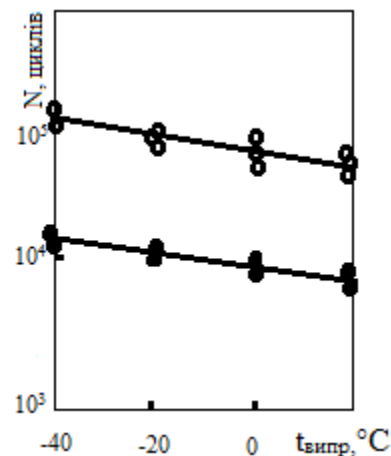


Рисунок 8 – Температурна залежність кількості циклів  $N$  за  $\sigma_a = 320$  МПа для сталі X52: o- зразки, вирізані перпендикулярно напрямку деформації, - зразки, вирізані паралельно напрямку деформації.

### Висновки

Із зростанням агресивності середовища (лабораторне повітря – дистильована вода – модельний розчин водного конденсату – 3%-ний водний розчин  $NaCl$ ) періоди зародження і поширення тріщин як неексплуатованого, так і експлуатованого металу знижуються.

Для всіх середовищ випробувань параметри циклічної довговічності експлуатованої сталі 17Г1С є нижчими порівняно з неексплуатованою сталлю. Однак якщо період зародження тріщини зменшується тільки на 10-12%, то спад періоду поширення тріщини становить 17-20%.

З пониженням температури випробувань втомна довговічність гладких зразків зростає, а зразків з кільцевою тріщиною – спадає. Це пов'язано зі збільшенням тривалості періоду зародження тріщини внаслідок гальмування мікропластичних деформацій.

Умовна границя втоми зразків, вирізаних перпендикулярно напрямку деформацій, в середньому в 1,4 разів вища, ніж у зразків, вирізаних вздовж напрямку деформацій. Ця тенденція спостерігається як для неексплуатованої, так і експлуатованої сталі X52. Ступінь деградації сталі X52 для обох типів зразків була приблизно однакова.

В подальшому планується вивчити вплив асиметрії та частоти втомного навантаження на циклічну тріщиностійкість неексплуатованих і експлуатованих трубних сталей.

### Література

1 Петрина Д.Ю. Оцінювання експлуатаційної деградації сталей магістральних нафто- і газопроводів / Д.Ю. Петрина, О.І. Звірко, М.І. Греділь // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – № 4 (29). – С. 76–79.

2 Механіка руйнування та міцність матеріалів: Довідн. посібник; під заг. ред. В.В. Панасюка / Г.М. Никифорчин, С.Г. Поляков, В.А. Черватюк [та ін.], під ред. Г.М. Никифорчина. – Львів: Сколом, 2009. – 504 с. Т. 11: Міцність і довговічність нафтогазових трубопроводів і резервуарів.

3 ДСТУ-НБВ.2.3.21:2008. Настанова визначення залишкової міцності магістральних трубопроводів з дефектами. – К.: Мінрегіонбуд України, 2008. – 68 с.

4 Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пособие в 4-х т. [под общ. ред. В.В. Панасюка]. / О.Н. Романив, С.Я. Ярема, Г.Н. Никифорчин [и др.]. – К.: Наукова думка, 1990. – 680 с. Т. 4: Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов.

5 Ясній П.В. Пластично деформовані матеріали: втома і тріщиностійкість / П.В. Ясній. – Львів: Світ, 1998. – 292 с.

6 Dmytrakh I.M. On corrosion fatigue emanating from notches: stress field and electrochemistry / I.M. Dmytrakh, G. Pluvinaige, G. Qilafku // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2001. – № 2. – Р. 43 – 53.

7 Дмитрах І. Деякі проблеми надійності та довговічності роботи елементів конструкцій ТЕС / І. Дмитрах // Машинознавство. – 2005. – № 5. – С. 11 – 20.

8 Петрина Д.Ю. Вплив тривалої експлуатації нафтогазопроводів на умови корозійно-втомного руйнування матеріалу труб / Д.Ю. Петрина // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. – № 1 (34). – С. 20 – 25.

9 Грабовський Р.С. Наукові основи оцінювання безпечної роботи та довговічності нафтогазопроводів тривалої експлуатації за параметрами їх дефектності: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.15.13 “Трубопровідний транспорт, нафтогазосховища” / Р.С. Грабовський. – Івано-Франківськ, 2012. – 36 с.

10 Gabetta G. In-service degradation of gas trunk pipeline X52 steel / G.Gabetta, H.M. Nykforchyn, D. Yu. Petryna [та ін.] / Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2008. – № 1. – С. 88 – 89.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
27.03.12*

*Рекомендована до друку професором  
Грудзом В.Я.*

## ПРОХОДКА ПОРОДОРУЙНІВНОГО ІНСТРУМЕНТУ ЗА ОБЕРТ ЯК КРИТЕРІЙ ОПТИМІЗАЦІЇ БУРОВОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ

О.А. Шаповал

Івано-Франківський університет права імені Короля Данила Галицького,  
76018, м. Івано-Франківськ, вул. Євгена Коновальця, 35, e-mail: inst.doktor@gmail.com

Проведено аналіз критеріїв оптимізації технологічного режиму проходки свердловин. Показано, що одним із критеріїв, за яким задаються параметри режиму буріння, є величина оптимального заглиблення породоруйнівного інструменту за оберт, яка є комплексним показником, що характеризує ефективність руйнування буримої породи під дією осевого навантаження і частоти обертання. В більшості випадків величина заглиблення породоруйнівного інструменту за оберт визначається відношенням механічної швидкості до частоти його обертання. При цьому значення механічної швидкості проходки і частоти обертання бурового інструменту визначаються диференціюванням. Тому величина заглиблення за оберт визначається із суттєвими похибками. Для зменшення похибок визначення величину заглиблення за оберт доцільно визначати як відношення приросту проходки до числа обертів бурового снаряда за часовий інтервал, протягом якого досягнуто приріст проходки. Розроблений автором пристрій визначення величини поглиблення породоруйнівного інструменту за оберт, принцип роботи якого заснований на використанні інтегральних характеристик збільшення проходки і числа обертів бурового снаряда на певному часовому інтервалі, дає можливість істотно зменшити мультиплікативні похибки за рахунок усунення проміжного диференціювання.

Ключові слова: свердловина, проходка, буримість, критерій оптимізації, інтегральні характеристики, мультиплікативні похибки, пристрій контролю проходки за оберт.

Проведен анализ критериев оптимизации технологического режима проходки скважин. Показано, что одним из критериев, по которым задаются параметры режима бурения, является величина оптимального углубления породоразрушающего инструмента за оборот, который является комплексным показателем, характеризующим эффективность разрушения буримой породы под действием осевой нагрузки и частоты вращения. При этом значение механической скорости проходки и частоты вращения бурового инструмента определяются дифференцированием. Поэтому величина углубления породоразрушающего инструмента за оборот определяется с существенными погрешностями. Для уменьшения погрешностей контроля, величину углубки за оборот целесообразно определять как отношение прироста проходки к числу оборотов бурового инструмента за временной интервал, в течение которого достигнут прирост проходки. Разработанное автором устройство определения величины углубления породоразрушающего инструмента за оборот, принцип работы которого основан на использовании интегральных характеристик увеличения проходки и числа оборотов за определенный временной интервал, дает возможность существенно уменьшить мультипликативные погрешности за счет устранения промежуточного дифференцирования.

Ключевые слова: скважина, проходка, буримость, критерий оптимизации, интегральные характеристики, мультипликативные погрешности, устройство контроля проходки за оборот.

The analysis of the optimization criteria of technological regime sinking wells. It is shown that one of the criteria on which the drilling parameters are set, is the optimal value of the deepening of rock cutting tool per revolution, which is a comprehensive indicator of the effectiveness of drilled rock fracture under the action of axial load and rotational speed. The value of the ROP and the speed of drilling tools are determined by differentiation. Therefore, the value of deepening rock cutting tool per revolution is determined with significant errors. To reduce the error control, the magnitude of the turnover ugлубki advisable to define as the ratio of rate of penetration to the number of revolutions of drilling tools for the time interval during which achieved an increase of penetration. The developed device is the author of determining the value of deepening the rock cutting tool per revolution, the principle of operation is based on the use of the integral characteristics of penetration and increase the number of revolutions over a given time interval makes it possible to substantially reduce the multiplicative error due to elimination of intermediate differentiation.

Key words: well, excavation, drillability, optimization criterion, the integral characteristics, the multiplicative error, control device of penetration per revolution.

Сучасний етап підвищення ефективності бурових робіт вимагає створення точних, надійних та економічних вимірювальних пристроїв як для контролю режимних параметрів, так і для одержання інформації про фізико-механічні властивості гірської породи безпосередньо в процесі поглиблення свердловини. Такі вимірювальні пристрої повинні забезпечувати визначення розмежування пластів буримих порід за їх станом безпосередньо в процесі буріння. Процес проходки свердловини безперервно су-

проводжується змінами гірничо-технологічних умов на вибої та зміною стану породоруйнівного інструменту. Для здійснення керування технологічним процесом буріння та визначення оптимальних режимів проходки свердловин необхідна достовірна інформація як про режими проходки, так і про стан буримої породи. Тільки за наявності достовірної поточної інформації можливе оптимальне оперативне керування технологічним процесом буріння. При цьому оцінку ефективності керуючих впливів

здійснюють за різними критеріями. Однак, як відзначають дослідники [2, 5, 7], вибір критерію впливає на результати оптимізації менше, ніж помилки і похибки у визначенні критеріїв та оптимальних режимів буріння за будь-яким вибраним критерієм.

Сучасні пристрої систем регулювання та оптимізації технологічного процесу буріння базуються, в основному, на підтриманні постійної механічної швидкості проходки. Одним із критеріїв, за яким задаються параметри режиму буріння, є величина оптимального поглиблення породоруйнівного інструменту за оберт, яка є комплексним показником, що характеризує ефективність руйнування буримої породи під дією осьового навантаження і частоти обертання. Дана величина є показником, який дає змогу одночасно оцінити фізичні процеси, що відбуваються на вибої, та роботу бурової коронки під впливом осьового навантаження, частоти обертання, а також залежно від фізико-механічних властивостей буримої породи. Тому дана величина використовується для оптимізації технологічного процесу буріння [2, 5, 7]. Технологія буріння із оптимальною величиною поглиблення коронки за оберт забезпечує задану механічну швидкість, за мінімальної витрати алмазів та зниження вартості одного метра буріння [2]. Згідно з методичними рекомендаціями до технології високообертового алмазного буріння [6] питома витрата алмазів може бути знижена, якщо поглиблення за оберт не перевищує величини допустимого робочого виступу алмазів з тіла матриці коронки. В процесі буріння твердих порід це складає до десяти відсотків від середнього діаметра об'ємних алмазів. При середньому умовному діаметрі зерна об'ємних алмазів від 0,6-мм величина допустимого робочого виступу алмазів з тіла матриці може бути в межах від 0,06-мм до 0,18-мм. Величина оптимального поглиблення коронки за оберт обмежується мінімальним значенням, нижче якого відбувається заповнення алмазів, та максимальним значенням, при перевищенні якого відбувається аномальне зношування породоруйнівного інструменту [3].

В існуючих вимірювальних системах поглиблення бурової коронки за оберт визначається відношенням механічної швидкості до частоти обертання бурового пристрою. Такий метод визначення приводить до суттєвих похибок, що погіршує вибір оптимальних режимних параметрів. Використання пристроїв, які як критерій оптимізації процесу буріння реалізують механічну швидкість, призводить до суттєвих похибок і погіршення інших техніко-економічних показників буріння [7].

Значення оптимального поглиблення за оберт визначається з конкретних геолого-технологічних умов буріння. Однак при визначенні оптимального поглиблення за оберт найбільш складним питанням є оцінка конкретних гірничо-технологічних умов на вибої та, зокрема, буримості гірської породи. Буримість гірських порід при конкретному способі їх руйнування, а також стану технічних засобів і техно-

логії, характеризує механічну швидкість проходки свердловини. Однак вона суттєво залежить від фізико-механічних властивостей гірських порід та їх стану в масиві. Так, буримість монолітних порід з однаковим мінералогічним складом, але з різною зернистістю, є різною. У дрібнозернистих породах буримість нижча, ніж у крупнозернистих. Тверді тріщинуваті гірські породи, залежно від ступеня їх тріщинуватості, характеризуються нижчою буримістю, ніж монолітні. Крім того, в тріщинуватих породах може відбуватися поглинання промивальної рідини або водопрояви, що також негативно впливає на режим буріння та знижує механічну швидкість. Водночас, буримість також є комплексним показником фізико-механічних властивостей гірської породи, визначальним фактором якої є її міцність.

Царіцин В.В. [8], розглядаючи фактори, що впливають на швидкість буріння одношаровим алмазним інструментом, рекомендує проводити вибір початкового осьового навантаження з урахуванням поглиблення бурового інструменту за один його оберт  $h_0$ . При цьому визначення даного показника рекомендується визначати як відношення середньої швидкості буріння  $V_{сер}$  до частоти обертання  $n$  бурового інструменту:

$$h_0 = V_{сер}/n. \quad (1)$$

Так як поглиблення  $h_0$  прямо пропорційне середньому обсягу зруйнованої породи за одиничний акт впливу зубців долота з вибоєм, то середнє поглиблення долота за оберт рекомендується використовувати як показник ефективності одиничних актів взаємодії озброєння долота з породою [4].

Виходячи з функціональної залежності проходки за оберт  $h_0$  від осьового навантаження і твердості породи для породоруйнівного інструменту ріжучого типу [8], визначимо вираз для міцності  $p$  буримої породи:

$$p = \frac{F_0 \cdot \eta}{h_0 \cdot b \cdot tg\beta}, \quad (2)$$

де  $F_0$  – осьове навантаження, що передається на різець бурової коронки, Н;

$\eta$  – коефіцієнт впливу сил тертя ( $\eta < 1$ );

$h_0$  – проходка породоруйнівного інструменту за оберт, 1/м;

$b$  – довжина різця, мм;

$\beta$  – кут загострення різця (приймається  $\beta \approx 45...50^\circ$ ).

Даний показник при обертовому бурінні алмазними коронками характеризує об'ємне руйнування породи, тому його можна прийняти за динамічну міцність. Приймавши осьове навантаження  $F_0$  як відношення осьового навантаження  $F$  на коронку до середньої довжини кола коронки:

$$l_{сер} = \pi(d_{зовн} - d_{внутр})/2, \quad (3)$$

а еквівалентною довжиною різця – ширину матриці коронки,  $b = (d_{зовн} - d_{внутр})/2$ , одержимо:

$$p = \frac{F \cdot \eta}{h_0 \cdot S_k \cdot tg\beta}, \quad (4)$$

де  $S_k = \pi(d_{зовн}^2 - d_{внутр}^2)/4$  – площа торця коронки, мм<sup>2</sup>;

$d_{зовн}$  та  $d_{внутр}$  – відповідно зовнішній та внутрішній діаметри коронки, мм.

Таким чином, використовуючи пристрої вимірювання осьового навантаження та проходки за оберт, можна визначати динамічну міцність буримої гірської породи.

Дослідники [2] за залежністю поглиблення за оберт від питомого навантаження на долото оцінюють буримість гірських порід та ефективність процесу очищення і руйнування вибою. Фактично через показник поглиблення за оберт дослідники [4] оцінюють буримість породи FPSF зі співвідношення:  $FPSF = W n/R$ , де  $W$  – осьове навантаження на долото;  $n$  – частота обертання;  $R$  – швидкість буріння.

В ряді робіт поглиблення свердловини за один оберт використовується для оцінки ефективності руйнування гірської породи. Для шарошkových доліт поглиблення свердловини за один оберт рекомендується визначати як  $h_0 = \Delta h/N$ , де  $N$  – кількість обертів долота, необхідних для поглиблення свердловини на величину руйнування  $\Delta h$  породи зубцями шарошок. Якщо механічну швидкість буріння шарошковими долотами подати як залежність  $v_m = (v_z \cdot z_d / s_c) \cdot n_{ш}$ , де  $v_z$  – середній об'єм зруйнованої породи, який припадає на одиничний акт дії озброєння долота на породу;  $s_c$  – площа поперечного перерізу свердловини;  $z_d$  – кількість зубців долота;  $n_{ш}$  – середня швидкість обертання шарошок:  $n_{ш} = i_d \cdot n$ , де  $i_d$  – середнє значення передатного числа долота;  $n$  – частота обертання долота, то механічна швидкість буріння визначатиметься як  $v_m = (v_z \cdot z_d \cdot i_d / s_c) n$ , враховуючи, що  $v_m = h_0 \cdot n$ ,  $h_0 = v_z \cdot z_d \cdot i_d / s_c$ .

Як впливає з проведеного огляду, величина поглиблення породоруйнівного інструменту за оберт визначається відношенням механічної швидкості до частоти його обертання. При цьому значення механічної швидкості проходки і частоти обертання бурового снаряда визначаються диференціюванням. Тому величина поглиблення за оберт визначається із суттєвими похибками.

Для зменшення похибок визначення величину поглиблення за оберт  $h_0$  доцільно визначати як відношення приросту проходки  $\Delta h$  до числа обертів бурового снаряду  $N$  за часовий інтервал, протягом якого досягнуто приріст проходки:

$$h_0 = \Delta h / N. \quad (5)$$

Одним з найбільш важливих напрямків підвищення ефективності буріння є автоматизація технологічних процесів проходки свердловини. Регулювання режимами буріння та оперативне керування ними є найбільш прогресивним напрямком реалізації заходів щодо вдосконалення технологічного процесу. З метою встановлення ефективних значень режимних параметрів безпосередньо в процесі буріння розробляються системи керування, регулювання та оптимізації. Для здійснення керування технологічним процесом буріння та вибором оптимальних режимів проходки свердловин, необхідна достовірна інформація як про режими проходки, так і про стан буримої породи.

Тільки за наявності достовірної поточної інформації можливе оптимальне оперативне керування технологічним процесом буріння. Буримість гірських порід при конкретному способі їх руйнування, а також стан технічних засобів і технології характеризує механічна швидкість проходки свердловини. Проте вона суттєво залежить від фізико-механічних властивостей гірських порід та їх стану в масиві. Поряд з цим буримість також є комплексним показником фізико-механічних властивостей гірської породи.

При цьому параметри режиму буріння задаються, виходячи з величини оптимального поглиблення коронки за оберт, яке можна виразити комплексним показником, що характеризує ефективність руйнування буримої породи під впливом осьового навантаження і частоти обертання. Оптимальне поглиблення за оберт визначається, виходячи з конкретних геолого-технічних умов буріння.

Нами розроблено пристрій для визначення величини поглиблення породоруйнівного інструменту за оберт з меншими похибками. Функціональна схема пристрою зображена на рисунку 1.

Розробка функціональної та принципової схем пристрою проводилась для таких умов:

1. Первинні датчики числа обертів і приросту проходки повинні бути безконтактними.
2. Джерела живлення забезпечують напруги +12 В та -12 В.
3. Вихідний сигнал пристрою повинен бути аналоговий напругою від 0 до 10 В.
4. Хід шпинделя бурового верстата становить 600-мм.
5. Один оберт вихідного вала вимірювальної рейки відповідає 60-мм переміщення шпинделя (проходки).
6. Частота обертання бурильної колони змінюється в межах від 120 хв<sup>-1</sup> до 1500 хв<sup>-1</sup>.
7. З'єднання монтажною плати роз'ємом СНП58-64/94х9В-23-2.
8. Розмір монтажною плати – 120х130-мм.

Пристрій містить: індуктивний датчик проходки Д1, підключений через компаратор К1 до блоку керування БК; датчик числа обертів Д2, підключений через компаратор К2 до лічильника імпульсів ЛПЧ; ділильний блок ДБ, перший вхід якого приєднаний до задавача проходки ЗП а другий – через цифрово-аналоговий перетворювач ЦАП і запам'ятовувачий елемент ЗЕ до виходу лічильника ЛПЧ.

Пристрій працює так. У вихідному положенні, після досягнення датчиком збільшення проходки Д1 нульового значення, блок керування БК встановлює лічильник імпульсів ЛПЧ в нульовий стан і відкриває рахунковий вхід. Від датчика числа обертів Д2 надходять імпульси, що відповідають кожному обертуну породоруйнівного інструменту, які перетворюються лічильником ЛПЧ у цифровий код.

Після переміщення породоруйнівного інструменту на величину приросту проходки  $\Delta h$ , з датчика Д1 через компаратор К1 до входу блоку керування БК надходить імпульс. При

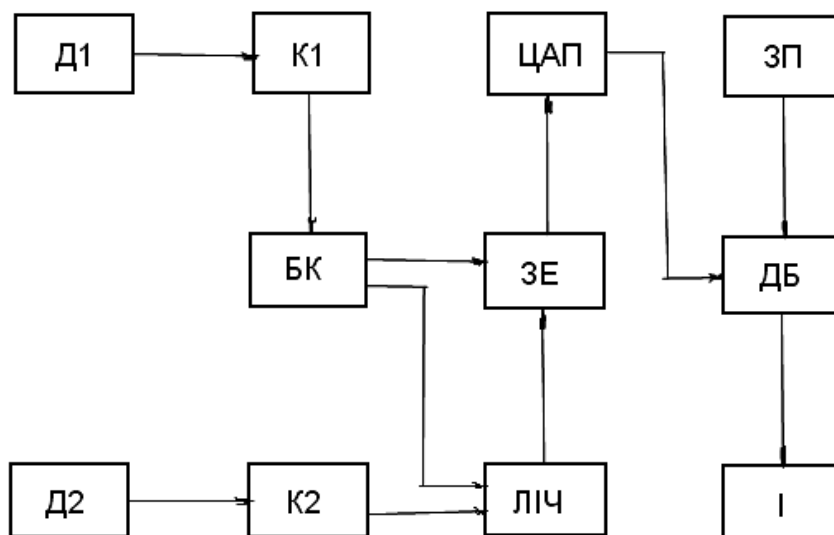


Рисунок 1 – Функціональна схема перетворювального блоку визначення величини поглиблення породоруйнівного інструменту за оберт

цьому блок керування формує два послідовні короткочасні імпульси, перший з яких відкриває входи запам'ятовуючого елемента ЗЕ. При цьому останній запам'ятовує закодоване лічильником число обертів породоруйнівного інструменту. Другий короткочасний імпульс встановлює лічильник ЛІЧ у нульовий стан, і відбувається черговий підрахунок числа обертів.

Закодоване попереднє значення числа обертів перетворюється цифро-аналоговим перетворювачем ЦАП на постійну напругу, яка подається на другий вхід ділильного блоку ДБ. Від задавача ЗП напруга, пропорційна збільшенню проходки  $\Delta h$ , подається на перший вхід ділильного блоку ДБ. В результаті поділу напруга на виході ділильного блоку ДБ пропорційна проходці або поглибленню породоруйнівного інструменту за один оберт. Після досягнення датчиком Д1 подальшого збільшення проходки  $\Delta h$  процес визначення повторюється, і відбувається черговий цикл перетворення. Інтервал вимірювання величини поглиблення породоруйнівного інструменту за оберт складає від 0,02-мм до 0,30-мм.

Розроблений пристрій визначення величини поглиблення породоруйнівного інструменту за оберт, принцип роботи якого заснований на використанні інтегральних характеристик збільшення проходки і числа обертів бурового снаряда на певному часовому інтервалі, дає можливість істотно зменшити мультиплікативні похибки за рахунок усунення проміжного диференціювання. При цьому оптимальне значення поглиблення за оберт визначається в залежності від конкретних геолого-технічних умов буріння.

Первинні перетворювачі датчиків приросту проходки і числа обертів бурового вала є ідентичними, і виконані у вигляді безконтактних перемикачів індуктивного типу. Конструктивно перетворювачі виконані в циліндричному

корпусі, в якому розміщений генератор, підсилювач і чутливий елемент. Генератор і підсилювач зібрані на одній друкованій платі. У торці корпусу розташований чутливий елемент, що має вигляд відкритої феритової чашки з котушкою індуктивності. Принцип дії датчиків заснований на зриві генерації синусоїдальних коливань у коливальному контурі генератора з наближенням до чутливого елемента металевого елемента, який відбувається в результаті відбору електромагнітної енергії з коливального контуру генератора.

Технічні параметри індуктивного перетворювача:

1. Зона чутливості, 0...4мм.
2. Частота включень, не більше 1000Гц.
3. Амплітуда вихідного сигналу, 22В (при живленні 24 В).
4. Напруга живлення, 12...27В.
5. Струм навантаження, не більше 100мА.
6. Вид струму живлення, постійний.
7. Залишкова напруга, не більше 1,8В.

Принципова схема перетворювального блоку зображена на рисунку 2.

Перетворювальний блок працює таким чином. Вихідний сигнал індуктивних перетворювачів напругою 22·В ділиться ділниками R3-R5 та R10-R12 навпіл для забезпечення нормальної роботи компараторів, зібраних на мікросхемах DA1.1 та DA1.2. Зміна вихідного сигналу індуктивних перетворювачів після ділників може відбуватися в межах від 5·В до 10·В в залежності від напруги живлення. З метою нормування, вихідний сигнал індуктивних перетворювачів подається на компаратори DA1.1 та DA1.2.

У зв'язку з порівняно повільною зміною вихідного сигналу датчиків, у принциповій схемі компараторів використана схема порівняння з додатним зворотним зв'язком, визначальною особливістю якого є гістерезис передавальної характеристики. В компараторах, за

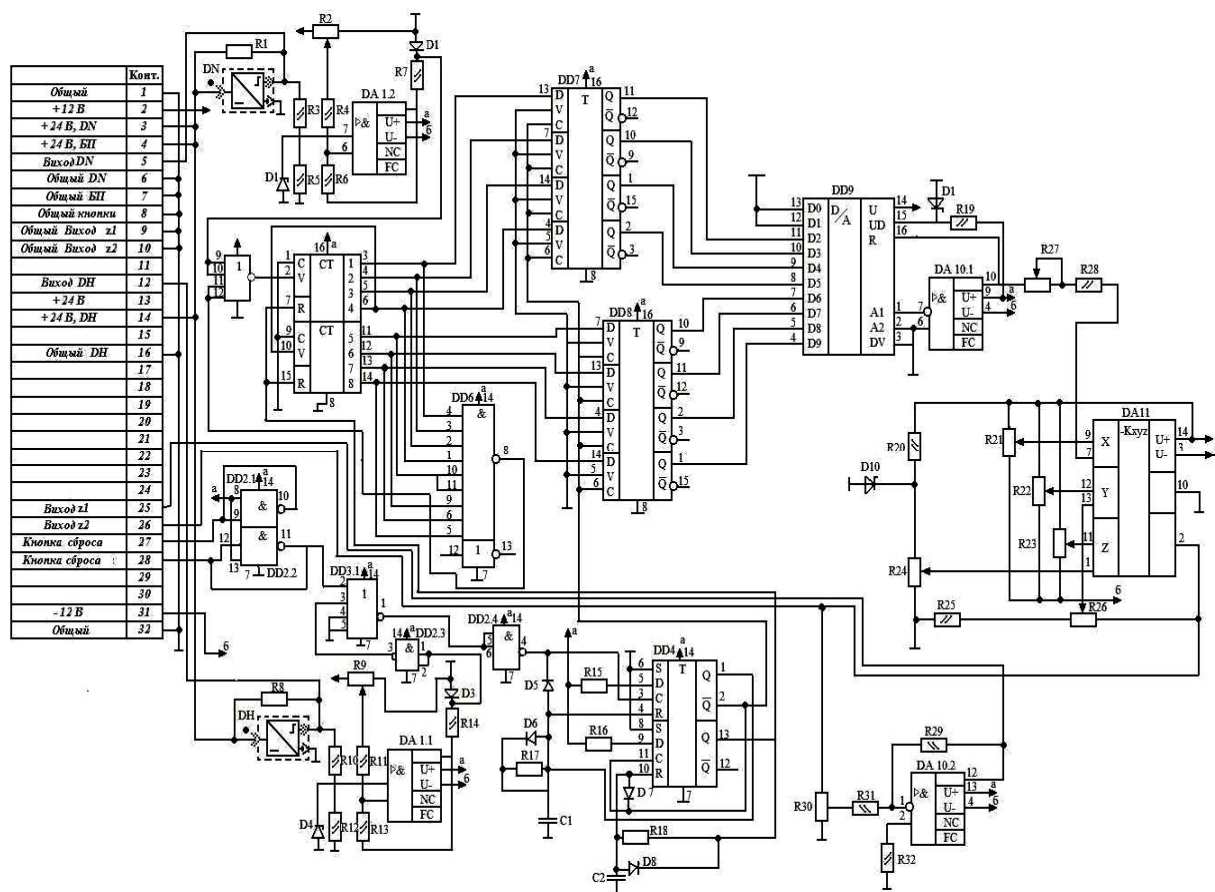


Рисунок 2 – Принципова схема пристрою вимірювання проходки за оберт

близької до нуля вхідної напруги, вихідна напруга додатна, а напруга на неінвертуючому вході визначає верхній поріг перемикавання:

$$U_6 = U_{cm} R_4 / (R_4 + R_6) = U_{cm} R_{11} / (R_{11} + R_{13}), \quad (6)$$

де  $U_{cm}$  – напруга стабілізації стабілітронів D1 та D3.

З досягненням вхідною напругою величини  $U_6$ , струм у ланцюзі стабілітрона змінює напрям, і рівень вихідної напруги операційного підсилювача (ОП) DA1.1 та DA1.2 перемикається в стан, протилежний вихідному. Після перемикавання, на неінвертуючому вході ОП встановлюється напруга, що відповідає нижньому порогу перемикавання  $U_n = -U_6$ . Для зворотного перемикавання компаратора амплітуда вихідної напруги повинна змінитися від  $U_n$  до  $U_6$ , тобто на напругу  $2U_6$ , яка визначає величину гістерезису.

В даному компараторі шуми та нестабільність вхідного сигналу не викликають коливань вихідної напруги поблизу точки порівняння. Використовуючи на виході компараторів стабілітрони D2 та D4 типу Д818, досягнуто рівень вихідної напруги близький до 8,5 В, що забезпечує надійну і стабільну роботу інших елементів схеми, виконаних за КМОП технологією.

Вихідний сигнал компаратора DA1.2 подається на рахунковий вхід двійкового лічильника DD5 типу К561ІЕ10. Лічильник містить два синхронні двійкові лічильники-дільники. Кожний лічильник виконаний на чотирьох D-три-

герах. Лінії С і V (тактова та дозволу тактів) взаємозамінні, лише відрізняються протилежними активними рівнями. Це дає змогу організувати рахунок за кожним фронтом такту: за додатним і від'ємним.

Схема лічильника виконана двокаскадною з роботою в асинхронному режимі. Компаратор DA1.2 інвертує вихідний сигнал датчика D2, тому рахунок організований за від'ємним фронтом вихідного сигналу компаратора. Для каскадування вихід 4 першого лічильника з'єднаний зі входом V другого. На тактові входи С подається напруга низького рівня з елемента DD6 блоку керування. Виходи лічильника DD5 з'єднані з входами запам'ятовуючого елемента числа обертів буринного вала, виконаного на базі D-тригерів DD7 і DD8 типу К561ТМ3. Мікросхема К561ТМ3 містить чотири D-тригери, кожний з яких має індивідуальний вхід D і два виходи Q та  $\bar{Q}$ . Вхід тактового імпульсу С загальний. Крім того, є спільний вхід перемикача полярності V. Якщо на вході V низький рівень, інформація від входу D з'явиться на виході Q під час низького рівня тактового імпульсу С. Якщо на вході V високий рівень, передача даних відбувається за високого рівня на вході С. Вихідний сигнал компаратора DA1.1 інвертується інвертором DD2.3 і надходить на вхід 3 мікросхеми DD3.1 блоку керування.

Блок керування виконаний на мікросхемах DD2, DD3, DD4, DD6 і працює так. У вихідно-

му положенні натисканням кнопки КН формується сигнал високого рівня що передається через схему усунення брязкоту, виконану на елементах DD2.1, DD2.2, на вхід 2 логічного елемента АБО-НЕ мікросхеми DD3.1, на виході якого формується при цьому сигнал нульового рівня. Проінвертований до високого рівня інвертором DD2.4, даний сигнал надходить на вхід формувача імпульсу перезапису інформації, який виконаний на мікросхемі типу K561TM2 (DD4). Формувач працює таким чином. За відсутності імпульсу на вході 3 першого тригера, напруга на виході Q1 близька до нуля, тому конденсатор C1 розряджений. З надходженням імпульсу з рівнем логічної одиниці напруга на виході Q1 зростає до такого ж рівня, і конденсатор C1 починає заряджатися через резистор R17. В момент, коли напруга на ньому, а, відповідно, на вході R1 досягає рівня одиниці, тригер перемикається, на виході Q1 знову встановлюється рівень нуля і конденсатор розряджається через той же резистор R17 і діод D6. При встановленні на виході Q1 рівня логічного нуля, з виходу напруга логічної одиниці подається на вхід другого тригера. При цьому напруга на виході Q2 також зростає до рівня логічної одиниці, і конденсатор C2 починає заряджатися через резистор R32. Коли напруга на конденсаторі C2 і, відповідно, на вході R2 досягає рівня логічної одиниці, тригер перемикається, на виході Q2 встановлюється рівень нуля, і конденсатор розряджається через резистор R32 і діод D7. Оскільки скидання лічильника здійснюється через R- вхід сигналом низького рівня, у схемі використаний інвертуючий вихід тригера. Таким чином, на виходах Q<sub>1</sub> і Q2 тригерів DD4 формуються два послідовні короткочасні імпульси логічної одиниці, які забезпечують перезапис інформації з виходів лічильника DD5 на вихід запам'ятовуючих елементів DD7 та DD8 і подальше скидання даних лічильника DD5.

При переміщенні бурильної колони на інтервал проходки  $\Delta h$ , на виході датчика збільшення проходки формується сигнал високого рівня, і спрацьовує компаратор DA1.1. Проінвертований інвертором DD2.3 сигнал високого рівня з виходу компаратора надходить на вхід 3 логічного елемента DD3.1. За допомогою блоку формування імпульсів здійснюється перезапис вихідного коду лічильника на виході запам'ятовуючого елемента DD7, DD8 і подальше чергове скидання лічильника DD5 в нульовий стан. При переповненні лічильника числа обертів, на інтервалі збільшення проходки  $\Delta h$ , з виходу логічного елемента I схеми співпадання кодів DD6 надходить сигнал високого рівня на вхід C лічильника. При цьому рахунок припиняється до досягнення повного інтервалу збільшення проходки і подальшого скидання лічильника в нульовий стан.

Сигнали з виходів тригерів запам'ятовуючого елемента надходять на кодові входи цифро-аналогового перетворювача DD9, виконаного на мікросхемі K572ПА1 (десятирозрядний ЦАП). Використання в мікросхемі K572ПА1

МОП- транзисторів для реалізації перемикачів, що входять до ЦАП, дозволяє змінювати опорну напругу як за величиною, так і за знаком. Це дає можливість отримати властивості перемножувача опорної напруги та вхідного коду. У мікросхемі використана резисторна сітка, яка живиться безпосередньо від джерела опорної напруги  $U_{on}=8,5\text{ В}$  і виробляє двійково зважені струми, що надходять на МОП- перемикачі. З виходів ЦАП A1 та A2 отримують два струми  $I_1$  та  $I_2$ . Струм  $I_1$  змінюється пропорційно до керуючого коду  $N$ . Струм  $I_2$  – доповнюючий, визначається співвідношенням  $I_2=I_0-I_1$ , де  $I_0$  – максимальне значення струму  $I_1$ . Вихідна напруга ЦАП  $U_{вих}$  знімається з виходу додаткового підсилювача DA10.1, і визначається співвідношенням:

$$U_{вих} = -U_{on} \cdot N / N_{max}, \quad (7)$$

де  $N_{max}$  – максимальне значення керуючого коду.

Визначення поглиблення  $h_0$  породоруйнівного інструменту за оберт здійснюється згідно виразу:

$$h_0 = \Delta h / N, \quad (8)$$

де  $\Delta h$  – приріст проходки;

$N$  – число обертів породоруйнівного інструменту. Величина приросту проходки  $\Delta h$  залежить від кінематики привода і числа прорізів сталевих диска датчика проходки, і встановлюється задавачем проходки, виконаним на елементах DD9, R19, R21.

Число обертів породоруйнівного інструменту визначається лічильником DD5, значенням якого є вихідна напруга цифро-аналогового перетворювача DD9. Сигнали, пропорційні  $\Delta h$  і  $N$ , надходять на входи ділильного блоку, виконаного на інтегральному перемножувачі DA11 типу K525PC2.

Мікросхема K525PC2 є функціонально закінченим пристроєм. Цей перемножувач має три входи X, Y і Z і три входи регулювання зсувів  $X_{зс}$ ,  $Y_{зс}$  і  $Z_{зс}$ . Вихідний сигнал знімається з вбудованого операційного підсилювача. На інвертуючий вхід цього підсилювача через резистори подані сигнали, один з яких дорівнює добутку X·Y, а інший – Z. Послугуючи різним чином входи і вихід перемножувача, можна здійснювати, крім множення, операції ділення, добування квадратного кореня, зведення в квадрат. Для здійснення операції ділення вхід Y з'єднаний через підстроювальний резистор R27 з виходом перемножувача (вивід 2), а сигнали діленого N і дільника N подаються, відповідно, на входи Z та X. Регулювання масштабу перетворення можна проводити за допомогою дільника R26, R27, встановленого на вході Y.

Вхідні сигнали перемножувача K525PC2 можуть змінюватися в межах  $-10\text{ В} \dots +10\text{ В}$ . Похибка множення становить не більше 1%. Сигнал з виходу ділильного блоку через дільник напруги R28 подається на вхід операційного підсилювача DA10.2. З виходу операційного підсилювача знімається сигнал, пропорційний поглибленню  $h_0$  породоруйнівного інструменту за оберт.

Одиничний сигнал рівнем від 11,7 до 26,2·В надходить з датчиків збільшення проходки і обертів на дільник напруги. При цьому залишкова напруга не перевищує 0,4·В. Після дільника сигнал, розділений навпіл, подається на вхід компаратора. При цьому напруга на вході компаратора ІМ може змінюватися в межах від 5,5·В до 10·В. На виході компаратора напруга становить 11·В, яка після стабілізації приймає значення 10·В, що відповідає логічній одиниці. Для стабільної роботи компаратора на його інвертуючому вході виставляється поріг 2,5·В за допомогою підлаштування резистора R2.

У початковому положенні на входах і виходах лічильника K561IE10, (крім шістнадцятого виводу живлення +12·В), повинні бути сигнали, рівні логічному нулю. При подачі на вхід 2 лічильника сигналів від датчика обертів, на виходах лічильника отримуємо сигнал у двійковому коді. Керування роботою лічильника ведеться за допомогою мікросхем: K176ЛИ1, що працює за схемою І, та K561ЛЕ6, що працює за схемою АБО-НЕ. Один корпус мікросхеми K561ЛЕ6 виділений для дозволу такту вхідного сигналу з компаратора на лічильник. Половина входів задіяна для компаратора, решта – для дозволу входу. Поки лічильник не набрав максимуму, тобто поки всі 8 виходів не приймуть значення логічної одиниці, на виході K176ЛИ1 буде логічний нуль, який через K561ЛЕ6 не перешкоджає проходженню імпульсів від компаратора до лічильника. Але як тільки на виходах лічильника, і відповідно, на входах K176ЛИ1 будуть усі одиниці, то на виході K176ЛИ1 отримуємо логічну одиницю, яка переходить на вхід K561ЛЕ6, і тим самим закриває вхід лічильника до його скидання. Скидання лічильника проводиться за допомогою одновібратора, зібраного на мікросхемі K561ТМ2. На мікросхемі K561ТМ2 зібрано два одновібратори, які виробляють два послідовні короткочасні імпульси, перший з яких подається на дозвільний вхід мікросхем K561ТМ3, кожна з яких складається з чотирьох D- тригерів для зчитування і для заповнення коду K561IE10. Дозвільний сигнал подається на 6-й вивід мікросхем K561ТМ3. Другий короткочасний імпульс призначений для скидання лічильника в нуль після запису його вихідного коду на тригерах.

Керування роботою одновібратора проводиться за допомогою мікросхеми K561ЛЕ6. При подачі на всі чотири входи логічного нуля на виході маємо логічну одиницю. При всіх інших комбінаціях на вході маємо вихід – логічний нуль. У схемі, що застосовується для керування одновібратором, використані два входи: один від датчика проходки, інший – від кнопки скидання, два інших закорочені на корпус, тобто передбачена можливість підключення інших керуючих пристроїв. Для нормальної роботи приладу необхідно, щоб на входах 2, 3, 4, 5 мікросхеми K561ЛЕ6 був рівень логічного нуля.

Код кількості обертів після зчитування тригерами подається на ЦАП, виконаний на

основі мікросхеми K572ПА1 і одного операційного підсилювача мікросхеми K140УД20, відповідно до зростання порядку на входи 11, 10, 9, 8, 7, 6, 5, 4 мікросхеми K572ПА1. Решта два входи (12, 13) закорочені на корпус. На вихід 15 подається опорна напруга 8·В, стабілізована стабілітроном КД518Д. Вихід 16, з якого знімається аналоговий сигнал, знаходиться в зворотному зв'язку операційного підсилювача, вхід якого з'єднаний з виходом 1 K572ПА1. Отриманий аналоговий сигнал подається на вхід X аналогового дільника K525ПС2 (вхід 7), а на вхід Z – стабілізовану напругу 1·В. Вихід 2 є виходом дільника.

Аналоговий дільник напруги виконаний на базі аналогового перемножувача сигналів (АПС серії K525ПС2 з відповідною комутацією зовнішніх виводів. Налаштування дільника зводиться до налаштування перемножувача розривом в ланцюзі зворотного зв'язку. Одним з оптимальних способів настроювання мікросхеми перемножувача K525ПС2 є налаштування на змінному струмі за допомогою осцилографа. Вона складається з наступних етапів.

1. Налаштування виходу перемножувача. Спочатку потрібно заземлити виводи 7 та 13 мікросхеми. Потім, підстроюванням потенціометра R23, встановити на виході АПС напругу, рівну нулю (контроль здійснюється високочутливим осцилографом або цифровим вольтметром постійного струму).

2. Налаштування X-входу. Спочатку необхідно заземлити вхід X (вивід 7 мікросхеми); на вхід Y подати синусоїдальний сигнал амплітудою -10·В...+10·В, до виходу АПС підключити осцилограф. Потім підстроюванням потенціометра R21 домогтися на екрані осцилографа мінімального розмаху вихідного сигналу.

3. Налаштування Y-входу. Спочатку необхідно заземлити вхід Y (вивід 13 мікросхеми); на вхід X подати синусоїдальний сигнал як в п.2. Потім, підстроюванням потенціометра R22, домогтися на екрані осцилографа мінімального розмаху вихідного сигналу (при цьому на виході АПС повинно спостерігатися подвоєння частоти вхідного сигналу).

Установка масштабного коефіцієнта  $k=0,1$ . Попередньо необхідно з'єднати разом входи X і Y та подати на них напругу +7,0·В. До виходу АПС підключити вольтметр постійного струму. Підлаштуванням потенціометра R26 домогтися на виході АПС напруги +4,9·В.

На цьому настроювання АПС закінчується. Для підвищення якості настроювання, до виходу АПС можна підключити віднімаючий пристрій, до другого входу якого підключають вхідний синусоїдальний сигнал. На другий вхід АПС подають за чергою напругу постійного струму +10·В. При цьому на виході перемножувача спостерігається синусоїдальний сигнал з похибкою, обумовленою відхиленням масштабного коефіцієнта  $\Delta k$ . Це відхилення чітко видно на екрані осцилографа, що підключається до виходу віднімаючого пристрою. Підстроюванням потенціометра R26 необхідно домогтися

**Таблиця 1 – Залежність коду лічильника числа обертів бурильного вала від величини поглиблення за оберт**

Код лічильника	255	200	134	100	80	67	57	50	45	40
Поглиблення за оберт, мм	0,016	0,02	0,029	0,04	0,05	0,059	0,07	0,08	0,089	0,1

**Таблиця 2 – Результати лабораторних випробувань пристрою визначення величини поглиблення породоруйнівного інструменту за оберт**

№ з/п	h, мм/об	U <sub>вих</sub> , В	h <sup>2</sup>	U <sub>вих</sub> <sup>2</sup>	h <sub>об</sub> · U <sub>вих</sub>
1	0,0156	1,28	0,0002434	1,6384	0,02
2	0,02	1,78	0,0004	3,1684	0,0356
3	0,029	3,02	0,000841	9,1204	0,0876
4	0,04	3,86	0,0016	14,90	0,1544
5	0,05	4,94	0,0025	24,404	0,247
6	0,059	5,98	0,00348	35,76	0,353
7	0,07	7,1	0,0049	50,41	0,497
8	0,08	8,15	0,0064	66,42	0,652
9	0,089	9,1	0,00792	82,81	0,081
10	0,1	10,03	0,01	100,6	1,003
Σ	0,5526	55,24	0,03829	389,23	3,859

мінімального значення напруги на виході віднімаючої схеми.

Для визначення статистичних характеристик пристрою проведені лабораторні випробування. Для задання певного значення величини поглиблення за оберт на лічильнику обертів встановлюється відповідний код за таблицею 1.

За результатами лабораторних випробувань розраховані статистичні характеристики пристрою визначення величини поглиблення породоруйнівного інструменту за оберт. Результати випробувань наведені в таблиці 2.

Тут же наведені результати проміжних розрахунків для визначення відповідних характеристик.

Коефіцієнт кореляції між вихідною напругою U пристрою та проходкою h<sub>0</sub> за оберт визначаємо за формулою [1].

$$r = \frac{\sum (h_i - \bar{h})(U_i - \bar{U})}{(m-1) \cdot S_h \cdot S_U}, \quad (9)$$

де через S<sub>h</sub> та S<sub>U</sub> позначені вибіркові дисперсії:

$$S_h^2 = \frac{1}{m-1} \sum (h_i - \bar{h})^2; \quad (10)$$

$$S_U^2 = \frac{1}{m-1} \sum (U_i - \bar{U})^2, \quad (11)$$

де  $\bar{h}$  – середнє значення h;

$\bar{U}$  – середнє значення U;

m – число пар вибірових значень (h, U).

При обчисленнях скористаємося формулами [1]:

$$\sum (h_i - \bar{h})(U_i - \bar{U}) = \sum h_i \cdot U_i - \frac{\sum h_i \cdot \sum U_i}{m}; \quad (12)$$

$$(m-1)S_h^2 = \sum h_i^2 - \frac{1}{m}(\sum h_i)^2; \quad (13)$$

$$(m-1)S_U^2 = \sum U_i^2 - \frac{1}{m}(\sum U_i)^2. \quad (14)$$

Середні значення  $\bar{h}$  та  $\bar{U}$  є рівними:

$$\bar{h} = \frac{1}{m} \sum h_i = \frac{0,5526}{10} = 0,05526;$$

$$\bar{U} = \frac{1}{m} \sum U_i = \frac{55,24}{10} = 5,524.$$

Проміжні розрахункові величини рівні:

$$\sum (h_i - \bar{h})(U_i - \bar{U}) = 3,8593 - \frac{0,5526 \cdot 55,24}{10} = 0,8067;$$

$$(m-1) \cdot S_h^2 = 0,0383 - \frac{0,5526^2}{10} = 0,00775;$$

$$(m-1) \cdot S_U^2 = 389,23 - \frac{55,24^2}{10} = 84,1;$$

$$S_h^2 = \frac{0,00775}{9} = 0,000861;$$

$$S_U^2 = \frac{84,1}{9} = 9,3432;$$

$$S_h = \sqrt{0,000861} = 0,02934;$$

$$S_U = \sqrt{9,3432} = 3,0567;$$

$$r = \frac{0,8067}{9 \cdot 0,02934 \cdot 3,0567} = 0,9994.$$

Отримане значення коефіцієнта кореляції досить високе, тому перевірку на значущість не проводимо.

Визначимо форму залежності  $U = f(h)$ . Виходячи з лабораторних випробувань пристрою та фізичної аналогії, залежність  $U = f(h)$  передбачається лінійною. Згідно принципу найменших квадратів складаємо нормальні рівняння лінійної регресії:

$$\sum U_i - \sum (\alpha + \beta \cdot h_i) = 0; \quad (15)$$

$$\sum U_i \cdot h_i - \sum (\alpha + \beta \cdot h_i) \cdot h_i = 0. \quad (16)$$

Перетворивши дані рівняння, отримуємо:

$$m \cdot \alpha + \beta \cdot \sum h_i = \sum U_i; \quad (17)$$

$$\alpha \cdot \sum h_i + \beta \cdot \sum h_i^2 = \sum U_i \cdot h_i. \quad (18)$$

Коефіцієнт регресії  $\beta$  знаходимо за допомогою визначників:

$$\beta = \frac{m \cdot \sum h_i \cdot U_i - \sum h_i \cdot \sum U_i}{m \cdot \sum h_i^2 - (\sum h_i)^2}. \quad (19)$$

Підставляючи числові значення, одержимо:

$$\beta = \frac{10 \cdot 3,8593 - 0,5526 \cdot 55,24}{10 \cdot 0,0383 - 0,5526^2} = 104.$$

Вільний член регресії  $\alpha$  визначимо через  $\beta$  згідно співвідношення:

$$\alpha = \frac{\sum U_i - \beta \cdot \sum h_i}{m} = \frac{55,24 - 104 \cdot 0,5526}{10} = -0,223.$$

Враховуючи фізичну сутність залежності  $U = f(h)$  та несуттєвість вільного члена регресії  $\alpha$ , приймаємо, що

$$U_{вих} = 100 \cdot h. \quad (20)$$

Графік залежності  $U_{вих} = f(h)$  поданий на рисунку 3.

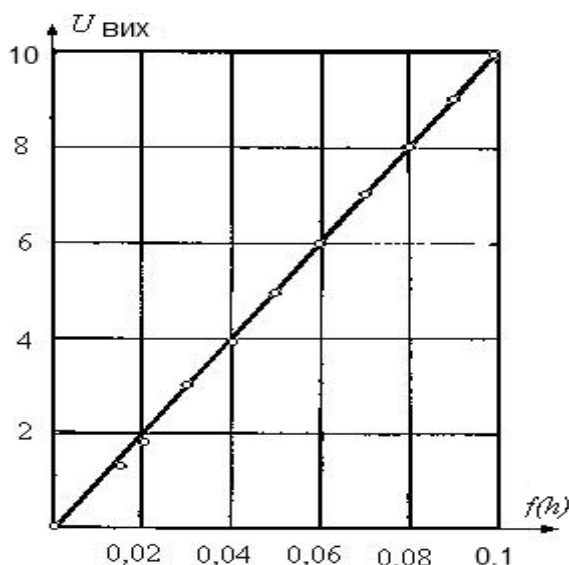


Рисунок 3 – Залежність вихідної напруги пристрою від величини поглиблення за оберт

Розроблений пристрій визначення величини поглиблення породоруйнівного інструменту за оберт, принцип роботи якого заснований на використанні інтегральних характеристик збільшення проходки і числа обертів бурового інструменту на певному часовому інтервалі, дає можливість істотно зменшити мультиплікативні похибки за рахунок відміни проміжного диференціювання.

Отримані результати лабораторних випробувань та їх статистична обробка дали можливість встановити, що статична характеристика розробленого пристрою лінійна, а коефіцієнт кореляції між вихідною напругою пристрою і

заданою на вхід величиною поглиблення за оберт становить 0,99. Інформація про величину поглиблення породоруйнівного інструменту за оберт, що отримується за допомогою розробленого пристрою, може бути використана в системах оптимізації технологічного процесу буріння розвідувальних свердловин в якості точних значень критерію оптимізації.

### Література

1 Бендат Дж. Прикладной анализ случайных данных / Дж. Бендат, А. Пирсол. – М.: Мир, 1989. – 540 с.

2 Величина углубки породоразрушающего инструмента за 1 оборот как определяющий фактор разработки параметров режима алмазного бурения / В.И. Васильев, В.А. Каулин, В.Н. Зорин // Пути повышения эффективности алмазного бурения. – Л.: ВИТР, 1988. – С. 23 – 27.

3 Исследование процесса износа керна при алмазном бурении / В.А. Каулин, П.П. Пономарев и др. // Обзор. Техн. и технол. геол.-развед. работ; орг. производства, – М.: ВИЭМС, 1986. – 64 с.

4 Исследование эффективности бурения с помощью системы MWD/ Техн. и технол. геол.-развед. работ; орг. пр-ва. Зарубеж. опыт: Экспресс-информация / ВНИИ экон. Минер.сырья и геол.-развед. работ (ВИЭМС). – 1989. Вып. 2. – с.9 – 15. – Ref. op.: Falkoner J.G., Normore D. MWD Bit effiaency model provides real= time answer / Oil & Gas Journal.– 1987.

5 Кибернетические системы в разведочном бурении. – М.: Недра, 1985.– 285 с.

6 Методические рекомендации по технологии высокооборотного алмазного бурения в монолитных и слаботрещинчатых горных породах. – М.: ВИТР, 1987. – 12 с.

7 Ресурсосберегающая технология алмазного бурения / [В.А. Бабышин, В.А. Глоба, О.П. Зайонц, В.И. Набока и В.А. Флянтиков // Разведка и охрана недр. – 1988. – №10. – С. 27 – 32.

8 Царицын В.В. Алмазное бурение / В.В. Царицын. – М.: Недра, 1975. – 104 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
20.04.12  
Рекомендована до друку професором  
Мислюком М.А.

## ОЦІНКА ВПЛИВУ ЖОРСТКОСТІ ТА ДЕМПФУВАННЯ КОМПОНОВКИ НИЗУ БУРОВОГО ІНСТРУМЕНТУ НА СЕРЕДНЄ ЗНАЧЕННЯ ОБЕРТОВОГО МОМЕНТУ ПІД ЧАС БУРІННЯ ШАРОШКОВИМИ ДОЛОТАМИ

Р.Б. Щербій

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42264,  
e-mail: public@iung.edu.ua

Для оцінки впливу параметрів компоновки низу бурового інструменту, жорсткості та демпфування на середнє значення обертового моменту на долоті (моментосмість) на буровому стенді ІФНТУНГ було проведено тринадцять серій досліджень за класичним планом. Жорсткість бурового інструменту встановлювалась на трьох рівнях – 225, 1700 і 6000 кН/м, коефіцієнт демпфування також на трьох рівнях – 0,1, 40 та 70 кН·с/м.

Для порівняння статистичних характеристик вибірок із миттєвими значеннями обертового моменту, одержаних для різних рівнів жорсткості та коефіцієнта демпфування, був застосований метод „Статистична перевірка параметричних гіпотез”.

За результатами цих досліджень встановлено: 1) зміна жорсткості від 225 до 6000 кН/м, незалежно від типорозміру долота, збільшує моментосмість процесу буріння. Імовірність прийняття такого рішення – 0,95; 2) збільшення демпфування із 0,1 до 70 кН·с/м зменшує середнє значення обертового моменту на долоті, імовірність прийняття такого рішення – 0,95; 3) зміна діаметра долота не впливає на середнє значення обертового моменту; 4) конструктивні особливості озброєння долота впливають на моментосмість процесу буріння; 5) із збільшенням частоти обертання моментосмість процесу буріння зменшується незалежно від типорозміру долота; 6) із збільшення твердості гірської породи за штампом моментосмість процесу буріння зменшується.

Ключові слова: буровий стенд, коефіцієнт демпфування, класичний експеримент, параметри процесу буріння, вибірки, статистичні характеристики, параметричні гіпотези

Для оценки влияния параметров компоновки низа бурового инструмента, жесткости и демпфирования на среднее значение вращательного момента на долоте (моментоемкость) на буровом стенде ИФНТУНГ проведены тринадцать серий исследований по классическому плану. Жесткость бурового инструмента устанавливалась на трех уровнях – 225, 1700 и 6000 кН/м, коэффициент демпфирования так же на трех уровнях – 0,1, 40 и 70 кН·с/м.

Для сравнения статистических характеристик выборок с многократными значениями вращательного момента, полученных для двух уровней жесткости и коэффициента демпфирования, использовался метод “Статистическая проверка параметрических гипотез”.

По результатам этих исследований установлено следующее: 1) изменение жесткости от 225 до 6000 кН/м, независимо от типоразмера долота, увеличивает моментоемкость процесса бурения. Вероятность принятия такого решения – 0,95; 2) увеличение демпфирования с 0,1 до 70 кН·с/м уменьшает среднее значение вращательного момента на долоте, вероятность принятия такого решения – 0,95; 3) изменение диаметра долота не влияет на среднее значение вращательного момента; 4) конструктивные особенности вооружения долота влияют на моментоемкость процесса бурения; 5) с увеличением частоты вращения моментоемкость процесса бурения уменьшается независимо от типоразмера долота; 6) с увеличением твердости горной породы по штампу моментоемкость процесса бурения уменьшается.

Ключевые слова: буровой стенд, коэффициент демпфирования, классический эксперимент, параметры процесса бурения, выборки, статистические характеристики, параметрические гипотезы

For estimation of the influence of parameters for making cracker line of the drilling tool, rigidity and damping coefficient on the average value of torque on the bit 13 series of investigations have been carried out due to the standard plan at the drilling bedstead of IFNTUOG. The regality of drilling tools was set at 3 levels – 225, 1700, 6000 kN/m, as well as the damping coefficient was also established at 3 levels – 0.1, 40 and 70 kN·s/m.

To compare statistical characteristics of torque, obtained for different levels of rigidity and damping coefficient the “statistical checking of parameter hypotheses” method was applied.

Due to the results of these studies it was determined the following: 1) the change of rigidity from 225 to 6000 kN/m, irrespective of a standard size of a bit increases the torque value on a bit during the process of drilling. The probability of making such decision is 0,95; 2) the growth of damping coefficient from 0,1 to 70 kN/m decreases the average value of torque on the bit. The probability of making such decision is 0,95; 3) the change of a bit diameter didn't influence on the average value of the torque; 4) design peculiarities of drilling bit cutting structure influence on the average value of the torque on a bit during the process of drilling; 5) growth of the rock hardness according to the mark leads to decreasing the average value of the torque during the process of drilling.

Key words: drilling bedstead, damping coefficient, classical investigation, parameters of the drilling process, torques, statistical characteristics, parameter hypotheses

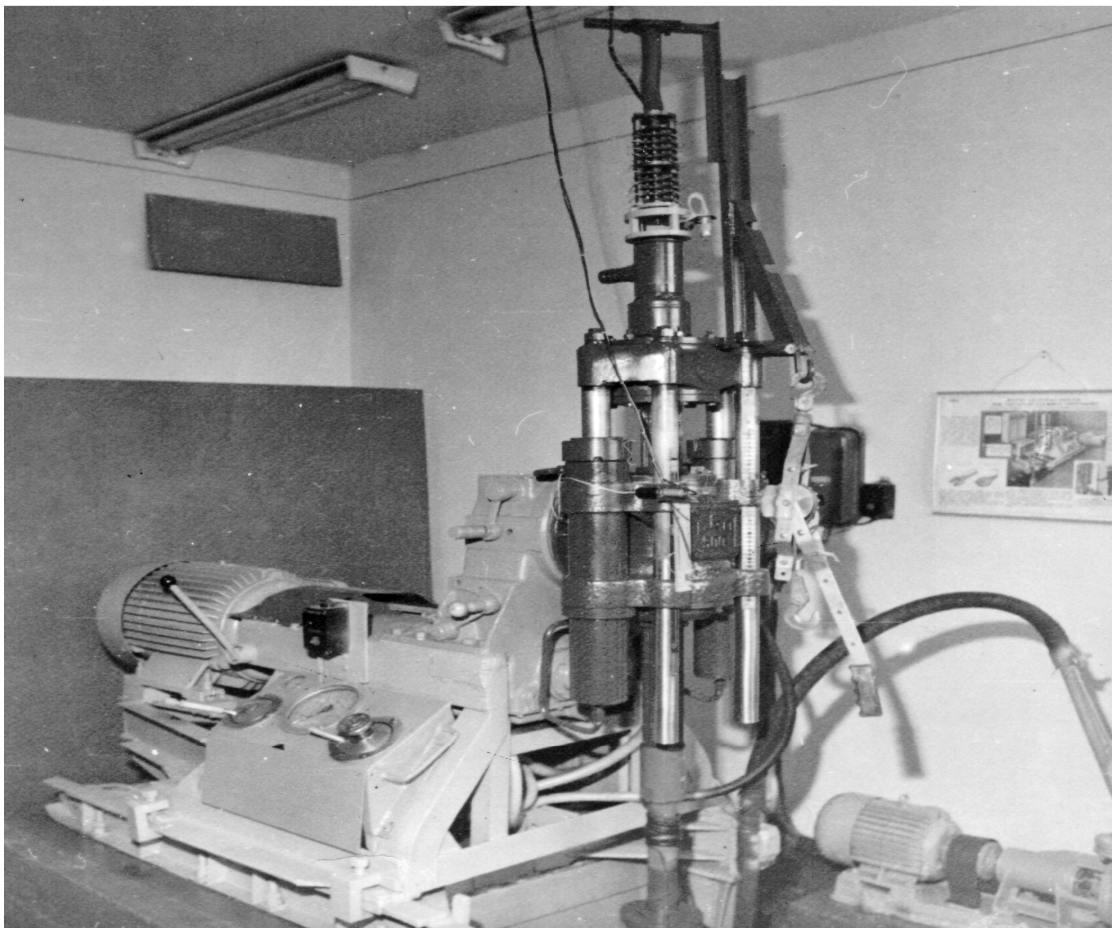


Рисунок 1 – Загальний вигляд бурового станда

Основним показником, що характеризує ефективність використання енергії, підведеної до вибою свердловини, є енергоємність руйнування гірських порід. За [2] енергоємність визначається за формулою:

$$A_V = \frac{A_0}{\pi \cdot R_D^2 \cdot \delta_0} = \frac{G\delta_0 + 2 \cdot \pi \cdot T}{\pi \cdot R_D^2 \cdot \delta_0} = \frac{G}{\pi \cdot R_D^2} + \frac{2 \cdot T}{R_D^2 \cdot \delta_0}, \quad (1)$$

де  $A_0$  – робота долота за один оберт;  
 $G$  – осьове статичне навантаження на долото;

$\delta_0$  – проходка за один оберт долота;

$R_D$  – радіус долота;

$T$  – середнє значення обертового моменту на долоті.

Обертовий момент на долоті, який за рівнянням (1) є одним з основних параметрів, що визначають енергоємність процесу буріння, як правило, в процесі буріння не відомий, за винятком спеціальних досліджень у свердловині і під час використання вимірювача обертового моменту, що буває досить рідко. В той же час обґрунтований вибір параметрів процесу буріння неможливий без достатньо точних знань про зміну обертового моменту на долоті. За результатами досліджень, наведених у [1, 3, 4], був встановлений ступінь впливу на обертовий

момент статичного осьового навантаження на долото, частоти обертання долота та фізико-механічних властивостей гірської породи. Водночас дослідження з вивчення впливу на обертовий момент параметрів компоновки низу бурильного інструменту, жорсткості та коефіцієнта демпфування не проводились.

Такі дослідження з метою встановлення функціональних залежностей між моментом та параметрами компоновки були проведені на експериментально-вимірному стенді, створеному на базі бурового верстата СБА-500 (див. рис. 1).

Для оцінки впливу жорсткості компоновки бурильного інструменту на середнє значення обертового моменту було проведено дванадцять серій експериментальних досліджень за класичним планом. Величини керованих параметрів процесу буріння під час проведення цих досліджень наведені в таблицях 1,2. В таблицях 3,4 наведені статистичні характеристики вибірок миттєвих значень обертового моменту.

Для порівняння статистичних характеристик двох вибірок зі значеннями миттєвих значень обертового моменту  $T_{CP.X,i}$  і  $T_{CP.Y,i}$ , одержаних для різних рівнів жорсткості компоновки (порівнюються дисперсії і середні значення вибірок), висувається гіпотеза про рівність цих характеристик –  $D_{T_X} = D_{T_Y}$  і  $\bar{T}_{CP.X} = \bar{T}_{CP.Y}$ . Ця гіпотеза називається нульовою –  $H_0$ . Проти

Таблиця 1 – Серії 1...11 класичного плану експериментальних досліджень впливу параметрів компоновки бурильного інструмента на середнє значення обертового моменту, некеровані фактори для всіх серій таблиці: осьове статичне навантаження на долото –  $F_{CT}=25$  кН, розхід промивальної рідини(вода) –  $Q=7$ л/с

№ серії та кількість паралельних дослідів	Постійні параметри					Змінний параметр
	$F_{CT}$ , кН	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$\beta$ , кН·с/м	Долото	$p_{ш}$ , МПа	$C$ , кН/м
1 (225_3,6000_3)	25	82	0,1	93С	білий вапняк, 2300	225, 6000
2 (225_3,6000_3)	25	82	0,1	93Т	пісковик воротищенської свити, 1440; 2050	225, 6000
3 (225_4,6000_4)	25	82	0,1	93Т	пісковик стрийської свити, 2500	225, 6000
4 (225_4,6000_7)	25	82	0,1	76ОК	граніт, 3120	225, 6000
5 (225_3,6000_3)	25	82	0,1	93С	граніт, 3120	225, 6000
6 (225_3,6000_3)	25	82	0,1	93Т	граніт, 3120	225, 6000
7 (225_3,6000_3)	25	82	0,1	93ОК	граніт, 3120	225, 6000
8 (225_3,6000_3)	25	133	0,1	93С	граніт, 3120	225, 6000
9 (225_3,6000_3)	25	133	0,1	93Т	граніт, 3120	225, 6000
10 (225_3,1700_3)	25	82	40	93Т	пісковик воротищенської свити, 2050	225, 1700
11 (225_4,6000_7)	25	82	70	93Т	пісковик воротищенської свити, 2050	225,1 700

Таблиця 2 – Дванадцята серія класичного плану експериментальних досліджень впливу параметрів компоновки бурильного інструмента на середнє значення обертового моменту. Розхід промивальної рідини(вода) –  $Q=7$ л/с

№ серії та кількість паралельних дослідів	Постійні параметри					Змінний параметр
	$F_{CT}$ ,кН	$n_{дв}$ , хв <sup>-1</sup>	$C$ , кН/м	Долото	$p_{ш}$ , МПа	$\beta$ , кН·с/м
1 (0,1_3, 40_3, 70_3)	25	82	225	93Т	пісковик воротищенської свити, 2050	0,1
2 (0,1_3, 40_3, 70_3)			1700			40

цієї гіпотези висувається альтернативна (конкуруюча) гіпотеза  $H_A$ , згідно з якою стверджується, що ці вибірки не відносяться до одної генеральної сукупності, тобто -  $D_{T_X} \neq D_{T_Y}$  і  $\bar{T}_{CP.X} > \bar{T}_{CP.Y}$ , за умови  $C_X < C_Y$ . В цьому випадку критична область прийняття гіпотез – правостороння. Цей метод має назву "Статистична перевірка параметричних гіпотез".

За цим методом спочатку порівнюються вибіркові дисперсії вибірок за статистичним критерієм  $F$ . Умова прийняття нульової гіпотези про рівність дисперсій для вибраного рівня значущості  $\alpha$  має вигляд –  $F_{ем} < F_{кр}$  де  $F_{ем}$  – експериментальне (емпіричне) значення критерію,

обчислене за значеннями вибірових дисперсій,  $F_{кр}$  – критичне значення розподілу Фішера – Снедекора, яка відділяє критичну область від області прийняття нульової гіпотези  $H_0$ .

Емпіричне значення  $F_{ем}$  визначаємо за формулою:

$$F_{ем} = \frac{D_{T_X}}{D_T}, D_{T.X} > D_{T.Y} \quad (1)$$

Критичне значення  $F_{кр}$  визначаємо залежно від прийнятого рівня значущості  $\alpha$  та степенем вільності  $k_1$  і  $k_2$ .

$$k_1 = N_X - 1; k_2 = N_Y - 1. \quad (2)$$

Таблиця 3 – Статистичні характеристики вибірок миттєвих значень обертового моменту, серії 1...11

№ серії	Тип долота	ρ <sub>ш</sub> , МПа	С, кН/м	№ вибірки	Об'єм вибірки N	Статистичні характеристики вибірок	
						Середнє значення $\bar{T}_{CP}$ , Н·м	Дисперсія D, (Н·м) <sup>2</sup>
1	93С	2300	225	1/1	389	172,47	2732
		<2300	6000	1/2	245	148,59	2035
				1/2_1	324	162,29	2166
2	93Т	1440	225	2/1	169	202,23	5885
			6000	-	-	-	-
		2050	225	2/2	249	186,98	3997
			6000	2/3	1535	156,93	2052
3	93Т	2500	225	3/1	425	169,72	4763
			6000	3/2	689	145,14	2098
4	76ОК	3120	225	4/1	881	135,45	2679
			6000	4/2	1561	95,42	1173
5	93С		225	5/1	255	161,13	2172
			6000	5/2	249	146,41	2802
6	93Т		225	6/1	228	148,64	1921
			6000	6/2	463	128,25	2615
7	93ОК		225	7/1	127	129,79	2771
			6000	7/2	212	99,1	2435
8	93С		3120	225	8/1	575	143,3
		6000		8/2	505	129,1	1855
9	93Т	3120	225	9/1	505	123,07	1681
			6000	9/2	502	97,73	2005
10	93Т	2050	225	10/1	1209	154,84	1025
			1700	10/2	500	133,98	1938
11			225	11/1	528	137,67	2038
			1700	11/2	612	122,51	635

Таблиця 4 – Статистичні характеристики вибірок миттєвих значень обертового моменту, серії 12...13

№ серії	Тип долота	ρ <sub>ш</sub> , МПа	С, кН/м	β, кН·с/м	№ вибірки	Об'єм вибірки N	Статистичні характеристики вибірок	
							Середнє значення $\bar{T}_{CP}$ , Н·м	Дисперсія D, (Н·м) <sup>2</sup>
12	93Т	2050	225	0,1	12/1	249	186,98	3997
				40	12/2	1209	154,84	1025
				70	12/3	528	137,67	2038
13			1700	0,1	13/1	410	152,95	2062
				40	13/2	500	133,98	1938
				70	13/3	612	122,51	635

За підтвердження гіпотези  $H_0$  під час порівняння дисперсій проводиться перевірка гіпотези  $H_0$  про рівність середніх значень вибірок за статистичним критерієм  $T$ . Умова прийняття нульової гіпотези про рівність середніх значень вибірок для вибраного рівня значущості  $\alpha$  має вигляд –  $T_{ем} < T_{кр}$ , де  $T_{ем}$  – експериментальне (емпіричне) значення критерію, обчислене за середніми значеннями вибірок,  $T_{кр}$  – критичне

значення розподілу Стюдента, яка відділяє критичну область від області прийняття нульової гіпотези  $H_0$ . Ймовірність випадкової похибки між середніми значеннями вибірок за прийнятого рівня значущості  $\alpha$  для правосторонньої області, визначається за формулою:

$$P|\bar{T}_{CP.X} - \bar{T}_{CP.Y}| = 1 - S(t). \quad (3)$$

де  $S(t)$  – значення ймовірності відсутності випадкової похибки між середніми значеннями згідно з розподілом Стюдента.

Для встановлення фізичного змісту статистичної характеристики процесу розподілу миттєвих значень обертового моменту, яка називається дисперсією, розглянемо послідовність утворення аналогового запису цього процесу. Ця послідовність: 1) під дією обертового моменту на долоті в первинному перетворювачі виникає деформація кручення; 2) наслідком зміни цієї деформації є зміна напруження електричного сигналу на виході повного тензOMETричного моста перетворювача; 3) система реєстрації процесу зміни обертового моменту на долоті фіксує цей процес на діаграмі самописця або на магнітній стрічці магнітографа. Миттєве значення потужності електричного сигналу на виході первинного перетворювача

$$W_i = \frac{U_i}{R}, \quad (4)$$

де  $U_i$  –  $i$ -е значення дискретного електричного сигналу, мВ;

$R$  – вхідний опір вимірювального тракту, Ом.

Середнє значення потужності дискретного сцентрованого електричного сигналу від первинного перетворювача моменту

$$\Delta U_i = U_i - U_{CP}, \quad (5)$$

$$W_{CP} = \frac{\sum_{i=1}^N W_i}{N} = \frac{\sum_{i=1}^N \Delta U_i^2}{R \cdot N}. \quad (6)$$

Під час переходу значень сцентрованого процесу зміни обертового моменту на долоті від значень в вольт до значень в Н·м

$$F_{дин.} = K(U_i - U_{cp}) = K \cdot \Delta U_i, \quad (7)$$

де  $K$  – коефіцієнт переходу від мВ електричного сигналу перетворювача сили до величини моменту в Н·м.

Процес зміни обертового моменту на долоті – це сцентрована ергодична стаціонарна випадкова функція. Дисперсія  $D_T$  такої функції визначається за наступними формулами

$$m_1 = \frac{\sum_{i=1}^N T_i}{N} = 0, \quad (8)$$

$$m_2 = \frac{\sum_{i=1}^N T_i^2}{N}, \quad (9)$$

$$D_T = \frac{(m_2 - m_1^2) \cdot N}{N - 1} = \frac{\sum_{i=1}^N T_i^2}{N - 1}. \quad (10)$$

З врахуванням формули (8)

$$D_T = \frac{\sum_{i=1}^N T_i^2}{N - 1} = \frac{K^2 \sum_{i=1}^N \Delta U_i^2}{N - 1}. \quad (11)$$

В формулах (6) і (11) постійними величинами є вирази  $\frac{K^2}{N-1} = const$  і  $\frac{1}{R \cdot N} = const$ . Позначимо:  $A = \frac{K^2}{N-1}$  і  $B = \frac{1}{R \cdot N}$ .

$$A = \frac{K^2}{N-1} \quad \text{і} \quad B = \frac{1}{R \cdot N}.$$

За вищезазначеним

$$D_T = A \cdot \sum_{i=1}^N \Delta U_i^2, \quad (12)$$

$$W_{CP} = B \cdot \sum_{i=1}^N \Delta U_i^2, \quad (13)$$

$$D_T = \frac{A}{B} \cdot W_{CP}. \quad (14)$$

Аналіз рівняння (14) свідчить про однаковий фізичний зміст дисперсії  $D_T$  і потужності  $W$  електричного сигналу. За цим висновком у подальших викладах матеріалу замість виразу "дисперсія обертового моменту" будемо застосовувати вираз "потужність процесу зміни обертового моменту на долоті". За сказаним вище, на підтвердження гіпотези  $D_{T_x} = D_{T_y}$  з імовірністю, яка відповідає прийнятому рівню значущості, можна стверджувати про відсутність впливу відповідного параметра на потужність процесу зміни обертового моменту на долоті, і при не підтвердженні гіпотези – про наявність впливу.

В таблиці 5 наведені результати перевірки гіпотез  $D_{T_x} = D_{T_y}$  за статистичними характеристиками одинадцяти серій. Критерій значущості –  $\alpha=0,01$ .

За таблицею 5 для семи серій (серії 1...4, 6, 10, 11) зміна жорсткості впливає на потужність процесу зміни обертового моменту на долоті, для чотирьох (серії 5, 7...9) можна зробити протилежний висновок. За цим однозначно стверджувати про вплив жорсткості на дисперсію моментоемкості (середнє значення обертового моменту) процесу буріння не можна. Однією із причин відсутності такого висновку, очевидно, є вплив на цей процес інших факторів: типорозміру долота, коефіцієнта демпфування компоновки бурильного інструменту, характеристик гірської породи та частоти обертання долота.

В таблиці 6 наведено результати перевірки моментоемкостей процесу буріння, за гіпотезою  $\bar{T}_{CP,X} > \bar{T}_{CP,Y}$  та статистичними характеристиками одинадцяти серій. Критерій значущості –  $\alpha=0,025$ .

Емпіричне значення критерію Стюдента, який застосовується для порівняння середніх значень вибірок, визначалось за формулою:

$$T_{EM} = \frac{|m_{1,1} - m_{2,2}|}{\sqrt{D_1/N_1 + D_2/N_2}}. \quad (15)$$

Ступінь вільності під час визначення критичної точки розподілу Стюдента  $T_{kp}$

$$k = N_1 + N_2 - 2. \quad (16)$$

Таблиця 5 – Результати перевірки гіпотез  $D_{T_x} = D_{T_y}$  за статистичними характеристиками одинадцяти серій

№ серії	Тип долота	№ вибірки	C, кн/м	D <sub>T</sub>	N	F <sub>ем</sub> <F <sub>кр</sub>	$D_{T_x} = D_{T_y}$
1	93С	1/1	225	2732	389	1,343>1,334	Не підтверджена
		1/2	6000	2035	245		
2	93Т	2/2	225	3997	249	1,948>1,253	Не підтверджена
		2/3	6000	2052	1535		
3	93Т	3/1	225	425	4763	2,270>1,238	Не підтверджена
		3/2	6000	689	2098		
4	76ОК	4/1	225	2679	881	2,284>1,115	Не підтверджена
		4/2	6000	1173	1561		
5	93С	5/1	225	2172	255	1,290<1,360	Підтверджена
		5/2	6000	2802	249		
6	93Т	6/1	225	1921	228	1,361>1,325	Не підтверджена
		6/2	6000	2615	463		
7	93ОК	7/1	225	2771	127	1,138<1,452	Підтверджена
		7/2	6000	2435	212		
8	93Т	8/1	225	1777	575	1,044<1,255	Підтверджена
		8/2	6000	1855	505		
9	93Т	9/1	225	1681	505	1,193<1,24	Підтверджена
		9/2	6000	2005	502		
10	93Т	10/1	225	1025	1209	1,891>1,182	Не підтверджена
		10/2	6000	1938	500		
11	93Т	11/1	225	2038	528	3,209>1,222	Не підтверджена
		11/2	6000	635	612		

Таблиця 6 – Результати перевірки моментосмкостей процесу буріння за гіпотезою  $\bar{T}_{CP.X} > \bar{T}_{CP.Y}$

№ серії	Тип долота	№ вибірки	T <sub>CP</sub> , Н·м	N	T <sub>EM</sub> >T <sub>KP</sub>	$\bar{T}_{CP.X} > \bar{T}_{CP.Y}$	S(t)	Імовірність випадкової похибки
1	93С	1/1	172,47	389	3,40>1,98	Підтверджена	0,99966	0,00034
		1/2	148,59	245				
2	93Т	2/2	186,98	249	7,21>1,98	Підтверджена	0,99999	0,00001
		2/3	156,93	1535				
3	93Т	3/1	169,72	425	6,51>1,98	Підтверджена	0,99999	0,00001
		3/2	145,14	689				
4	76ОК	4/1	135,45	881	20,56>1,98	Підтверджена	0,99999	0,00001
		4/2	95,42	1561				
5	93С	5/1	161,13	255	3,31>1,98	Підтверджена	0,9995	0,0005
		5/2	146,41	249				
6	93Т	6/1	148,64	228	5,44>1,98	Підтверджена	0,99999	0,00001
		6/2	128,25	463				
7	93ОК	7/1	129,79	127	5,32>1,98	Підтверджена	0,99999	0,00001
		7/2	99,1	212				
8	93Т	8/1	143,3	575	5,46>1,98	Підтверджена	0,99999	0,00001
		8/2	129,1	505				
9	93Т	9/1	123,07	505	9,36>1,98	Підтверджена	0,99999	0,00001
		9/2	97,73	502				
10	93Т	10/1	154,84	1209	9,60>1,98	Підтверджена	0,99999	0,00001
		10/2	133,98	500				
11	93Т	11/1	137,67	528	6,85>1,98	Підтверджена	0,99999	0,00001
		11/2	122,51	612				

Таблиця 7 – Результати перевірки гіпотез  $D_{T_x} = D_{T_y}$

№ серії	Тип долота	№ вибірки	$\beta$ , кН·с/м	$D_T$	N	$F_{ем<F_{кр}}$	$D_{T_x} = D_{T_y}$
12	93Т	12/1	0,1	3997	249	3,90>1,266	Не підтверджена
		12/2	40	1025	1209		
		12/1	0,1	3997	249	1,961>1,30	Не підтверджена
		12/3	70	2038	528		
		12/2	40	1025	1209	1,988>1,178	Не підтверджена
		12/3	70	2038	528		
13	93Т	13/1	0,1	2062	410	1,064<1,257	Підтверджена
		13/2	40	1938	500		
		13/1	0,1	2062	410	3,247>1,248	Не підтверджена
		13/3	70	635	612		
		13/2	40	1938	500	3,247>1,222	Не підтверджена
		13/3	70	635	612		

Таблиця 8 – Результати перевірки моментоемкостей процесу буріння за гіпотезою  $\bar{T}_{CP.X} > \bar{T}_{CP.Y}$

№ серії	Тип долота	№ виб	$T_{CP}$ , Н·м	N	$T_{EM}>T_{KP}$	$\bar{T}_{CP.X} > \bar{T}_{CP.Y}$	S(t)	Імовірність випадкової похибки
12	93Т	12/1	186,98	249	7,82>1,98	Підтверджена	0,99999	0,00001
		12/2	154,84	1209				
		12/1	186,98	249	11,05>1,98	Підтверджена	0,99999	0,00001
		12/3	137,67	528				
		12/2	154,84	1209	7,91>1,98	Підтверджена	0,99999	0,00001
		12/3	137,67	528				
13	93Т	13/1	152,95	410	6,36>1,98	Підтверджена	0,99999	0,00001
		13/2	133,98	500				
		13/1	152,95	410	12,36>1,98	Підтверджена	0,99999	0,00001
		13/3	122,51	612				
		13/2	133,98	500	5,17>1,98	Підтверджена	0,99999	0,00001
		13/3	122,51	612				

За таблицею 6 можна стверджувати, що для всіх одинадцяти серій зменшення жорсткості з 6000кН/м до 225кН/м є причиною збільшення моментоемкості (середнє значення обертового моменту) процесу буріння. Імовірність прийняття такого рішення –  $\beta=1-\alpha=1-0,025=0,975$ .

Імовірність випадкової похибки між значеннями моментоемкості для різних рівнів жорсткості коливається від 0,00034 до 0,00001 відсотка, тобто практично похибка відсутня.

В таблиці 7 наведені результати перевірки гіпотез  $D_{T_x} = D_{T_y}$  за статистичними характеристиками 12-13 серій. Критерій значущості –  $\alpha=0,01$ .

За таблицею 7 для п'яти варіантів вибірок дванадцятої серії, що порівнюються, зміна коефіцієнта демпфування впливає на потужність процесу зміни обертового моменту на долоті. Імовірність прийняття такого рішення –

$\beta=1-\alpha=1-0,01=0,99$ . Для одного варіанту цей висновок не отримав підтвердження. З врахуванням всіх варіантів вибірок, що порівнюються, імовірність впливу коефіцієнта демпфування на дисперсію обертового моменту –  $\beta=5/6=0,833$ .

В таблиці 8 наведені результати перевірки моментоемкостей процесу буріння, за гіпотезою  $\bar{T}_{CP.X} > \bar{T}_{CP.Y}$  та статистичними характеристиками вибірок 12-13 серій. Критерій значущості –  $\alpha=0,025$ .

За таблицею 8 можна стверджувати, що для всіх варіантів вибірок дванадцятої серії за збільшення коефіцієнта демпфування з 0,1 кН·с/м до 70 кН·с/м середнє значення обертового моменту на долоті зменшується. Імовірність прийняття такого рішення –  $\beta=1-\alpha=1-0,025=0,975$ . Імовірність випадкової похибки між значеннями моментоемкості для різних рівнів коефіцієнта демпфування 0,00001 відсотка, тобто похибка практично відсутня.

**ВИСНОВКИ**

1. Зміна жорсткості компоновки (зменшення з 6000 до 225 кН/м) збільшує моментоемію процесу буріння, незалежно від типорозміру долота. Імовірність прийняття такого рішення – 99,95 відсотка.

2. Зробити однозначний висновок про вплив жорсткості на потужність процесу зміни обертового моменту на долоті, за результатами цих досліджень, неможливо.

3. Зменшення жорсткості компоновки з 0,1 кН·с/м до 70 кН·с/м зменшує моментоемію процесу буріння. Імовірність прийняття такого рішення – 0,975.

4. Зміна коефіцієнта демпфування впливає на потужність процесу зміни обертового моменту на долоті. Імовірність прийняття такого рішення – 0,833.

*Література*

1 Григорян Н.А. Анализ процесса турбинного бурения [Текст] / Н.А.Григорян, Р.Е.Багиров. – М.: Недра, 1982. – 207 с.

2 Спивак А.И. Разрушение горных пород при бурении скважин [Текст] / А.И.Спивак, А.Н.Попов. - М.: Недра, 1979. – 239 с.

3 Потапов Ю.Ф. Разрушение горных пород трехшарошечными долотами малого диаметра [Текст] / Ю.Ф.Потапов, В.В. Симонов. – М.: Гостоптехиздат, 1961. – 86 с.

4 Мавлютов М.Р. Некоторые результаты экспериментального исследования колебаний осевой и моментной нагрузок на шарошечном долоте [Текст] / М.Р.Мавлютов, Р.Х.Санников // Труды УНИ, вып. VIII, 1972. – С.33-41.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
27.03.12*

*Рекомендована до друку професором  
Коцкуличем Я.С.*

## ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ДИСПЕРСНОАРМОВАНОГО ТАМПОНАЖНОГО КАМЕНЮ ПІД ЧАС СТАТИЧНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

В.І. Гриманюк

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 504691,  
e-mail: [tdcentre@nuing.edu.ua](mailto:tdcentre@nuing.edu.ua)

*Показано актуальність проблеми боротьби з міжколонними тисками. Проаналізовано основні причини неякісного кріплення свердловин. Акцентовано увагу на негативному впливі динамічних навантажень на цементний камінь за колоною в процесі поглиблення свердловини. Обґрунтовано вибір типу дисперсно-армуючих домішок для проведення досліджень. Обрано методіку проведення експерименту при дослідженні впливу динамічних навантажень на цементний камінь. Здійснено порівняльну оцінку впливу домішок хризотил-азбесту та поліпропіленової фібри на статичну та динамічну міцність цементного каменю в різний період його твердіння. Обґрунтовано результати отриманих лабораторних досліджень та сформувано висновки щодо доцільності використання добавки поліпропіленової фібри до цементного розчину.*

Ключові слова: тампонажний камінь, міцність, динамічні навантаження, поліпропіленова фібра, хризотил-азбест.

*Показано актуальність проблеми боротьби з міжколонними тисками. Проанализированы основные причины некачественного крепления скважин. Акцентировано внимание на негативном воздействии динамических нагрузок на крепление скважины при ее углублении. Обоснован выбор типа дисперсно-армирующей добавки для проведения исследований. Выбрана методика проведения эксперимента для исследования влияния динамических нагрузок на цементный камень. Проведена сравнительная оценка влияния добавок хризотил-асбеста и полипропиленовой фибры на статическую и динамическую прочность цементного камня в разное время его твердения. Обоснованы результаты исследований и сформулированы заключения относительно целесообразности использования полипропиленовой фибры в качестве добавок к цементному раствору.*

Ключевые слова: тампонажный камень, прочность, динамические нагрузки, полипропиленовая фибра, хризотил-асбест.

*The relevance of internal pressure problem is considered in the article. The main causes of inferior casing have been analyzed. The pernicious effect of the pastematrix dynamic loading while drilling has been specified. The fibrous admixture type and the methodology for laboratory investigations have been substantiated. A comparative assessment of the chrysotile-asbestos and polypropylene fibers admixture affecting static and dynamic strength of cement stone in different periods of its hardening has been carried out. The results and conclusions about practical use of polypropylene fibers in cement grout have been proved.*

Keywords: plugging stone, endurance capability, dynamic loading, polypropylene fiber, chrysotile-asbestos

Підвищена увага до якості кріплення нафтових та газових свердловин зумовлена тим, що цей процес є завершальною стадією будівництва гірничої виробки. Будь-які прорахунки під час вибору цементного розчину та технологічного виконання процесу тампонування можуть звести нанівець всі переваги, що були досягнуті в процесі буріння свердловини. Неякісне кріплення свердловини, зазвичай, є причиною нафтогазопроявів, грифоноутворень та відкритих фонтанів, які виникають після введення свердловини в експлуатацію. Це неминуче призводить до забруднення навколишнього середовища, міжпластових перетоків, неправильної оцінки нафтогазових запасів, значних витрат коштів на капітальний ремонт свердловин, а в деяких випадках – до виробничого травматизму.

Попри численні наукові розробки в напрямку покращення реологічних та механічних властивостей тампонажних матеріалів [1], аналіз промислових даних [2] вказує на все ще існуючу проблему якісного кріплення свердловини. За даними автора [3] в акціонерному товаристві “Газпром” (Росія) 25-30% від загальної

кількості свердловин, що перебувають в експлуатації з 1997 року, мають різної величини міжколонні тиски (МКТ). Автор [1] наводить також дані про те, що в кожній третій свердловині на українських підземних сховищах газу спостерігаються МКТ. Причиною негерметичності кріплення вважаються прояви дефектів, сформованих в процесі буріння та кріплення свердловин.

В таблиці 1 виділено ряд основних причин неякісного кріплення свердловини та їх ознаки, що впливають з узагальнених результатів досліджень різних авторів, які працюють над проблемою виникнення МКТ у свердловинах.

Аналіз сучасних літературних джерел [4, 5] вказує на значний прогрес в сфері розробок спеціальних тампонажних розчинів для покращення якості кріплення свердловини, однак на цементний камінь діє ряд навантажень, які при проектуванні свердловини не враховуються. Ці навантаження виникають в свердловині впродовж всього терміну її спорудження та експлуатації, а, отже, безпосередньо впливають на цілісність цементного каменю поза обсадною ко-

Таблиця 1 — Основні причини неякісного кріплення свердловин та їх характеристики

№ з/п	Причини неякісного кріплення свердловин	Ознаки
1	Зниження тиску в обсадній колоні в процесі ОЗЦ	Утворення каналів між обсадною колоною та цементним кільцем
2	Низький коефіцієнт вилучення фільтраційної кількості бурового розчину з міжколонного простору	Утворення каналів між обсадною колоною, цементним кільцем та/або гірською породою
3	Пониження тиску на пласті	Проникнення пластового флюїду в цементний розчин.
4	Формування цементного каменю при безпосередньому контакті з цементною кіркою	Зміна макро- та мікроструктури цементного каменю в контактній зоні.
5	Деформація обсадної колони при її опресуванні та інших технологічних операціях	Утворення каналів між обсадною колоною та цементним кільцем.
6	Деформація обсадної колони та цементного каменю в процесі механічного буріння	Поява тріщин в цементному камені та/або його остаточне руйнування.

лоною та якість його зчеплення з обмежуючими поверхнями. Йдеться про динамічні навантаження, які призводять до руйнування цементного кільця та зношування обсадної колони.

Динамічне навантаження — це навантаження, при якому зміна величини, місця та напрямку прикладання сили відбувається так швидко, що під час розрахунку необхідно враховувати значні сили інерції [6]. Наслідком динамічних навантажень є значні напруження та деформації в місцях їх прикладання, що може призвести до зміни механічних властивостей цементного каменю і його руйнування.

Вже при подальшому поглибленні свердловини після цементування обсадної колони важливо зберегти цілісність та герметичність цементного каменю за нею. При бурінні роторним способом за рахунок крутного моменту та сил тертя до обмежуючої поверхні в колоні бурових труб стає можливим скручування бурової колони, внаслідок чого виникає динамічний контакт із зовнішніми стінками обсадних труб, від яких цементному каменю передаються ударні імпульси.

Автор [7] наводить інформацію про зниження якості цементування в результаті виконання бурових робіт в обсадній колоні. До виконання цих робіт коефіцієнт якості цементування, який визначається відношенням довжини зацементованої частини колони, яка має хороший контакт, до загальної довжини інтервалу підйому цементного кільця складав 89,1%. Після цього було проведено розбурювання цементного стакана та деталей пакера тришаровим долотом з використанням турбобура і насосно-компресорних труб. Результатом виконання таких робіт стало зменшення коефіцієнта якості цементування до 47,8%. Зменшення площі контакту пояснюється биттям бурової колони до стінки обсадної колони з частотою від 90 до 120 ударів на хвилину. При цьому енергія удару досягає 0,03...0,34 кДж. Ударний вплив колони бурових труб триває циклічно впродовж всього терміну буріння свердловини. Таким чином, навіть технічно нескладні опера-

ції в свердловині призводять до значного погіршення контакту “цементний камінь — обсадна колона”.

Враховуючи вищенаведені факти, метою своїх досліджень автор статті обрав створення цементного розчину, який би міг утворити ударостійкий цементний камінь і не створити при цьому технологічних проблем в процесі його закачування у свердловину.

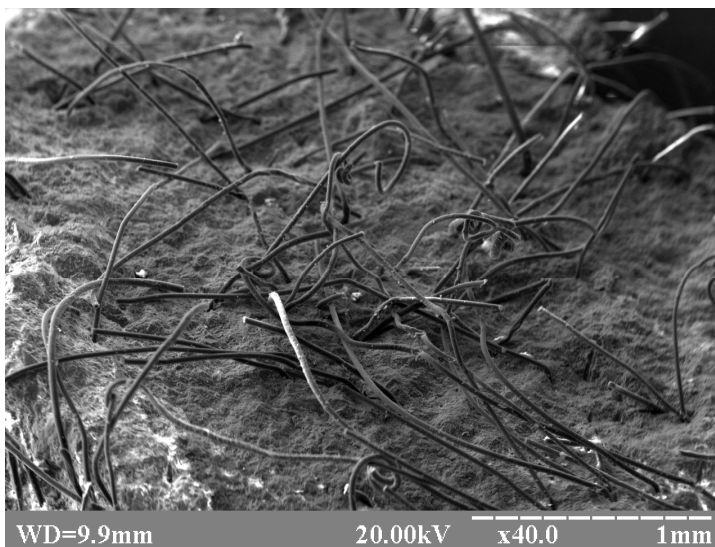
У статті наводяться результати досліджень цементного каменю, дисперсно армованого поліпропіленою фіброю. Кінцевою метою досліджень є зменшення негативного впливу періодичних динамічних навантажень в свердловині на якість цементування обсадних колон. Також в статті проводиться порівняльний аналіз міцнісних характеристик цементного каменю, виготовленого із запропонованого матеріалу та найбільш поширеного мінерального армуючого матеріалу — хризотил-азбесту.

Поліпропіленова фібра (ППФ) — це волокно, яке виготовляється з поліпропілену методом екструзії. Довжина волокна складає від 4 до 12 мм, діаметр — 10 мкм. Поліпропілен — це синтетичний матеріал густиною 910 кг/м<sup>3</sup> і температурою плавлення 160 °С; характеризується високою ударною міцністю, стійкістю до багаторазових згинань, зносостійкістю, низькою паро- й газопроникністю, високими діелектричними показниками. Поліпропілен не розчиняється в органічних розчинниках, стійкий до дії лугів, водостійкий (водопоглинання складає менше 0,5% після 6 місяців у воді за кімнатних умов). На відміну від поліетилену, поліпропілен твердіший та термостійкіший.

*Вибір довжини волокна.* Згідно з дослідженнями [1] віддаль від кінця волокна понад  $l_s = (5...6) \cdot d_s$  вважають неефективною з точки зору розподілу навантаження. Виходячи з цього, оптимальна довжина волокна мала б не перевищувати 50...60 мкм. Найкоротше поліпропіленове волокно, яке виготовляється промисловою Україною, складає 4 мм. Саме цей тип волокна було обрано для подальших досліджень. Окрім того, практично доведено, що при

**Таблиця 2 – Властивості цементного розчину з додаванням поліпропіленової фібри довжиною 4мм**

Тип добавки	Вміст добавки, %	Густина порошку, кг/м <sup>3</sup>	Густина розчину, кг/м <sup>3</sup>	Розтічність, см	Фільтрація, см <sup>3</sup> /30 хв
Без добавок	0	3100 ... 3200	1860	22	188
<b>ППФ</b>	0,25	910	1860	20,7	170
	0,5		1850	19,8	150
	0,75		1850	19,5	136
	1		1845	18	127



**Рисунок 1 — Поліпропіленова фібра довжиною 4 мм в цементному камені під мікроскопом (x40) М 40:1**



**Рисунок 2 — Характер розташування ППФ в тріщині цементного каменю (x20) М 20:1**

використанні довших волокон в процесі перемішування цементного розчину відбувається грудкування фібри та її намотування на механізми перемішування, в результаті чого фібра нерівномірно розподіляється в об'ємі цементного розчину.

*Вибір кількості волокна.* Керуючись реологічними характеристиками цементного розчину (таблиця 2), а саме його розтічністю, було прийнято рішення про обмеження кількості волок-

на до 1% , оскільки за більшого вмісту волокна розтічність менша 18см, що не дозволяє технологічно забезпечити гідравлічну подачу тампонажного розчину в свердловину.

На рисунках 1 та 2 зображено форму та характер розміщення ППФ в цементному камені.

Дослідження властивостей цементного розчину і каменю проводились у відповідності до ДСТУ БВ.2.7.-86-99 [8]. Результати досліджень зведені до таблиці 3 та частково зобра-

Таблиця 3 — Міцнісні характеристики досліджуваних сумішей

№ з/п	Тип домішки	Вміст домішки, %	Межа міцності, МН/м <sup>2</sup>			
			2 доби	7 діб	14 діб	28 діб
1	ПЦТ-I-50	0	<u>2.6</u>	<u>5.5</u>	<u>10.09</u>	<u>17.66</u>
			0.26	1.03	1.23	1.59
2	Поліпропіленова фібра (4мм)	0,25	<u>2.94</u>	<u>12.18</u>	<u>16.24</u>	<u>18.67</u>
			0.5	1.00	1.47	1.65
3		0,5	<u>3.36</u>	<u>13.46</u>	<u>19.89</u>	<u>29.85</u>
			0.39	1.3	1.49	2.22
4		0,75	<u>4.25</u>	<u>14.63</u>	<u>21.18</u>	<u>31.13</u>
	0.85		1.92	2.25	2.55	
5	1	<u>5.42</u>	<u>16.22</u>	<u>23.18</u>	<u>32.40</u>	
		1.03	2.17	2.60	2.82	
6	Азбест марки А-6-50	0,25	<u>3.62</u>	<u>8.41</u>	<u>15.02</u>	<u>16.82</u>
			0.52	0.76	1.34	2.60
7		0,5	<u>3.36</u>	<u>10.51</u>	<u>14.72</u>	<u>20.80</u>
			0.56	1.07	1.34	2.80
8		0,75	<u>3.26</u>	<u>15.05</u>	<u>18.69</u>	<u>28.90</u>
	0.95		1.88	2.44	3.90	
9	1	<u>4.06</u>	<u>18.99</u>	<u>21.13</u>	<u>36.16</u>	
		1.24	2.15	3.36	4.14	

Примітка: значення в чисельнику — міцність на стиск, в знаменнику — міцність на розтяг

жені на рисунках 3 та 4. Окрім того, на графіках відображено результати аналогічних досліджень з використанням в якості дисперсноармуючої домішки найбільш поширеного мінерального армуючого матеріалу — хризотил-азбесту 7-го сорту.

Як видно з результатів досліджень, цементний камінь з домішкою азбесту у віці 28 діб має вищу межу міцності на розтяг та приблизно рівну межу міцності на стиск порівняно з аналогічною концентрацією поліпропіленової фібри в цементному розчині за будь-яких концентрацій домішки. Це пояснюється кращою інтеграцією фібрил хризотилу в матриці цементного каменю, хоча застосування ППФ також підвищує міцність цементного каменю відносно цементу без добавок, що свідчить про достатньо хороший контакт ППФ з цементним каменем.

Як згадувалось раніше, окрім статичного навантаження на кріплення свердловини діє і динамічне навантаження. Враховуючи цей факт, автором статті було проведено ряд досліджень, пов'язаних з визначенням впливу динамічних навантажень на цілісність цементного каменю з додаванням ППФ та азбесту. З цією метою автором використана методика визначення коефіцієнта міцності методом товчення, запропонована М.М. Протодьяконовим [9]. Суть методики полягає у визначенні роботи, затраченої на руйнування цементного зразка певної маси під дією вільно падаючого вантажу

з заданої висоти. Згідно з дослідженнями автора [9], робота, затрачена на подрібнення одного і того ж зразка, залежить від висоти падіння, маси вантажу та кількості прикладених до взірця ударів, і визначається за формулою:

$$A = \frac{P \cdot h \cdot n}{m},$$

де P — вага падаючого вантажу, Н;  
h — висота падіння вантажу, м;  
n — кількість ударів вантажу до зразка;  
m — маса досліджуваного зразка, кг.

Найбільший коефіцієнт використання роботи удару досягається шляхом зміни кількості ударів, за умови що ці удари є “критичними”, тобто в результаті цих ударів відбувається інтенсивне руйнування зразка.

Експериментальним шляхом визначено, що вантаж вагою 27,5 Н, який падає з висоти 0,7 м, створює удар, що призводить до критичного руйнування цементного каменю об'ємом  $5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$  з включенням досліджуваних домішок. Водосумішеве відношення в усіх цементних розчинах було прийнято однаковим — 0,5. Результат кожного експерименту — середнє значення чотирьох дослідів на однакових зразках з однаковим компонентним складом. Частково результати експерименту представлені в таблиці 4. Загальні результати досліджень подаються у вигляді графічної залежності на рисунку 5. На рисунку 6 зображено проміжний

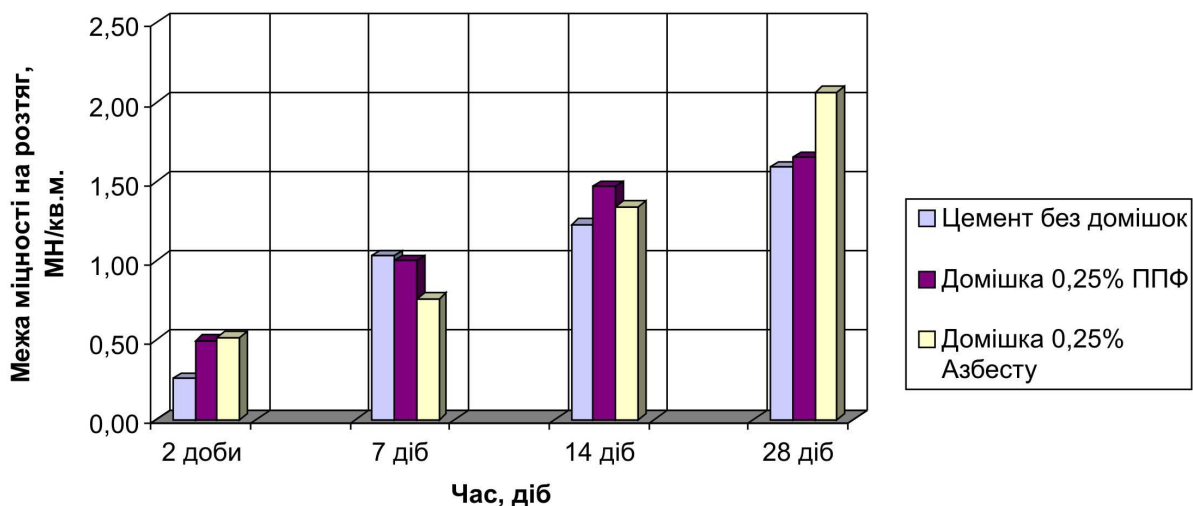


Рисунок 3 — Залежність міцності на розтяг цементного каменю з 0,25%-ною концентрацією домішки від часу твердіння

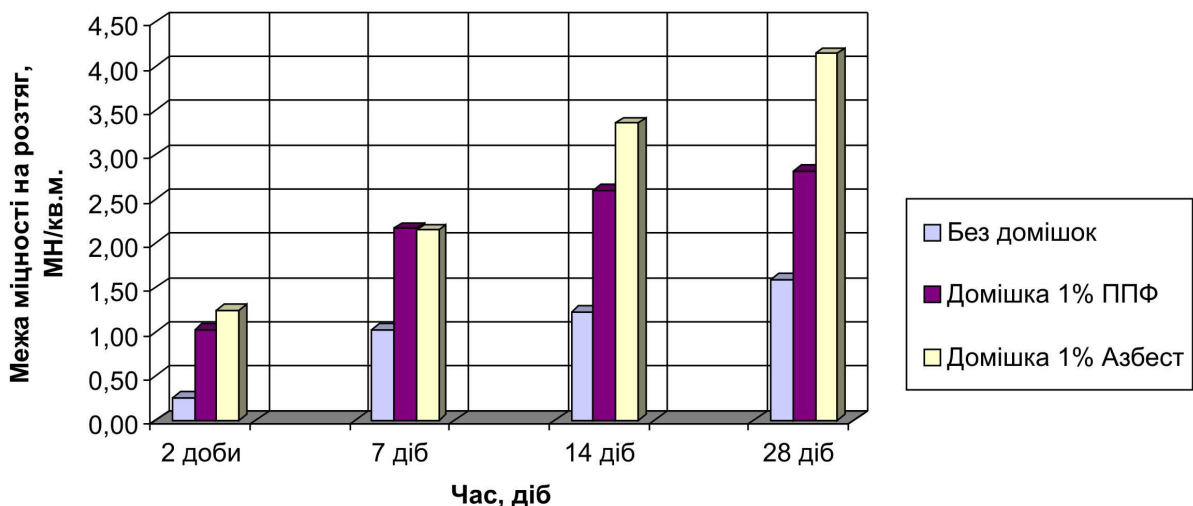


Рисунок 4 — Залежність міцності на розтяг цементного каменю з 0,25%-ною концентрацією домішки від часу твердіння

Таблиця 4 — Результати досліджень залежності величини енергії, затраченої на руйнування зразка у віці 28 діб, від типу домішки

№	Назва домішки та її вміст в розчині	Маса цементного зразка, кг	Кількість ударів	Енергія, затрачена на руйнування зразка, $\times 10^3$ Дж/кг	Середнє значення енергії, $\times 10^3$ Дж/кг
1	Без домішок	0,094	22	4,5	4,5
2		0,095	21	4,2	
3		0,094	23	4,7	
4		0,094	22	4,5	
5	1 % Азбесту А-6-50	0,093	26	5,4	5,7
6		0,092	27	5,6	
7		0,092	27	5,6	
8		0,093	29	6,0	
9	1 % ППФ-4	0,092	55	11,5	11,7
10		0,092	56	11,7	
11		0,093	57	11,8	
12		0,093	56	11,6	

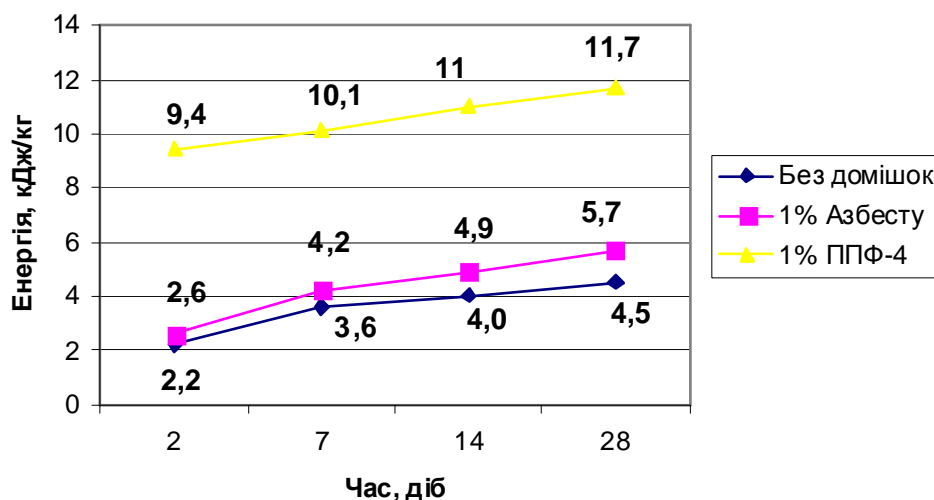


Рисунок 5 — Залежність енергії, затраченої на руйнування цементного каменю, від типу домішки та часу його твердіння



Рисунок 6 — Результат дроблення цементного каменю без домішок (з ліва) та з додаванням 1% ППФ-4 (з права) після 22-ох ударів

результат експерименту після прикладання динамічного навантаження до цементного каменю без домішок та з включенням одновідсоткової добавки ППФ-4.

### Висновки

Поліпропіленова фібра, як і волокна хризотил-азбесту, значно підвищують міцнісні характеристики цементного каменю. При цьому, значення границі міцності на стиск для обох матеріалів приблизно співпадає протягом всього періоду тужавіння цементного каменю. Однак, міцність на розтяг досліджуваних зразків ППФ та азбесту є різною. Так, у віці 7-8 діб починає зростати “розрив” між цими значеннями, котрий до 28 діб може скласти 2-2,5 рази. Така різниця пояснюється поступовою інтеграцією волокон хризотил-азбесту в матрицю цементного каменю аж до повного її поглинання, в той час як волокна ППФ мають частковий контакт з цементним каменем і зберігають його впродовж всього періоду гідратації цементу.

З іншого боку, цементний камінь з вмістом ППФ вдвічі краще, ніж з азбест, та втричі кра-

ще за цемент без добавок, сприймає динамічні навантаження, які значно частіше виникають у свердловині та є вкрай небезпечними з точки зору збереження герметичності за колонного простору. Цей факт пояснюється збереженням властивостей механічної пружності ППФ незалежно від середовища, терміну застосування. Ударна хвиля, котра розповсюджується в цементному камені при раптових динамічних навантаженнях, гаситься за рахунок пружних властивостей поліпропілену, що сприяє збереженню цілісності самого цементного каменю. Щодо азбесту, то через свою хімічну взаємодію з цементом він з часом набуває таких самих механічних властивостей, що і цементний камінь, тобто стає міцним, але крихким.

До переваг використання ППФ можна також віднести її властивість “зшивати” частини цементного каменю, що були відокремлені внаслідок його розколювання (рис. 2). Незважаючи на частковий контакт фібри з матрицею цементу, фіброволокно перешкоджає розкриттю тріщини після прикладання критичного руйнівного навантаження до цементного каменю. Окрім того, характерне розміщення фібри попереджає

тангенціальне зміщення поверхонь тріщини між собою, що в подальшому сприяє ефекту “самозаліковування” тріщини.

Подальші наукові дослідження планується спрямувати на вдосконалення рецептури розчину, з метою його здешевлення та покращення механічних властивостей для циклічних термобаричних умов тужавіння.

### **Література**

1 Сухін Є.І. Елементи створення, формування та експлуатації підземних сховищ газу / Є.І. Сухін, Б.І. Навроцький. – К. : ППНВ, 2004. – 528 с. – ISBN 966-8638-00-X.

2 Тершак Б.А. Стан та перспектива забезпечення надійності заколонного простору кріплення свердловин на пізній стадії розробки родовищ України [Текст] / Б.А. Тершак, Я.С. Коцкулич, М.В. Сенюшкович // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – №2(23). – С. 123-126.

3 Незаметдинов Р.М. Совершенствование технологии усовершенствования негерметичности эксплуатационных колонн [Текст] : Автореф. дис. канд. техн. наук. – Р.М. Незаметдинов – Уфимский государственный технический ун-т нефти и газа. — Уфа, 1999.- 24 с.

4 Буслаев В.Ф. Применение композиционных материалов для крепления и эксплуатации скважин / Буслаев В.Ф. – Ухта: УГТУ, 2005. – 136 с.

5 Колесник В.И. Совершенствование методов повышения герметичности заколонного пространства скважин подземных хранилищ [Текст] : автореф. дис. канд. техн. наук : спец. 05.15.06 «Бурение скважин» / В.И. Колесник – Ивано-Франковский национальный технический ун-т нефти и газа. — Ивано-Франковск, 1990. — 18 с.

6 Шейкин А.Е. Структура, прочность и трещиностойкость цементного камня / А.Е. Шейкин. – М.: Стройиздат, 1974. – 188 с.

7 Мельников Ю.В. Нарушение контактов цементного кольца с обсадной колонной и стенками скважины при проведении технологических операций в этой колонне / Ю.В. Мельников, А.А. Утробин, В.Г. Смоляников // Бурение. – 1977. – №4. – С. 56-59.

8 Цементи тампонажні. Методи випробувань. [Текст] : ДСТУ БВ.2.7.-86-99 (ГОСТ 26789.1-96) – К.: Державний комітет будівництва, архітектури та житлової політики України, 1999. – 22 с.

9 Свойства горных пород и методы их определения / [Ильницкая Е.И., Тедер Р.И., Ватолін Е.С., Кунтыш М.Ф.]. – М: Недра, 1969. – 392 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
27.03.12*

*Рекомендована до друку професором  
Коцкуличем Я.С.*

## **ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ВНУТРІШНЬОТРУБНОГО ПРИСТРОЮ**

**Я.Р. Порада**

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422)

e-mail: slavikpr@ukr.net

*Розглянуто базові принципи та обмеження методів діагностики газопроводів з допомогою внутрішньотрубних пристроїв. Обґрунтована необхідність встановлення системи автоматичного регулювання швидкості дефектоскопів, яка створює умови для якісного знімання діагностичних даних. Базуючись на опублікованих наукових дослідженнях пояснено важливість підтримування швидкості у заданих межах під час використання таких пристроїв. Описано склад та функції елементів існуючих систем автоматичного регулювання швидкості на основі відомих конструкцій інтелектуальних поршнів. Спираючись на патентну документацію, виділені, проаналізовані та класифіковані перспективні напрямки для підвищення ефективності роботи дефектоскопів. Запропоновано нову схему взаємодії елементів системи регулювання швидкості діагностичних пристроїв, що забезпечить збільшення тривалості автономної роботи і підвищить її ефективність. Висунуто і обґрунтовано можливість генерування енергії під час роботи внутрішньотрубного пристрою за допомогою перетворення механічної енергії руху на гідравлічну або електричну. Наведено основні технологічні та конструктивні вимоги, які необхідно задовольнити при проектуванні нових внутрішньотрубних пристроїв. Представлена і описана гідравлічна схема, яка буде базовою для проведення майбутніх досліджень. Сформульовано основні тези наукових досліджень для перевірки пропонуємих конструкцій таких систем.*

*Ключові слова:* Регулювання швидкості, діагностика, гідравлічні системи.

*В статье рассмотрены основные принципы и ограничения методов диагностики газопроводов с помощью внутритрубных устройств. Обоснована необходимость установки системы автоматического регулирования скорости дефектоскопов, которая создает условия для качественного съема диагностических данных. Основываясь на опубликованных научных исследованиях объяснено важность поддержания скорости в заданных пределах при использовании таких устройств. Описаны состав и функции элементов существующих систем автоматического регулирования скорости на основе известных конструкций интеллектуальных поршней. Опораясь на патентную документацию, выделены, проанализированы и классифицированы перспективные направления для повышения эффективности работы дефектоскопов. Предложена новая схема взаимодействия элементов системы регулирования скорости диагностических устройств, что обеспечит увеличение длительности автономной работы и повысит ее эффективность. Выдвинута и обоснована возможность генерирования энергии во время работы внутритрубного устройства с помощью преобразования механической энергии движения в гидравлическую или электрическую. Приведены основные технологические и конструктивные требования, которые необходимо удовлетворить при проектировании новых внутритрубных устройств. Представлена и описана гидравлическая схема, которая будет базовой для проведения будущих исследований. Сформулированы основные тезисы научных исследований для проверки предлагаемых конструкций таких систем.*

*Ключевые слова:* Регулировка скорости, диагностика, гидравлические системы

*The article deals with basic principles and limitations of gas pipelines diagnostic methods using in-line devices. The necessity of the automatic speed control unit's installation which creates conditions for efficient capturing of diagnostic data was proved. The importance of maintaining speed in specified limits based on published scientific articles was explained. We described the structure and function of automatic speed control unit's existing elements based on the known structures of intelligent pigs. Perspective directions for improving the efficiency of in-line tools were identified, analyzed and classified on the basis of patent documentation. A new scheme of interaction between elements of the speed control unit was suggested which will provide longer duration of run and increase its effectiveness. The possibility of power generation by converting mechanical energy of motion into hydraulic or electric is given. The main design requirements were given which should be taken into account while designing all new in-line tools. The new hydraulic circuit was presented and described, which is the basis for future research. The major thesis of future researches to verify proper performance of the suggested construction of speed control unit were listed.*

*Keywords:* speed control, in-line inspection, hydraulic system.

Вік магістральних трубопроводів України складає приблизно від 20 до 40 років, тому для підтримання газотранспортної системи в належному стані необхідно періодично контролювати їх технічний стан з використанням приладів та технічних засобів. Особливого значення надається внутрішньотрубній діагностиці (ВТД) як найбільш досконалому методу діагно-

стики лінійної частини магістральних газопроводів. З його допомогою визначаються такі види дефектів стінки трубопроводу, як вм'ятини, гофри, корозія, тріщини, розшарування металу, дефекти зварного шва та ін.

Перші роботи з ВТД в ДК «Укртрансгаз» були проведені в 1996 році. З того часу обстежено близько 26 тис. км магістральних газо-

проводів. ВТД стала невід'ємною частиною моніторингу стану трубопроводу, що дає змогу попередити аварійні ситуації [1].

Технологічно до швидкості руху внутрішньотрубних пристроїв (ВТП) в трубопроводі висуваються жорсткі вимоги. У випадку руху очисних шкребків зміна їх швидкості призводить до погіршення якості очищення трубопроводу, а у випадку застосування діагностичних рухомих пристроїв зміна швидкості суттєво впливає на якість одержаної інформації про геометрію і реальний стан трубопроводу. У складних трасових умовах, властивих магістральним трубопроводам, за наявності рідинних відкладень та з урахуванням рельєфу траси та еліптичності труби досягти чіткого рівномірного руху поршня в трубопроводі шляхом регулювання подачі продукту в трубопровід надзвичайно важко. Однак відкидання керувальних впливів у процесі очищення чи діагностування може призвести до суттєвої нерівномірності руху поршнів, що спричинить зниження якості очищення – в першому випадку та спотворення інформації – в другому. Отже, під час діагностування та очищення трубопроводів слід забезпечити сталу швидкість руху поршня чи принаймні таку, яка б не виходила за межі допустимого інтервалу. [2]

Відомо [3], що всі діагностичні поршні, в яких основним принципом виявлення дефектів є поперечне TFI (transverse field inspection) та поздовжнє MFL (magnetic flux leakage) намагнічування, здатні правильно працювати тільки за достатньо малих швидкостей руху потоку газу (не більше 3-4 м/с). При звичайних режимах роботи трубопроводу швидкість газу близька до 36 км/год або до 10 м/с. Така швидкість для діагностичного поршня масою в декілька тон є згубною як для дефектоскопа, так і для трубопроводу. Тому до недавнього часу діагностика магістральних трубопроводів виконувалася тільки тоді, коли режим роботи газотранспортних підприємств дозволяв знижувати швидкість руху газу до 3-4 м/с.

Звичним методом контролю швидкості діагностичного пристрою є регулювання швидкості потоку газу на компресорній станції. Такий метод накладає обмеження на проведення діагностики трубопроводів через необхідність зменшення об'ємів перекачування, що є неприйнятним для експортних газопроводів.

Використання діагностичними поршнями систем автоматичного контролю швидкості руху дає змогу проводити внутрішньотрубну діагностику без зниження об'ємів перекачування, тож, відповідно, полегшує роботу персоналу компресорних станцій.

Проблема використання систем автоматичного регулювання швидкості руху внутрішньотрубних пристроїв рано чи пізно ставала перед кожним підприємством, що надає послуги з діагностування трубопроводів. Особливо це питання актуальне у випадку використання магнітних дефектоскопів через фізичні обмеження такого методу діагностики. Вирішенням проблеми ефективного регулювання швидкості

внутрішньотрубних пристроїв займалося ряд вчених, зокрема Thuenemann U., Грудз В.Я., Бакаєв В.В., Розен Г., Подгорбунских А.М., Лоскутов В.Е., Канайкин В.А, Матвиенко А.Ф. та Rahe F.

Оскільки успішне вирішення даної проблеми надає суттєві конкурентні переваги, більшість інформації становить таємницю і не висвітлюється у фахових виданнях. Завісу таємничості було привідкрито після опублікування статті [4], де описувалося конструктивні особливості елементів системи автоматичного регулювання швидкості у діагностичних поршнях компанії Rosen. Дана система пройшла лабораторні та промислові випробування, отримала сертифікацію і на даний час встановлюється на всіх діагностичних пристроях згаданої компанії.

Для пояснення складових частин діагностичного поршня скористаємося інформаційним матеріалом компанії Rosen [5]. На рисунку 1 зображено найбільш поширений діагностичний інструмент для визначення втрати металу стінками трубопроводу.

Згідно зі специфікаційною документацією основними вузлами даного пристрою:

- магнітний блок;
- сенсорний блок;
- блок одометра;
- бортовий комп'ютер;
- корпус;
- клапан контролю швидкості.

З наведеної вище структури можна виділити елементи, які входять до складу системи автоматичного регулювання швидкості внутрішньотрубного пристрою. До них відносяться:

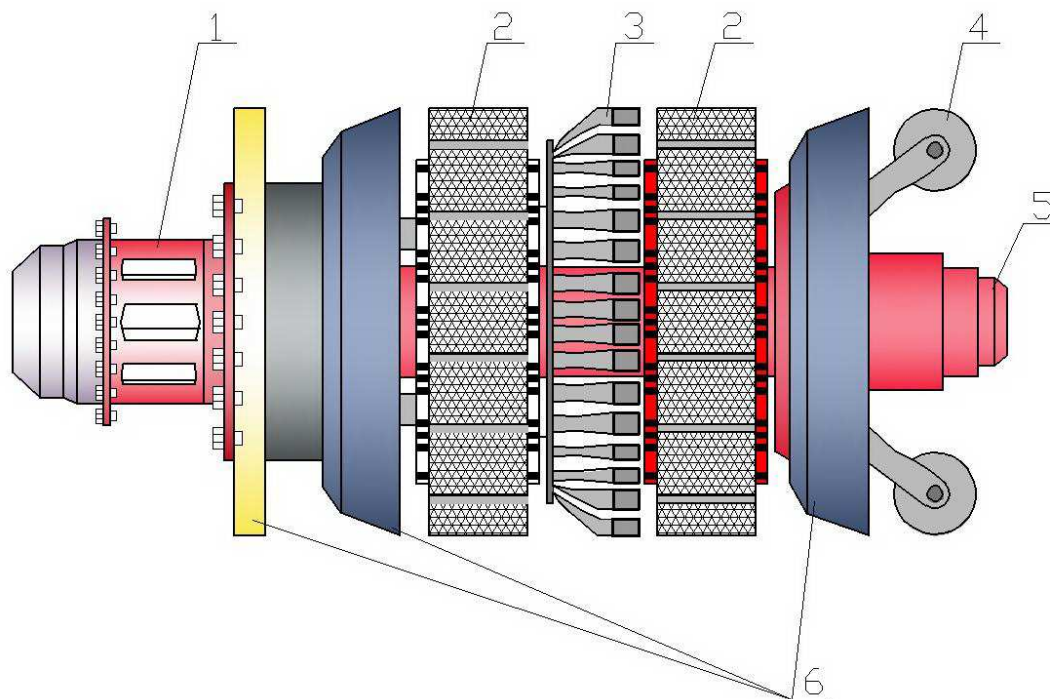
- клапан(засувка);
- привод засувки;
- одометр;
- електронний блок управління;
- джерело живлення.

Для детального вивчення принципу роботи автоматичної системи регулювання швидкості внутрішньотрубного інструменту необхідно розглянути детально кожний елемент цієї системи, його конструкцію і функції.

Основною умовою встановлення системи автоматичного регулювання швидкості є наявність байпасного каналу, що уможливорює рух потоку через діагностичний поршень. Функцією клапана (засувки) є регулювання поперечного перерізу наскрізного каналу поршня, чим змінюється різниця тисків на поршні і, відповідно, швидкість руху пристрою. Існує велика кількість конструкцій засувок. Практично всі зарубіжні компанії, що займаються розробкою систем автоматичного регулювання швидкості, після напруженої дослідницької роботи дійшли трьох основних типів засувок.

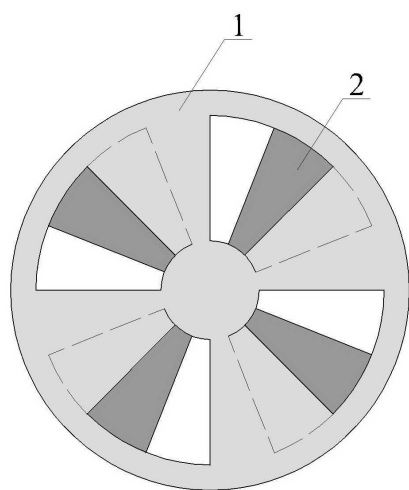
Перший тип засувки – нерухомий пілон з отворами у вигляді секторів, які перекриваються під час обертання навколо осі заслінки (рис. 2).

Нерухомий пілон встановлюється на передньому виході каналу. До пілона щільно дотикається заслінка. Отвори на пілоні та заслінці



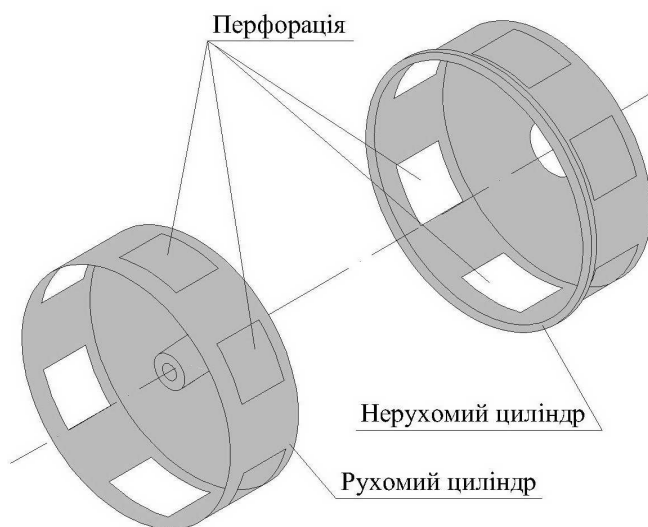
1 - клапан контролю швидкості (байпасна заслінка); 2 – магнітний блок; 3 – сенсорний блок;  
4 – бортовий комп'ютер; 6 – ущільнюючі манжети

**Рисунок 1 – Діагностичний поршень компанії Rosen**



1 – нерухомий пілон; 2 – заслінка

**Рисунок 2 – Засувка першого типу**



**Рисунок 3 – Засувка другого типу – циліндрична**

одинакові, і при максимальному відкритті отвори на пілоні та заслінці співпадають. При повному закритті перфорація пілона закрита масивом заслінки, відповідно потік газу повністю перекривається через поршень.

Другий тип – циліндрична конструкція (рис. 3).

В передній або задній частині дефектоскопа встановлюється фланець з жорстко закріпленим на ньому перфорованим циліндром, всередині якого розміщений другий циліндр з такою ж самою перфорацією. Внутрішній циліндр може обертатися навколо своєї осі, що

дозволяє повністю або частково суміщати отвори на циліндрах. Це дозволяє змінювати переріз каналу для перетоків газу через нього.

Як свідчить досвід [6], найкращим варіантом засувки є комбінація двох згаданих типів - плоскої та циліндричної. Використання засувки третього типу збільшує діапазон регулювання кількості потоку, що перепускається через поршень (рис. 4).

Для приведення заслінок в рух необхідний механізм, який створює достатнє зусилля для обертання їх відносно одна одної та має високу точність позионування. В загальній класифі-

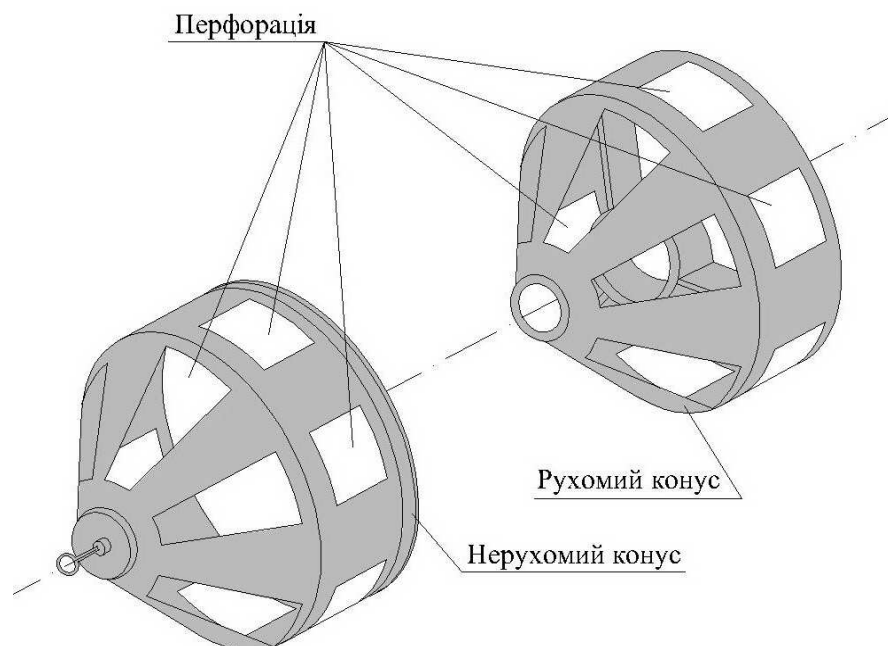


Рисунок 4 – Засувка третього типу – комбінована

кації привод буває електричним, гідравлічним, пружинним або комбінованим. На даний час найчастіше застосовується електричний привод. В цьому випадку рушійною силою є електросилова або електродвигуни (крокові електродвигуни). Перевагою такого методу є легкість і точність керування та можливість простого інтегрування в бортову систему діагностичного пристрою. Однак тривалість застосування (включень) електропривода для зміни поперечного перерізу каналу є обмеженою через емнісні характеристики джерела живлення. Ще одним недоліком електричного привода є невелика потужність, тому для створення значних зусиль необхідно використовувати понижуючі редуктори, що, в свою чергу, призводить до зниження надійності та безвідмовності всієї системи.

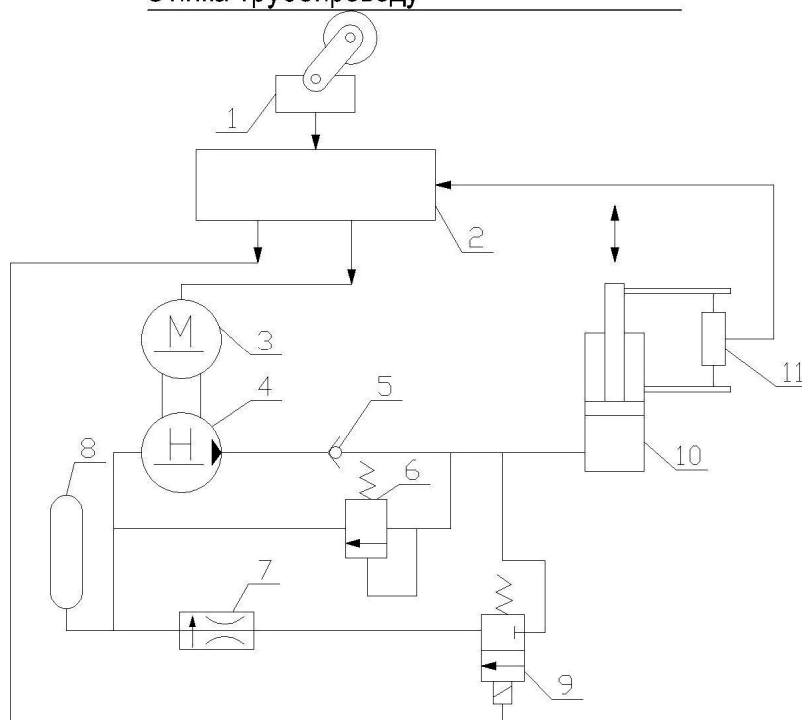
Слід згадати і про механічні та гідравлічні приводи. В основі їх роботи лежить застосування різниці тисків на поршні, пружини та ін.. Простота виготовлення та обслуговування є основними перевагами такого роду приводів, але водночас ефективність роботи його дуже низька, до того ж неможливо інтегрувати її в електронну систему керування. Можна стверджувати, що на сьогодні внутрішньотрубні пристрої стали високотехнологічними, надійними та ефективними машинами і, здавалося б, їх неможливо ще більше вдосконалювати. Та, незважаючи на це, науковці та конструктори втілюють в життя дуже сміливі та неординарні рішення. Дуже часто простежується тенденція до використання комбінованих конструкцій приводів. Всі ці роботи пов'язані із зростаючими вимогами компаній, які замовляють внутрішньотрубне обслуговування. Одне з таких рішень було представлено в роботі [7]. Головною особливістю є використання комбінованого привода, тобто електричного та гідравлічного. Загальна схема роботи подана на рис. 5.

Опишемо принцип роботи такої системи. Одометр 1 передає частотні імпульси, які відповідають швидкості руху поршня до мікропроцесора 2. Там вони обробляються і після цього сигнал передається на гідророзподільвач 9 або електродвигун 3. Електродвигун 3 приводить в рух гідронасос 4, який створює тиск в системі та перекачує оливу із гідроакумулятора 8 до гідроциліндра 10. Гідроциліндр 10 переміщує виконавчий механізм (заслінку байпасного каналу). Дросель 7 встановлений для плавного зворотного ходу гідроциліндра. Запобіжний клапан 6 не допускає перевищення граничного тиску в гідросистемі. Зворотній клапан 5 закриває напірну магістраль при зупинці насоса. Інформація про положення гідроциліндра 10 надходить до мікропроцесора від давача положення. Така схема привода дає змогу генерувати значні зусилля, але через електричний привод насоса необхідно збільшувати ємність джерела живлення.

Одометр – пристрій, який визначає пройдений дефектоскопом шлях і його швидкість. Це – колесо, що за допомогою спеціального кріплення притискається до стінки труби і під час руху обертається. За кількістю обертів, що здійснює колесо за певний час, визначається відстань і швидкість. Одометр є сенсором, який надає актуальну інформацію про швидкість у конкретний момент. Але ж неможливо на основі тільки даних одометра «регулювати на випередження» або прогнозувати швидкість внутрішньотрубного пристрою. Тому додатково можна встановлювати інші сенсори. Наприклад, акселерометри, гіроскопи, диференціальні та звичайні давачі тиску.

Автоматичною системою регулювання швидкості внутрішньотрубного дефектоскопа керує електронний блок управління. Основною його функцією є аналіз отриманих від давачів даних, порівняння із заданими величинами і

Стінка трубопроводу



1 – одометр; 2 – мікропроцесор; 3 – електродвигун; 4 – гідравлічний насос;  
5 – зворотній клапан; 6 – запобіжний клапан; 7 – дросель; 8 – гідроакумулятор;  
9 – гідророзподільвач; 10 – гідроциліндр; 11 – давач положення

Рисунок 5 – Схема роботи комбінованого привода



Рисунок 6 – Складові елементи системи контролю швидкості та логічні зв'язки між ними

надсилання відповідних сигналів на виконавчий механізм. В патентах [6] та [8] використано найпоширенішу схему роботи та послідовність логічних операцій електронного блоку управління, котра подана на рисунку 6.

Імпульсні сигнали подаються на лічильник імпульсів, де перетворюються на цифровий сигнал, що надходить до блоку компаратора. На даному етапі задані величини швидкості порівнюються із наявними, та за певним алгоритмом визначається команда управління, яка відтак

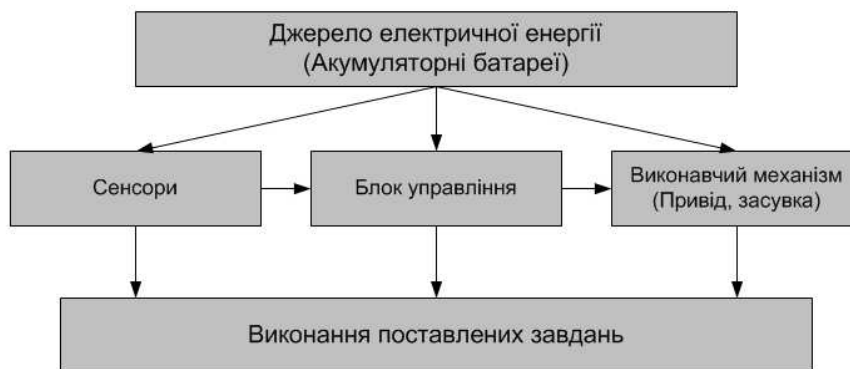


Рисунок 7 – Схема взаємодії елементів існуючої системи автоматичного регулювання швидкості

надходить на контролер сервопривода. Результатом цієї операції є сигнал двигуну, який вказує, в яку точну позицію необхідно повернути засувку. Такий ланцюг операцій повторюється постійно.

Важливим елементом системи є джерело живлення. Воно забезпечує електроенергією діагностичний блок (сенсори, магніти, бортовий комп'ютер) та автоматичну систему контролю швидкості. Акумуляторні батареї отримали широке застосування через порівняно невеликі розміри, сталу напругу і просте обслуговування. Проте значним недоліком є обмежена ємність акумуляторної батареї, що змушує скорочувати енергоспоживання елементів діагностичного пристрою. Вихід з ладу джерела живлення призводить до втрати даних і необхідності проведення повторного діагностування. Під час обслуговування трубопроводів з допомогою ВТП можливим є їх застрягання або зупинка. Причини бувають різні: починаючи від деформації труби і, закінчуючи не повністю відкритими кранами та неправильно вибраним режимом транспортування продукту під час проведення обслуговування. В таких ситуаціях джерело живлення продовжуватиме розряджатися, і навіть при успішному вивільненні пристрою система не матиме енергоживлення для продовження її роботи, що вимагатиме повторного запуску діагностичного поршня.

На рисунку 7 подано схему взаємодії елементів найбільш розповсюдженої системи автоматичного регулювання швидкості. Як видно із даної схеми, блок управління, виконавчий механізм та сенсори отримують електричну енергію від джерела живлення. На нашу думку, така схема накладає обмеження на тривалість використання і надійність всієї системи через невелику ємність акумуляторної батареї.

Існують інженерні рішення, де застосовують генератор з акумуляторними батареями [9]. Приведення генератора в рух здійснюється за рахунок різниці тисків на поршні або колесом, яке притискається до стінки трубопроводу і, відповідно, під час руху обертається. Перевагою такого джерела живлення є автономність, а негативною – не до кінця відпрацьована технологія застосування, складність в обслуговуванні та ненадійність.

Після ретельного вивчення існуючих систем автоматичного регулювання швидкості внутрішньотрубних пристроїв приходимо до висновку, що необхідно перебудувати схему взаємодії складових елементів для досягнення вищої ефективності роботи. Як зазначається в [10], додаткову енергію можна генерувати за допомогою перетворення кінетичної енергії руху поршня в механічну, електричну або гідравлічну. В таких системах електронний блок управління та одометр живляться від акумуляторної батареї, а енергія для приведення в рух засувки береться за рахунок перетворення кінетичної енергії руху в гідравлічну енергію. Запропонована схема взаємодії складових елементів системи автоматичного регулювання швидкістю внутрішньотрубних пристроїв наведено на рисунку 8.

Обробка великої кількості публікацій в науково-фахових виданнях, підручників, патентної документації, рекламних проспектів та інформації з мережі Інтернет дала можливість більш детально познайомитися з проблематикою використання внутрішньотрубних пристроїв при обслуговуванні магістральних газопроводів. На даному етапі роботи ми ставимо перед собою наступні завдання:

Основним напрямком дослідження стане вивчення можливості та доцільності використання гідравлічних систем у внутрішньотрубних пристроях. Спочатку необхідно перевірити, чи зможе ефективно справитися запропонована система із функціями регулювання швидкості у внутрішньотрубних пристроях. А після успішного тестування її можна буде адаптувати до інших завдань, таких як, наприклад, компенсація зношування манжет ВТП, локалізація місць аварійного витoku з допомогою ВТП, перекривання ділянки трубопроводу для проведення ремонтних робіт без зупинки перекачування транспортованого продукту. Варто згадати, що на даний час не існує ефективних засобів для компенсації зношування ущільнюючих манжет. З однієї сторони, це призводить до погіршення якості очищення порожнини трубопроводу, а з другої – збільшується швидкість ВТП, що призводить до втрати діагностичних даних.

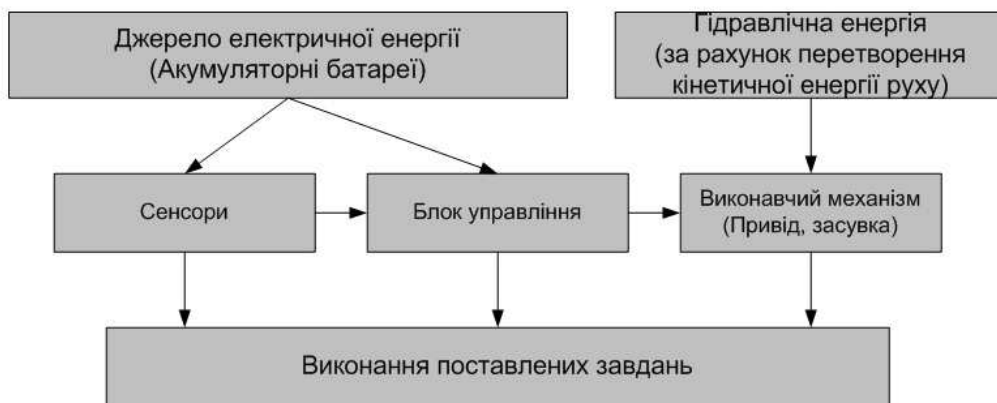


Рисунок 8 – Схема взаємодії елементів запропонованої системи автоматичного регулювання швидкості

При проектуванні нових систем необхідно задати конструктивні та технологічні вимоги до них:

- ефективніша робота в порівнянні із вже існуючими зразками;
- надійна конструкція, що забезпечить безвідмовну роботу та не буде створювати перешкод для роботи основних елементів діагностичних та очисних поршнів;
- автономність роботи, незалежність якості та тривалості роботи ВТП від обмежених джерел живлення;
- компактність та легкість конструкції;
- модульність, яка дозволить без значних змін інтегрувати гідравлічну систему у роботу будь-якого ВТП.

Спершу треба звернути увагу на те, що більшість ВТП є «динамічними» інструментами, тобто свої функції вони виконують тільки під час свого руху. Отже, генерування енергії для виконання поставлених завдань буде постійним, поки пристрій рухається. В умовах трубопроводу існує два основних потенціали для генерування енергії: використання різниці тисків, що утворюється на рухомій границі поршня та перетворення механічної енергії руху самого ВТП. Згідно [11] різниця тисків на поршні для трубопроводу зовнішнім діаметром 1420 мм зазвичай коливається в межах від 0.1 МПа до 0.5 МПа. Такої різниці тисків недостатньо для обертання лопатей електрогенератора і профіль траси буде значно впливати на значення величини різниці тисків. Водночас метод генерування енергії за рахунок перетворення механічної енергії руху поршня позбавлений таких недоліків, а якщо врахувати факт, що швидкість змінюється в дуже малих межах, то він стає ідеальним з точки зору практичності. Такий принцип успішно був використаний у роботі [10]. Загальний вигляд внутрішньотрубного пристрою, де було використано цей метод, показано на рисунку 9.

В цій конструкції насос-колесо 3 прикріплене за допомогою спеціального підвісу до корпусу поршня 1 та притискається до стінки трубопроводу. При русі всього пристрою насос-колесо 3 обертається і створює гідравлічну

енергію, яка в подальшому накопичується в гідроаккумуляторі високого 5 та низького тисків. З допомогою гідроклапанів енергія направляється на виконавчі механізми. Перевагою такої конструкції є генерування додаткової енергії та використання для приведення в рух виконавчих механізмів, недоліком – застосування гідроаккумуляторів, що збільшують габарити всієї системи.

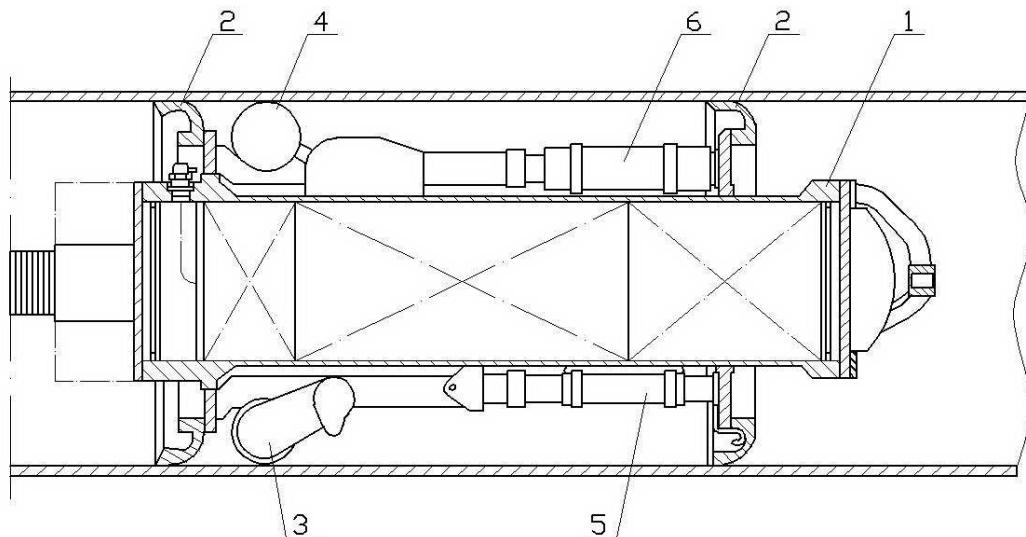
Копітка робота над створенням системи, що позбавлена вищезгаданих недоліків, привела нас до гідравлічної схеми, наведеної на рисунку 10. Насос 1 постійно перекачує оливу через зворотній клапан 3 та гідророзподільвач 5. Коли гідророзподільвач знаходиться в нейтральному положенні, олива повертається назад до гідроаккумулятора 2. При увімкненні гідророзподільвача 5 насос подає оливу в одну із камер гідроциліндра 6, приводячи його в рух, водночас з другої камери олива витісняється в гідроаккумулятор 2.

Дана схема використовує електроенергію тільки для ввімкнення гідророзподільвача та живлення сенсорів.

На даному етапі така схема виступатиме як базова для майбутнього вдосконалення після випробувань її на різних режимах роботи.

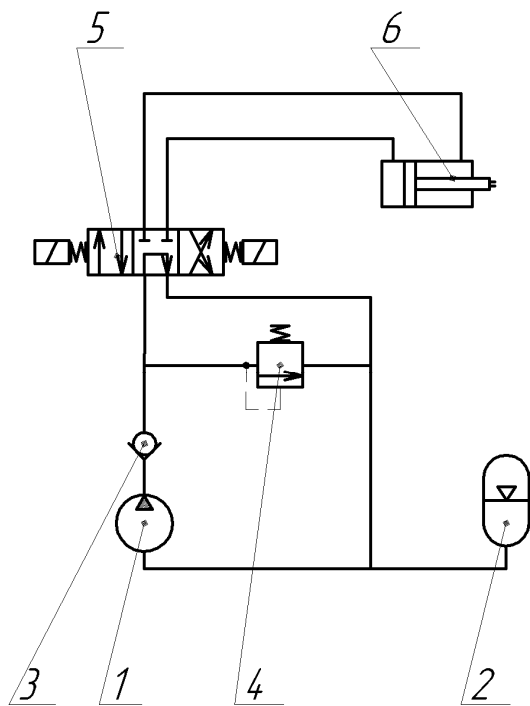
Зважаючи на складність систем, напрямки досліджень, можна поділити на такі складові частини:

- аналіз працездатності всієї системи;
- визначення робочого діапазону швидкостей насоса;
- вибір режиму роботи насоса в залежності від необхідної швидкості поршня;
- дослідження характеристик вибраного насоса (залежність тиску і продуктивності від частоти обертання валу насоса);
- вивчення роботи двох насосів (паралельно, послідовно);
- визначення величин моменту обертання на колесі залежно від режиму роботи насоса;
- аналіз споживання електроенергії системою;
- аналіз співвідношення споживаної електроенергії до отриманої гідравлічної.



1 – корпус; 2 – манжети; 3 – насос-колесо; 4 – одометр; 5 – гідроаккумулятор високого тиску; 6 – гідроаккумулятор низького тиску

Рисунок 9 – Загальний вигляд внутрішньотрубного пристрою



1 – гідравлічний насос; 2 – гідроаккумулятор; 3 – зворотній клапан; 4 – запобіжний клапан; 5 – гідророзподільвач із електромагнітним приводом; 6 – гідроциліндр

Рисунок 10 – Гідравлічна схема

Успішна реалізація поставлених задач дасть змогу покращити ефективність ВТП, збільшити тривалість автономної їх роботи, відкрити нові можливості для конструкторів при проектуванні абсолютно нових пристроїв. Результати експериментальної роботи в даному напрямку будуть висвітлені в наступних публікаціях.

### Література

- 1 Іваник Є.Б. Досвід діагностування магістральних газопроводів ДК «Укртрансгаз» за допомогою внутрішньотрубних інспекційних поршнів / Є.Б. Іваник // Трубопровідний транспорт. – 2010. - №5. – С. 9-11.
- 2 Грузд В.Я. Стендові експериментальні дослідження динаміки руху поршня в трубопроводі / В.Я. Грузд, І.І.Капцов, Я. В. Дорошченко // Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ. – 2005. - №4. – С. 95-98.
- 3 Подгорбунских А.М. Устройства для автоматического регулирования скорости движения внутритрубных снарядов-дефектоскопов / А.М.Подгорбунских // Дефектоскопия. – 2008. - №5. – С. 54-64.
- 4 Thuenemann U. Control your speed. // The Australian pipeliner. August, 2003. p. 24-28.
- 5 Магнитный инспекционный снаряд с технологией поперечного намагничивания (RoCorr·MFL) [Електронний ресурс]: <http://www.roseninspection.ru/Inspection+and+Services/In-Line+Inspection/Metal+Loss/RoCorr%C2%B7MFL/>
- 6 Патент 6190090 US. Apparatus for use in a pipeline.2001
- 7 Патент 6098231 US. Pipeline pigs. 2000
- 8 Патент 5208936 US. Variable speed pig for pipelines. 1993
- 9 Патент 4769598 US. Apparatus for electromagnetically testing the walls of pipeline. 1988.
- 10 Патент 4388871 US. Speed control system for a pipeline inspection vehicle.1983.
- 11 Cordell J., Vanzant H. The pipeline pigging handbook. – Texas: Clarion 2003.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
27.03.12  
Рекомендована до друку професором  
Груздом В.Я.

## СТАТИСТИЧНА ОЦІНКА ВТРАТ ГАЗУ В РОЗПОДІЛЬНИХ МЕРЕЖАХ

Я.В. Грудз, Н.Я. Дрінь, В.В. Фейчук

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422)42342,  
e-mail: public@nimg.edu.ua

*Наведено результати статистичного аналізу втрат газу в мережах середнього і низького тисків УЕГГ «Косівгаз» за період експлуатації 2008-2011р.р. Інтенсивність відмов, середня тривалість відновлення, питомі втрати газу під час аварії та середні затрати на ліквідацію останньої розглядалися для різних умов прокладання трубопроводу його діаметра, робочого тиску та терміну експлуатації.*

*Встановлено, що для газопроводів усіх категорій характерним є різке зниження інтенсивності відмов впродовж двох років після капітального ремонту із заміною дефектних ділянок труб, відтак інтенсивність умов зростає. При цьому діаметр газопроводу і терміну експлуатації практичного впливу на інтенсивність відмов не мають. Втрати газу під час аварії зростають з підвищенням робочого тиску в мережі.*

**Ключові слова:** інтенсивність відмов, середня тривалість відновлення, питомі втрати газу.

*Приведены результаты статистического анализа потерь газа в сетях среднего и низкого давления УЕГГ «Косивгаз» за период эксплуатации 2008-2011г.г. Интенсивность отказов, средняя продолжительность восстановления, удельные потери газа при аварии и средние затраты на ликвидацию последних рассматривались в зависимости от условий прокладки трубопровода, его диаметра, рабочего давления и срока эксплуатации.*

*Установлено характерное для газопроводов всех категорий резкое снижение интенсивности отказов на протяжении двух лет после капитального ремонта с заменой дефектных участков труб и дальнейший рост отказов. Величина диаметра газопровода и срока эксплуатации практически не влияют на интенсивность отказов. Потери газа при авариях возрастают с увеличением рабочего давления в сети.*

**Ключевые слова:** интенсивность отказов, средняя продолжительность восстановления, удельные потери газа.

*Statistic analysis of gas losses in medium and low pressure pipe systems of Kosivhaz UENH during the operation period 2008-2011 is provided in the article. Failure rate, mean reconstruction time, specific gas losses in case of emergency and average costs for its elimination are considered with regard to conditions of pipeline laying, its diameter, operational pressure and time of maintenance.*

*It was ascertained that abrupt decrease in failure rate during two weeks time after total overhaul with replacement of faulty pipe zones and following increase in failure rate are typical for all categories of gas pipelines. Gas pipeline diameter and time of its maintenance do not affect failure rate. Gas losses in case of emergency increase with the growth of operational pressure in the system.*

**Key words:** failure rate, mean reconstruction time, specific gas losses.

**Актуальність проблеми.** Витоки газу з трубопроводів під час транспортування та розподілу виникають, в основному, через корозійні пошкодження труб. Тому прогнозування їх в часі і за просторовими координатами має ймовірнісний характер. Величина витоків за певний проміжок часу (місяць, рік) визначається як різниця величини надходження газу до системи та його відбору, і з точністю вимірювальної техніки може бути оцінена як детермінована величина. Тому дослідження втрат газу при транспортуванні повинні проводитися на основі комплексного підходу до проблеми.

Величина витоків з розподільних мереж низького і середнього тисків має суттєвий вплив на економічні показники системи, і водночас впливає на екологію регіону. Крім того, загазованість ґрунтів і атмосфери за певних умов може призвести до вибухів з усіма можливими негативними наслідками. Тому завдання прогнозування, діагностики і ліквідації витоків газу з розподільних мереж є особливо актуальними.

**Аналіз літературних джерел.** Питання оцінки втрат газу під час транспортування роз-

глядалися в працях Гончарука М.І. [1], Капцова І.І. [3], Середюк М.Д. [4], Яковлева Є.І. [4] та інших дослідників. В їх роботах дається статистична оцінка втрат газу по розподільних мережах України загалом, встановлюються причини появи витоків, визначається величина витрати газу через корозійні пошкодження, розглядаються методи ліквідації аварійних ситуацій. Однак, ряд питань статистичного характеру не можуть бути вирішені в загальному плані аналізу експлуатації розподільних систем і мають локальний характер, оскільки умови, в яких знаходяться газопроводи, можуть суттєво відрізнятися. Тому виникає необхідність у проведенні досліджень, пов'язаних з втратами газу з розподільних систем, що експлуатуються в різних умовах.

**Мета дослідження.** Метою проведених статистичних досліджень щодо оцінки втрат газу з розподільних мереж є встановлення закономірностей впливу умов експлуатації (зокрема робочого тиску, діаметра) на інтенсивність аварійних ситуацій, пов'язаних з витокami газу, втрати газу при цьому та витрати на ліквідацію аварій.

В основу проведення досліджень закладено інформацію про експлуатацію системи розподільних газопроводів низького і середнього тиску УЕГГ «Косівгаз» за період 2008-2011 рр. Як вихідні дані для розрахунку показників надійності мереж низького і середнього тисків було вибрано для кожного з місяців вказаного періоду:

– кількість аварійних ситуацій, які призвели до появи витоків газу з газопроводу через корозійні дефекти  $N$  ;

– тривалість ліквідації аварійних пошкоджень від моменту виявлення витoku до досягнення працездатного стану  $L$  ;

– загальні втрати газу з врахуванням витoku і випорожнення трубопроводу при відновлювальних роботах та введення ділянки в експлуатацію  $Q$  ;

– загальні затрати на виявлення і ліквідацію аварійних ситуацій  $Z$  .

Зібрана інформація класифікувалася за величиною діаметрів трубопроводу (76мм, 89мм, 108мм) і величинами робочих тисків (середній, низький). Результати зведено до таблиці 1.

Статистична інформація дала змогу визначити характеристики надійності газової мережі і динаміку їх зміни впродовж вказаного терміну експлуатації в розрізі діаметрів і робочих тисків в трубопроводах.

Напрацювання на відмову розраховувалося за кожен рік експлуатації як співвідношення календарного часу роботи системи до кількості аварійних відмов, які супроводжувалися витками газу за цей час.

$$T_{pi} = \frac{T_k}{N_i}, \quad (1)$$

де  $T_k$  – календарний час експлуатації мережі, год.;

$N_i$  – число аварійних відмов, які супроводжувалися витками газу, впродовж  $i$ -того року експлуатації.

Інтенсивність виникнення аварійних ситуацій  $\lambda_i$  є величиною, оберненою до напрацювання на відмову, тобто

$$\lambda_i = \frac{1}{T_{pi}}. \quad (2)$$

Середня тривалість ліквідації аварійної ситуації визначалась як співвідношення сумарної тривалості ліквідації всіх аварійних ситуацій на даний рік експлуатації газової мережі до загальної кількості аварійних відмов

$$\tau_i = \frac{L_i}{N_i}. \quad (3)$$

Середні втрати газу, що викликані появою витoku і відбуваються протягом часу ліквідації аварійної ситуації, визначаються як співвідношення загальних витрат газу до кількості аварійних ситуацій

$$q_i = \frac{Q_i}{N_i}. \quad (4)$$

Середні затрати на ліквідацію аварії визначаються співвідношенням сумарних затрат на ліквідацію аварії в даному році до кількості числа аварійних ситуацій

$$\varepsilon_i = \frac{Z_i}{N_i}. \quad (5)$$

Результати розрахунків по даних експлуатації і в розрізі діаметрів та робочих тисків подано в таблиці 2.

Результати розрахунків свідчать, що середня інтенсивність відмов за вказаний період складає  $0,0287 \text{ год}^{-1}$ , в тому числі для газопроводів мережі низького тиску  $0,0235 \text{ год}^{-1}$ . Аналізуючи розподіл інтенсивності відмов по діаметрах газопроводів, встановлено, що для газопроводів мережі низького тиску найвища інтенсивність відмов характерна для газопроводів діаметром 108 мм і складає  $0,09885 \text{ год}^{-1}$ . Для газопроводів діаметром 89 мм цей показник складає  $0,02899 \text{ год}^{-1}$ , тобто є в 3,4 рази меншим. Для газопроводів діаметром 76 мм інтенсивність відмов складала  $0,01107 \text{ год}^{-1}$  і є меншою за інтенсивність відмов газопроводів діаметром 108 мм в 8,9 рази. Для газопроводів мережі середнього тиску розподіл інтенсивності відмов по діаметрах газопроводів більш рівномірний. Найвища інтенсивність відмов характерна для газопроводів діаметром 89 мм і складає  $0,03721 \text{ год}^{-1}$ , для газопроводів діаметром 108 мм цей показник на 22% нижчий, а для газопроводів діаметром 76 мм зменшення інтенсивності відмов складає 24,8%. На основі аналізу впливу умов експлуатації на інтенсивність відмов можна зробити висновок, що основним показником, який визначає аварійність газопроводів, є корозійна активність ґрунтів; на другому місці слід розмістити термін експлуатації ділянки; на третьому – діаметр газопроводу і на четвертому – робочий тиск. Таке рангування показників впливу на інтенсивність відмов ділянок газопроводу дасть змогу до певної міри керувати потоками відмов і своєчасно приймати заходи щодо підвищення надійності газопроводів мереж середнього і низького тисків.

Важливою характеристикою надійності є термін відновлювання ділянки газопроводу, що поєднує час затрачений на пошук визначення місця аварійного витoku газу, тривалість аварійно-відновлювальних робіт та час, витрачений на випробування ділянки трубопроводу після ремонту. За статистичними даними середній час відновлювання за вказаний період експлуатації мережі склав 1,1654 діб, в тому числі для газопроводів мережі низького тиску – 1,2515 діб, для газопроводів мережі середнього тиску – 1,040 діб. В розрізі діаметрів трубопроводів для мережі низького тиску найбільш тривалим термін відновлення є для газопроводів діаметром 86 мм і складає 1,3970 діб. Для газопроводів діаметром 108 мм термін відновлення знизився на 10,3%, а для газопроводів діамет-

ром 76 мм – на 38%. Для газопроводів мережі середнього тиску термін відновлення загалом менший, ніж для газопроводів мережі низького тиску. Найбільше значення характерне для газопроводів діаметром 89 мм і складає 1,0736 дів, для газопроводів діаметром 76 мм термін відновлення менший на 1,2%, а для газопроводів діаметром 108 мм – менший на 9,1%. Аналіз причин зміни терміну відновлення газопроводів свідчить, що в даному випадку найбільш суттєве значення має час діагностування витoku, тобто час встановлення факту появи витoku і визначення розташування його координати. Діаметр газопроводу і робочий тиск принципового значення не мають.

Збитки від виникнення аварійних витоків газу в мережі низького і середнього тисків, оцінювалися втратами газу під час аварії і загальними затратами на ліквідацію аварії (відновлювання). За статистичними даними середні втрати газу при появі аварійних витоків за вказаний період становить 6,483 тис. м<sup>3</sup> на одну відмову. При цьому для газопроводів мережі низького тиску цей показник становить 5,674 тис. м<sup>3</sup>, а для газопроводів мережі середнього тиску – 7,643 тис. м<sup>3</sup>. Таким чином, втрати газу від витоків для газопроводів мережі середнього тиску на 25,8% більші, ніж аналогічні втрати газу з газопроводів мережі низького тиску. Це має логічне пояснення, адже за наявності однакових дефектів витрата витoku газу з мережі середнього тиску суттєво більша за витрату витoku з мережі низького тиску. Суттєве значення має і той факт, що під дією внутрішнього тиску напруження в тілі труби середнього тиску більші, ніж в тілі труби газопроводів низького тиску. Тому стрес-корозія в газопроводах мережі середнього тиску призводить до появи отворів більшого діаметра і з більшою швидкістю їх зростання в газопроводах мережі середнього тиску. Однак, прямої пропорційної залежності величини витоків газу, від робочого тиску немає, оскільки має місце ряд зовнішніх факторів, в першу чергу корозійна активність ґрунтів.

В розрізі діаметрів різниця величини витоків в мережах середнього і низького тиску зростає з збільшенням діаметра. Так, за діаметра газопроводів 76 мм величина витоків з газопроводів мережі середнього тиску перевищувала на 13,3% аналогічну величину для газопроводів мережі низького тиску. За діаметра газопроводу 89 мм ця різниця становить 20,2%, а для газопроводів діаметром 108 мм – 31,75%.

Загальні витрати на ліквідацію аварій включають витрати на проведення капітального ремонту, витрати, пов'язані з втратою газу, та витрати на введення ділянки в експлуатацію. Середні витрати на ліквідацію аварії за вказаний період часу складає 22,13 тис. грн., причому для газопроводів низького тиску причина витрат складає 19,466 тис. грн. на одну аварію, а для газопроводів середнього тиску – 25,983 тис. грн. на одну аварію. За розрізом діаметрів також спостерігається збільшення витрат на ліквідацію аварій в газопроводах в мережі се-

реднього тиску в порівнянні з газопроводами мережі низького тиску. Так, за діаметра газопроводів 76 мм витрати на ліквідацію аварій в газопроводах мережі середнього тиску перевищують аналогічні витрати в газопроводах мережі низького тиску на 10,6%. Для газопроводів діаметром 89 мм цей показник складає 21,3%, а для газопроводів діаметром 108 мм – 30,7%. Це пояснюється підвищенням вартості труби та ізоляції при збільшенні діаметра газопроводу, а також здорожчанням земляних, зварювально-монтажних робіт.

Викликає інтерес розподіл інтенсивності відмов в хронологічному аспекті. Для газопроводів мережі низького тиску висока інтенсивність відмов характерна для 2008 року. Оскільки основним видом ліквідації відмов є капітальний ремонт газопроводу з заміною дефектної труби, то в наступний 2009 рік інтенсивність відмов різко знизиться в зв'язку з тим, що більшість аварійно небезпечних ділянок відремонтовано. В 2010 році тенденція до зменшення інтенсивності відмов зберігається. Для діаметра газопроводу 108 мм інтенсивність відмов на 2008 рік склала 0,03653 год<sup>-1</sup> і зменшилась до 2009 року на 60,2%, а до 2010 року – на 67,8%. В подальшому спостерігається зростання інтенсивності відмов на 64,6% від мінімального зниження, що пояснюється результатами корозійних пошкоджень труб впродовж двох років експлуатації. Для газопроводів діаметром 89 мм зниження інтенсивності відмов з 2008 року до 2009 року складає 77,4%, і спостерігається подальше зниження інтенсивності відмов впродовж 2010 року до 98,8% від максимального. З 2010 року спостерігається зростання інтенсивності відмов на 78,2% в 2011 році. Для газопроводів діаметром 76 мм спостерігається зниження інтенсивності відмов до 2009 року на 82,7% і подальше зниження до 2010 – 2011 років на 98,8%, як і для газопроводів середнього тиску. Інтенсивність відмов для газопроводів діаметром 108 мм знижується протягом 2008 – 2010 років на 84,1%. Для газопроводів діаметром 89 мм характерне зниження інтенсивності відмов за вказаний період на 99,6% при подальшому зростанні за 2011 рік на 91,3%. Для газопроводів діаметром 76 мм найвища інтенсивність відмов 0,01187 год<sup>-1</sup> характерна для 2009 року, і в подальшому спостерігається її зменшення на 4,8% в 2010 році і на 99,1% в 2011 році.

### **Висновки**

Таким чином, для газопроводів всіх категорій характерне різке зниження інтенсивності відмов після проведення капітальних ремонтів із заміною дефектних труб, в подальшому нормальна експлуатація газопроводів впродовж двох років і стрибкоподібне зростання інтенсивності відмов на третьому році експлуатації після капітальних ремонтів. Величина тиску в газопроводі і його діаметр фактичного значення не мають.

Таблиця 1 - Інформація про відмови газопроводів мережі

НИЗЬКИЙ ТИСК												
Діаметри, мм	76					89					108	
	К-сть відмов	Термін відновлення, діб	Втрати газу, тис. м <sup>3</sup>	Заграти, тис. грн	К-сть відмов	Термін відновлення, діб	Втрати газу, тис. м <sup>3</sup>	Заграти, тис. грн	К-сть відмов	Термін відновлення, діб	Втрати газу, тис. м <sup>3</sup>	Заграти, тис. грн
2008	86	61	599,9	2071,3	115	139	661,1	2282,5	320	333	1761,8	6082,2
2009	11	23	54,9	189,5	26	58	128,6	445,2	123	278	732,4	2527,3
2010	-	-	-	-	12	30	60,4	208,5	103	202	553,1	1909,3
2011	-	-	-	-	101	128	600	1933,9	291	238	1588,4	5484
Середні	97	84	654,8	2260,8	254	355	1450,1	4862,1	837	1049	4635,7	16002,8
СЕРЕДНІЙ ТИСК												
Діаметри, мм	76					89					108	
	К-сть відмов	Термін відновлення, діб	Втрати газу, тис. м <sup>3</sup>	Заграти, тис. грн	К-сть відмов	Термін відновлення, діб	Втрати газу, тис. м <sup>3</sup>	Заграти, тис. грн	К-сть відмов	Термін відновлення, діб	Втрати газу, тис. м <sup>3</sup>	Заграти, тис. грн
2008	42	21	366,4	1265,1	264	243	1858,1	6280,6	189	128	1608,8	5547
2009	104	145	716,1	2471,9	48	85	391,2	1350,6	35	72	255,3	881,6
2010	99	94	824,6	2846,8	-	-	-	-	30	48	200,3	691,6
2011	-	-	-	-	14	22	86,7	299,7	-	-	-	-
Середні	245	260	1907,1	6384,8	326	350	2334	7930,9	254	248	2064,1	7120,2

Таблиця 2 – Результати розрахунків параметрів надійності мережі

НИЗЬКИЙ ТИСК													
76		89				108							
Діаметри, мм	Інтенсивність відмов, 1/год	Середній термін відновлення, днів	Питома втрата газу, тис.м <sup>3</sup>	Питома загроза на ліквідацію, тис. грн.	Інтенсивність відмов, 1/год	Середній термін відновлення, днів	Питома втрата газу, тис.м <sup>3</sup>	Питома загроза на ліквідацію, тис. грн.	Інтенсивність відмов, 1/год	Середній термін відновлення, днів	Питома втрата газу, тис.м <sup>3</sup>	Питома загроза на ліквідацію, тис. грн.	Питома загроза на ліквідацію, тис. грн.
Роки													
2008	0,00981	0,709	6,976	24,143	0,01312	1,209	5,749	19,848	0,03653	1,041	5,505	19,006	19,006
2009	0,00125	2,091	54,9	17,227	0,00296	2,231	4,946	17,123	0,01404	2,244	5,954	20,547	20,547
2010	0,00011	-	-	-	0,00136	2,5	5,033	17,375	0,01175	1,961	5,369	18,537	18,537
2011	0,00011	-	-	-	0,01153	1,267	5,941	19,147	0,03322	0,8179	5,458	18,845	18,845
середні	0,0007	0,866	6,751	23,302	0,02899	1,397	5,709	19,142	0,09855	1,2533	5,538	19,119	19,119
СЕРЕДНІЙ ТИСК													
76		89				108							
Діаметри, мм	Інтенсивність відмов, 1/год	Середній термін відновлення, днів	Питома втрата газу, тис.м <sup>3</sup>	Питома загроза на ліквідацію, тис. грн.	Інтенсивність відмов, 1/год	Середній термін відновлення, днів	Питома втрата газу, тис.м <sup>3</sup>	Питома загроза на ліквідацію, тис. грн.	Інтенсивність відмов, 1/год	Середній термін відновлення, днів	Питома втрата газу, тис.м <sup>3</sup>	Питома загроза на ліквідацію, тис. грн.	Питома загроза на ліквідацію, тис. грн.
2008	0,00479	0,5	8,723	30,121	0,03012	0,92	7,038	21,435	0,02157	0,677	8,512	29,349	29,349
2009	0,01187	1,384	6,885	23,768	0,00548	1,771	8,15	28,137	0,00399	2,057	7,294	25,188	25,188
2010	0,0113	0,949	8,329	28,756	0,00011	-	-	-	0,00312	1,6	6,677	23,053	23,053
2011	0,00011	-	-	-	0,00159	1,571	6,193	21,407	0,00011	-	-	-	-
середні	0,02797	1,061	7,784	26,06	0,03721	1,0736	7,159	24,328	0,02899	0,976	8,114	28,032	28,032

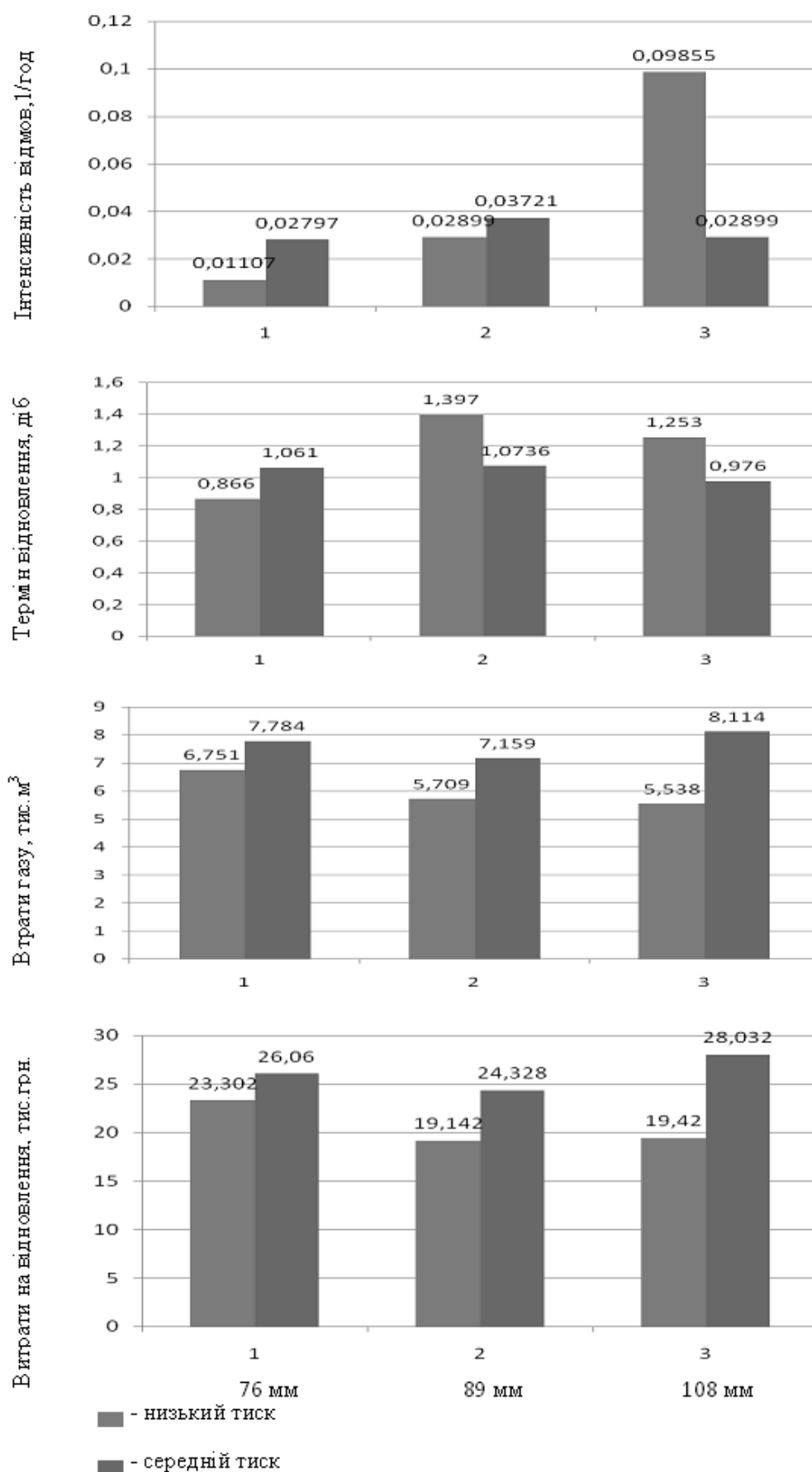
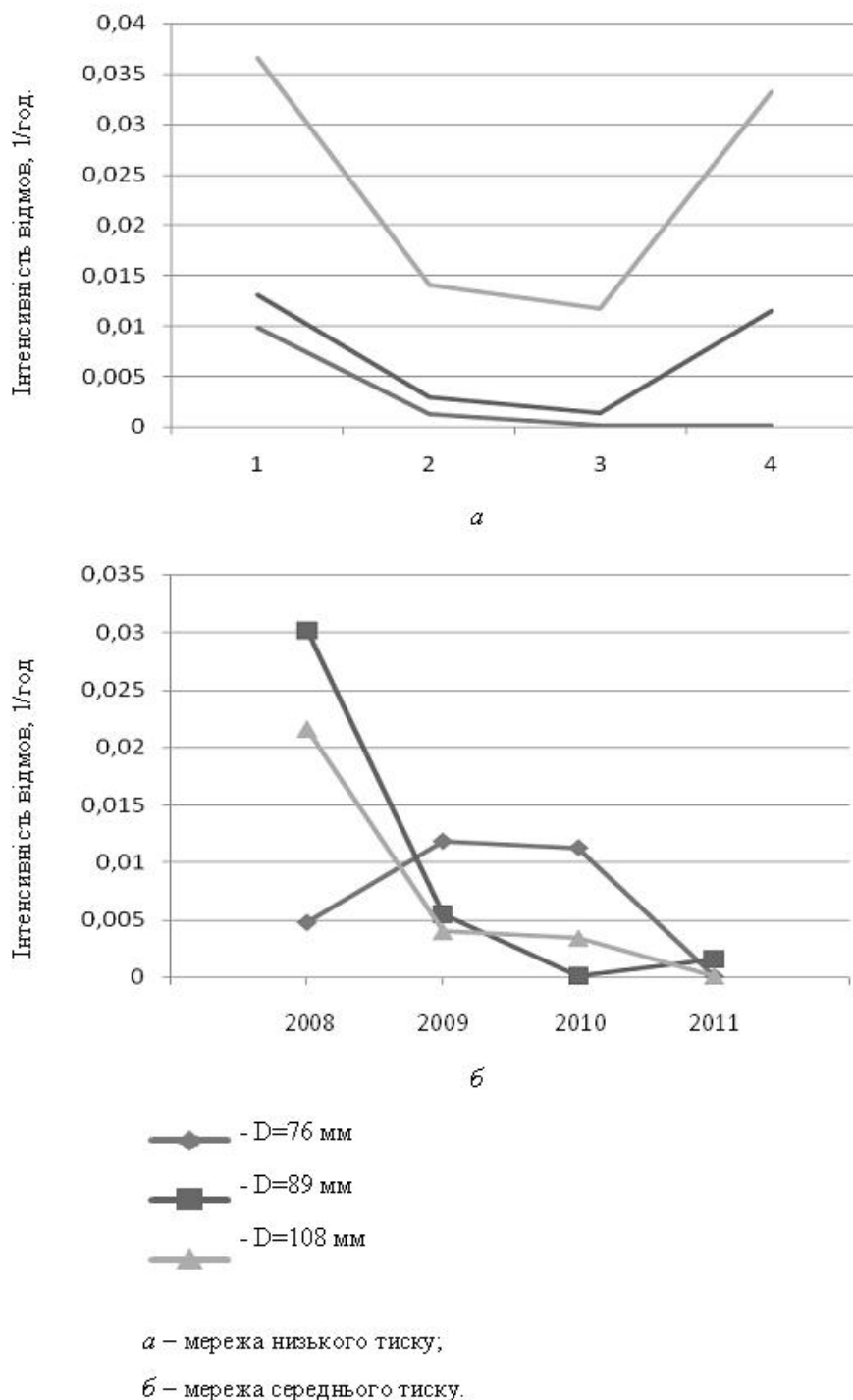


Рисунок 1 – Гістограми розподілу показників надійності за діаметрами



**Рисунок 2 – Розподіл інтенсивності відмов за роками експлуатації**

**Література**

1 Гончарук М.І. Аналіз причин втрат природного газу / М.І. Гончарук // Нафтова і газова промисловість. – 2003. – № 1. – С. 51-53.  
 2 Капцов И.И. Определение количества жидкости в газопроводе / И.И. Капцов, В.Н. Гончар // Газовая промышленность. – 1989. – №3. – С. 48-72.  
 3 Середюк М.Д. Проекування та експлуатація систем газопостачання населених пунктів / М.Д. Середюк, В.Я. Малик, В.Т. Болонний. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2003. – 436 с.

4 Методика диагностики состояния внутренней полости магистрального газопровода / Е.И. Яковлев, Г.В. Крылов [и др]. – К.: Союзгазпроект, 1987. – 276 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
 27.03.12  
 Рекомендована до друку професором  
 Тимківим Д.Ф.*

## МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В УМОВАХ ВІБРАЦІЙНОГО НАВАНТАЖУВАННЯ

М.В. Лисканич, В.І. Артим, Я.С. Гриджук, А.П. Джус

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

*На бурильну колону в процесі її експлуатації діють різні види навантажень, в тому числі і вібраційні. На підставі багаторічного досвіду експлуатації бурильних колон, теоретичних та експериментальних досліджень встановлено, що руйнування конструктивних елементів бурильної колони під дією вібраційного навантаження має втомний характер. В зв'язку з цим актуальною є проблема визначення довговічності елементів бурильної колони під час її вібрації.*

*У статті запропоновано методика розрахунку та основні аналітичні залежності для оцінки довговічності елементів бурильної колони в умовах вібраційного навантаження. У стислій формі подано алгоритм розрахунку, який включає в себе структурний аналіз бурильної колони, спектральний аналіз процесу вібрації, аналіз динаміки, міцності та довговічності елементів бурильної колони і наведено приклад застосування запропонованої методики.*

Ключові слова: бурильна колона, вібрація, напруження, довговічність.

*На бурильную колонну в процессе ее эксплуатации действуют разные виды нагрузок, в том числе и вибрационные. Многолетний опыт эксплуатации бурильных колонн, теоретических и экспериментальных исследований показал, что разрушение конструктивных элементов бурильной колонны под действием вибрационной нагрузки носит усталостный характер. Это обуславливает актуальность проблемы определения долговечности элементов бурильной колонны при ее вибрации.*

*Предложена методика расчета и основные аналитические зависимости для оценки долговечности элементов бурильной колонны в условиях вибрационной нагрузки. Представлен сокращенный алгоритм расчета, включающий структурный анализ бурильной колонны, спектральный анализ процесса вибрации, анализ динамики, прочности и долговечности элементов бурильной колонны и приведен пример применения предложенной методики.*

Ключевые слова: бурильная колонна, вибрация, напряжение, долговечность.

*Different kinds of loadings, including the vibration load effect a boring column in the course of its operation. Long-term operating experience of boring columns, theoretical and experimental researches have shown, that destruction of constructive elements of a boring column under the influence of vibrating loading has fatigue character. It causes an urgency of a problem of determining the durability of a borehole under vibration.*

*The calculating methods and the basic analytical dependence for an estimation of durability of a borehole under vibration are offered. The reduced algorithm of calculation including the structural analysis of a boring column, the spectral analysis of the vibration process the analysis of dynamics, strength and durability of a borehole are presented and the example of the offered technique application is resulted.*

Keywords: boring column, vibration, stress, durability.

Вібраційні навантаження є одними із основних динамічних навантажень, що діють на елементи бурильної колони в процесі її експлуатації. Вібрації бурильної колони, як високочастотні механічні коливання, зумовлені такими головними чинниками [1, 2]: взаємодією долота з породою, дією змінних сил тертя колони до стінки свердловини, зміною величини крутного моменту і моменту опору на долоті, дією відцентрових сил на незбалансованих ділянках колони, пульсацією бурового розчину. Найбільш енергоємними є поздовжні низько- та високочастотні коливання. Перекочування шарошок долота ямкуватим вибоєм спричинює поздовжні низькочастотні коливання долота. Поздовжні високочастотні коливання є наслідком перекочування зубців шарошок долота твердим вибоєм [1, 2].

Багаторічний досвід експлуатації бурильних колон на свердловинах України та за її межами [3, 4, 5] свідчить, що переважна більшість відмов бурильних колон за весь термін експлу-

атації припадає на так звані вібраційні відмови, а руйнування конструктивних елементів бурильної колони під дією вібраційного навантаження має втомний характер.

Бурильна колона є довгомірним об'єктом, що складається з великої кількості елементів. Ідеально оцінити рівень вібрації, а, водночас і напружений стан кожного елемента бурильної колони можна шляхом встановлення автономних давачів на кожен з цих елементів. Однак, через значну кількість таких елементів та обмежене в часі перебування давачів у свердловині це зробити складно, а іноді практично неможливо.

Реєструвати вібрацію бурильної колони (вібропришвидження, чи віброшвидкість) можна одним давачем на гирлі свердловини, вимірюючи вібрацію ведучої бурильної труби в процесі буріння вибійними двигунами, або вертлого при роторному бурінні. В цьому випадку передача вібраційного сигналу від конкретного елемента бурильної колони як вузла діагносту-

вання до давача буде здійснюватися механічним каналом зв'язку – бурильній колоні.

Бурильна колона як механічний канал зв'язку володіє “фільтрувальною” здатністю (смуга пропускання каналу зв'язку є вузкою за ширину спектра коливань долота), а параметри коливань мають загалом випадковий характер. Це призводить до того, що віброшвидкість елементів верхньої частини бурильної колони відрізняється від віброшвидкості елементів компоновки “низу” колони. Залежність між віброшвидкістю елементів відповідно “верху” та “низу” бурильної колони виражається за допомогою певної передаточної характеристики – кінематичної передаточної функції  $W$ . Дослідити таку передаточну функцію виявилось можливим завдяки комп'ютерному моделюванню поздовжніх коливань бурильної колони [6].

З врахуванням зареєстрованої віброшвидкості “верху” бурильної колони  $V_v(t)$ , віброшвидкість елементів її “низу” визначатиметься наступною залежністю:

$$V_n(t) = V_v(t) \cdot W. \quad (1)$$

У процесі динамічного навантажування елементи компоновки низу бурильної колони зазнають дії осьової динамічної сили, що передається бурильній колоні від долота. При дослідженні динаміки бурильної колони в роботі [7] отримано залежність зміни осьового навантаження на долото  $P_d$  від швидкості вертикального переміщення корпусу долота  $V(t)$ :

$$P_d = \frac{EF}{a} V(t), \quad (2)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу бурильної колони;

$F$  – площа поперечного перерізу бурильної колони;

$a = \sqrt{E/\rho}$  – швидкість розповсюдження поздовжніх збурень колоною;

$\rho$  – густина матеріалу бурильної труби.

Авторами [7] розглянуто три схеми хвильових процесів, що виникають в бурильній колоні при різних характерах сил опору руху. При цьому сили опору подано у вигляді дисипативної функції  $f\left(x, U, \frac{\partial U}{\partial t}\right)$ , яка залежить

від змінних  $x, U, \frac{\partial U}{\partial t}$ , де  $x$  – координата перерізу колони, причому вісь  $x$  спрямована від гирла свердловини до вибою;  $U$  – переміщення перерізу колони з координатою  $x$ ;  $\frac{\partial U}{\partial t}$  – швидкість руху перерізу колони з координатою  $x$ .

В першому випадку дисипативна сила відсутня, тобто  $f\left(x, U, \frac{\partial U}{\partial t}\right) = 0$ . Динамічна складова осьового навантаження має вигляд:

$$P_{d1} = \frac{EF}{a} V. \quad (3)$$

В другому випадку сила опору пропорційна швидкості переміщення

$f\left(x, U, \frac{\partial U}{\partial t}\right) = 2\mu \frac{\partial U}{\partial t}$ . Динамічна складова осьового навантаження записується таким чином:

$$P_{d2} = \frac{EF}{a} \left[ \sqrt{\sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{\mu}{\theta}\right)^2} + \frac{1}{2}V} + \sqrt{\sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{\mu}{\theta}\right)^2} - \frac{1}{2}\sqrt{V_{\max}^2 - V^2}} \right], \quad (4)$$

де  $\theta$  – кругова частота власних коливань;

$\mu$  – коефіцієнт тертя бурильної колони до стінки свердловини.

В третьому випадку сила опору підпорядковується закону Кулона-Амонтона при

$f\left(x, U, \frac{\partial U}{\partial t}\right) = f^0 \operatorname{sign}\left(\frac{\partial U}{\partial t}\right)$ . Тоді

$$P_{d3} = \frac{EF}{a} \left[ V + \frac{2f^0}{\pi\theta} \sqrt{1 - \left(\frac{V}{V_{\max}}\right)^2} \right], \quad (5)$$

де  $f^0 = \mu g \sin \alpha$  – дисипативний член;

$\alpha$  – кут відхилення осі свердловини від вертикалі (зенітний кут).

Осьові напруження в елементах бурильної колони при випадкових динамічних навантаженнях виражаються відношенням осьової динамічної сили до площі поперечного перерізу бурильної колони:

$$\sigma_{oc} = \frac{P_d}{F}. \quad (6)$$

Розглядаючи бурильну колону як довгомірний стержень, що складається з великої кількості елементів, необхідно враховувати розподіл амплітуд вертикальних віброшвидкостей і відповідних їм напружень по об'єму кожного з них. З врахуванням сказаного вище, напруження в елементах бурильної колони внаслідок дії осьових вібраційних навантажень визначатимуться як [8]:

$$\sigma_{oc \max} = A^* \sqrt{\rho E} \cdot V_{\max}, \quad (7)$$

де  $A^* = \sqrt{FJ/W}$  – коефіцієнт, який враховує розподіл амплітуд напружень і відносних віброшвидкостей по об'єму пружного елемента;

$F, J, W$  – відповідно площа, момент інерції та момент опору поперечного перерізу.

Крім осьових напружень, зумовлених дією осьової вібрації, в перерізах низу бурильної колони суттєвими також є напруження згину, спричинені втратою прямолінійної форми колони внаслідок її обертання або викривленням осі свердловини [9]. При цьому максимальні напруження згину визначаються як:

$$\sigma_{z2 \max} = \sigma_{z2} + \Delta \sigma_{z2 \max}, \quad (8)$$

де  $\sigma_{32} = \frac{EJ}{RW}$  – напруження згину, спричинені втратою колони прямолинійної форми внаслідок обертання колони при роторному бурінні, або внаслідок викривлення осі свердловини;

$R$  – радіус викривлення свердловини;

$\Delta\sigma_{32\max} = \frac{\Delta M_{32\max}}{W}$  – амплітуда максимальних напружень згину, зумовлених дією максимального згинального моменту в умовах вібрації колони.

Амплітуда найбільшого змінного згинального моменту  $\Delta M_{32}^{\max}$ :

$$\Delta M_{32}^{\max} = \frac{0,45 f \Delta P (2Q + \Delta P)}{\frac{4\pi^2 EJ}{l_n^2} + \frac{ql_n^2 \omega^2 \pi^2}{2g} - Q}, \quad (9)$$

де  $f = (D - d)/2$  – стріла прогину бурильної колони;

$d$  і  $D$  – відповідно зовнішній діаметр бурильного замка та внутрішній діаметр свердловини;

$Q$  – осьове статичне навантаження на ділянці колони, що для низу бурильної колони приймається рівним осьовому навантаженню на долото;

$\Delta P$  – амплітуда поздовжньої змушувальної сили,

$$\Delta P = P_D;$$

$\omega = \pi n/30$  – кутова швидкість колони;

$n$  – частота обертання колони;

$q$  – вага одного метра труби;

$g$  – пришвидшення вільного падіння;

$l_n$  – довжина півхвилі вигнутої колони, що визначається за формулою:

$$l_n = \frac{\pi}{\omega} \sqrt{\frac{g}{2} \left( \pm z + \sqrt{z^2 + \frac{4EJ\omega^2}{qg}} \right)}, \quad (10)$$

де  $z$  – віддаль від нейтрального перерізу ( $\sigma_{oc} = 0$ ) до перерізу колони, в якому визначають довжину півхвилі згину, знак плюс ("+") – для розтягнутої, а знак мінус ("-") – для стисненої частини колони.

У наведених виразах прогин обмежується стінками свердловини. Але при бурінні в нестійких породах, за наявності каверн та інших факторів створюються умови для збільшення стріли прогину, а, отже, і напружень. Збільшення динамічної складової навантаження на долото призводить до збільшення згинальних моментів та напружень в елементах бурильної колони, які в експлуатаційних умовах можуть перевищувати допустимі.

Враховуючи зміст виразів (7) і (8), максимальні напруження, що виникатимуть у поперечних перерізах елементів низу бурильної колони, визначатимуться як:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{oc\max} + \sigma_{32\max}. \quad (11)$$

В такий же спосіб встановлюється і закон зміни напружень як функція часу:

$$\sigma(t) = \sigma_{oc}(t) + \sigma_{32}(t). \quad (12)$$

Для кількісної оцінки амплітуд механічних коливань використовують різні випадкові абсолютні (розмірні) характеристики [10]. Основними з таких характеристик є дисперсія та спектральна щільність процесу. Дисперсія є енергетичною оцінкою процесу, має розмірність квадрату розмірності вимірюваного параметра і чисельно дорівнює середній потужності коливального процесу:

$$\sigma_{\sigma}^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} T^{-1} \int_0^T \sigma^2(t) dt = \int_{-\infty}^{\infty} \sigma^2 p(\sigma) d\sigma, \quad (13)$$

де  $T$ ,  $p(\sigma)$  – відповідно час ресстрації та густина розподілу напружень випадкового центрованого (з нульовим математичним очікуванням) процесу зміни напружень  $\sigma(t)$ .

Спектральна щільність коливання  $S_{\sigma}(f)$  в діапазоні частот від  $f_{\min}$  до  $f_{\max}$ , та дисперсія цього коливання у вказаному діапазоні частот пов'язані між собою рівністю Парсеваля:

$$\sigma_{\sigma}^2 = \int_{f_{\min}}^{f_{\max}} S_{\sigma}(f) df. \quad (14)$$

Мінімальна частота процесу  $f_{\min}$ , подана в спектральній щільності, як правило, визначається тривалістю аналізу, тобто повним періодом низькочастотної компоненти спектра.

Максимальна частота  $f_{\max}$  як верхня границя спектру може бути оцінена на основі вибору значущої частки дисперсії, наприклад 90-99%, що міститься між двома частотними межами, шляхом інтегрування спектральної щільності:

$$\int_{f_{\min}}^{f_{\max}} S_{\sigma}(f) df = (0,9 \div 0,99) \sigma_{\sigma}^2. \quad (15)$$

При вирішенні практичних завдань є також доцільним використання середнього абсолютного та середньоквадратичного значення вимірюваного параметра.

Досвід експлуатації бурильних колон показав, що надмірний вплив випадкових динамічних навантажень призводить до втомного руйнування її елементів. Через складність розрахунки на втомну міцність елементів бурильної колони на даний час мають здебільшого феноменологічний характер. При цьому вони розроблені, головним чином, для синусоїдального або з врахуванням вузькосмугових випадкових процесів нерегулярного навантаження, для яких порівняно просто визначаються рівні амплітуд напружень та їх повторюваність (цикл).

Опускаючи тривіальний опис доведення, що опирається на теорію ймовірності і теорію випадкових функцій, наведемо формулу [11, 12], за якою визначається довговічність  $T$  різьбового з'єднання під дією двокомпонентного змінного навантаження. При цьому обидва

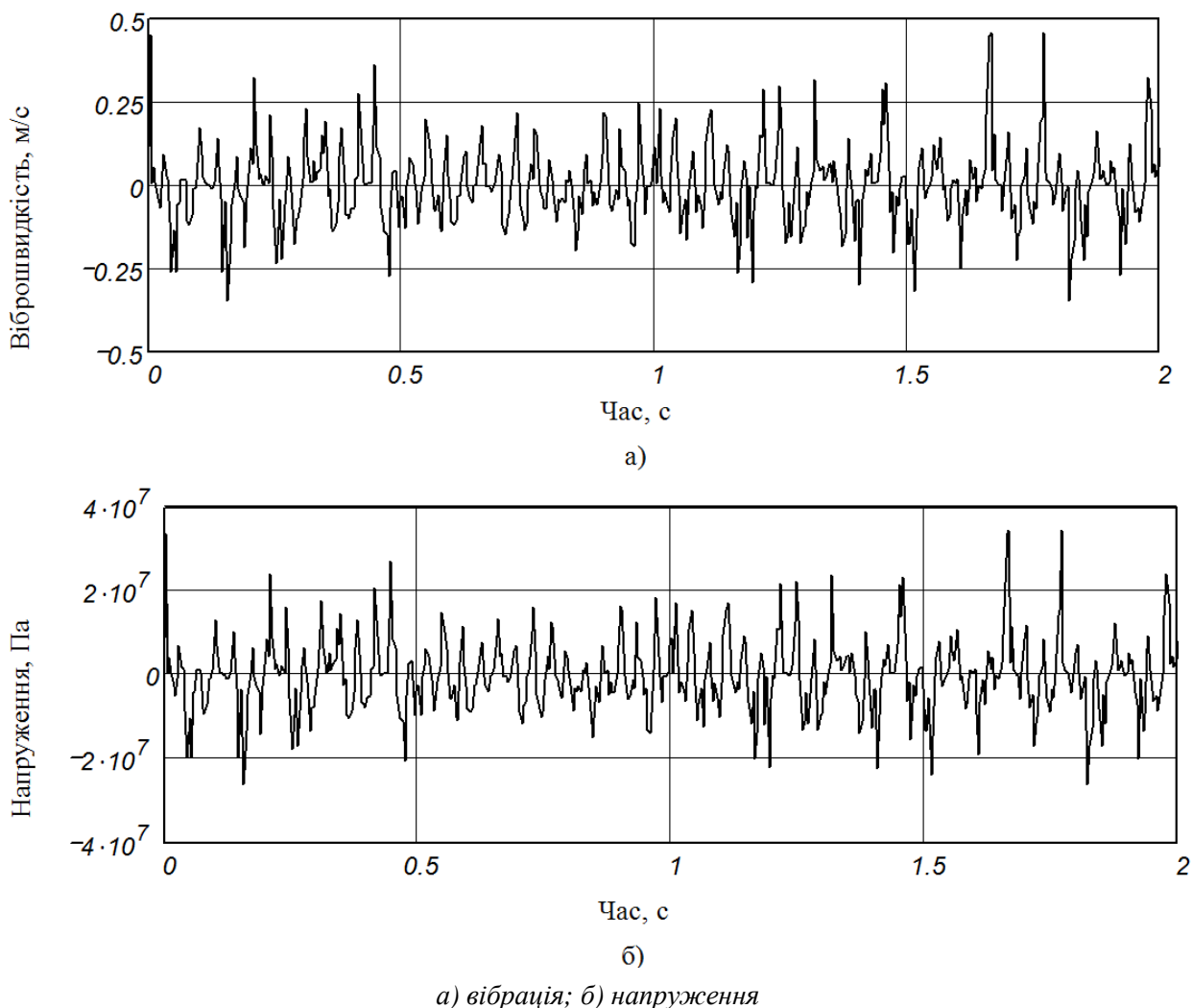


Рисунок 1 – Реалізація процесу коливань низу бурильної колони (свердловина Сагайдак-52 Стрийського ВБР)

компоненти є незалежними, розподіл амплітуд низькочастотної складової заданий в неперервній формі у вигляді густини ймовірності розподілу амплітуд  $p(M_a)$ , а високочастотна складова враховується значеннями спектральної густини діючих навантажень, що є стаціонарним нормальним випадковим процесом за час відпрацювання одного долота. Таким чином, довговічність можна описати виразом:

$$T = \left( a_p \cdot C \cdot \left[ \int_{\beta \cdot M_{-1g}}^{M_{\max}} M_{a_i}^m p(M_a) dM_a + \frac{W}{k} \cdot 2^{\frac{m}{2}} \cdot \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) \left( 2 \int_0^{\infty} f^{\frac{m}{2}} \cdot S(f) \cdot df \right)^{\frac{m}{2}} \right]^{-1} \right) \quad (16)$$

де  $a_p$  – коефіцієнт кореляції лінійної гіпотези сумування втомних пошкоджень,  $a_p = 1$ ;  
 $C$  – константа кривої втоми;

$M_{a_i} = \sigma_{a_i} W$  – амплітуда змінного згинального моменту;

$M_{-1g}$  – границя витривалості конструкції елемента колони;

$\beta$  – коефіцієнт, що враховує рівень навантажень, які впливають на втомне руйнування з'єднань,  $\beta = 0,5 \div 0,7$ ;

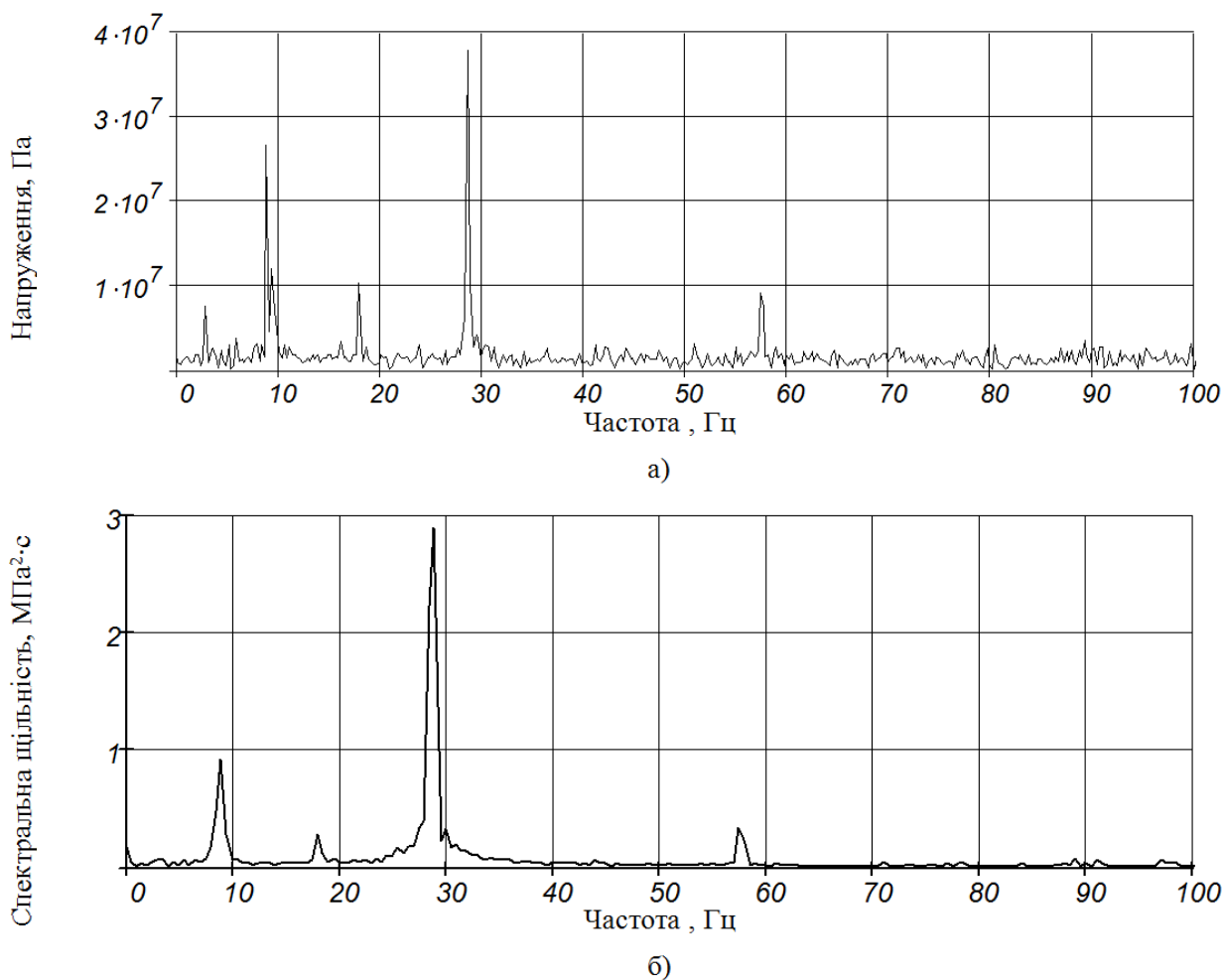
$k$  – коефіцієнт розподілу зовнішнього навантаження між елементами з'єднання;

$\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)$  – гама-функція Ейлера;

$m$  – показник нахилу кривої втоми замкових різьбових з'єднань (для ОБТ-146  $m = 5,4$ ; для ОБТ-178  $m = 5,7$ ; для ОБТ-203  $m = 5,9$ );

$S(f)$  – спектральна щільність високочастотних навантажень (вібрацій).

Якщо широкосмуговий процес навантаження подати сукупністю дискретних вузькосмугових складових, то залежність (15) набуде вигляду:



а) Фур'є-спектр напружень; б) спектральна щільність напружень

Рисунок 2 – Результати спектральної обробки коливань низу бурильної колони (Свердловина Сагайдак-52 Стрийського ВБР)

$$T = (a_p \cdot C) \cdot \left[ \sum_{M_{a_i} > \beta \cdot M_{-1g}}^{M_{\max}} M_{a_i}^m \cdot n_i + \frac{W}{k} \cdot 2^{\frac{m}{2}} \cdot \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) \left( \sum_{i=1}^n f_i^m S_{\sigma_i}^2 \right)^{\frac{m}{2}} \right]^{-1} \quad (17)$$

де  $n_i$  – число циклів повторення амплітуди  $M_{a_i}$  за весь період експлуатації елемента колони в свердловині;

$S_{\sigma_i}$  – середньоквадратичне значення  $i$ -ої вузькосмугової складової з центральною частотою  $f_i$ .

Характер залежностей (16) і (17) показує, що високочастотні складові спектру напружень значно зменшують довговічність колони. Навіть порівняно невеликі частки дисперсії, що припадають на високочастотну область спектра, суттєво впливають на кількісну оцінку довговічності.

Наведемо одну із реалізацій процесу вібраційного навантаження елементів низу буриль-

ної колони (рис. 1) на свердловині Сагайдак-52 Стрийського ВБР. Компонівка бурильного інструменту наступна: бурильні труби діаметром 140 мм; обважені бурильні труби діаметром 178 мм; долото діаметром 205,9 мм; навантаження на долото – 180 кН; частота обертання долота – 60 об/хв.; глибина свердловини – 4580 м. Як видно з результатів спектральної обробки (рис. 2) при вказаних осьовому навантаженні та частоті обертання долота найбільші напруження в перерізах бурильної колони спостерігаються в околі частот 8,7 Гц та 28,5 Гц, що відповідають ґрунтовій та зубковій частоті поздовжніх коливань долота. На цих же частотах спостерігаються і більші значення спектральних щільностей напружень: 0,87 МПа<sup>2</sup>·с і 2,9 МПа<sup>2</sup>·с відповідно.

Як свідчать розрахунки за формулами (16) і (17), розрахункове значення періоду напрацювання різьбового з'єднання до втомного руйнування становитиме 785 год. Водночас, без врахування високочастотної складової навантаження період напрацювання становитиме 1042 год. Робота бурильного інструменту протягом неврахованих 257 год є передумовою виникнення аварійної ситуації. Отже, при ви-

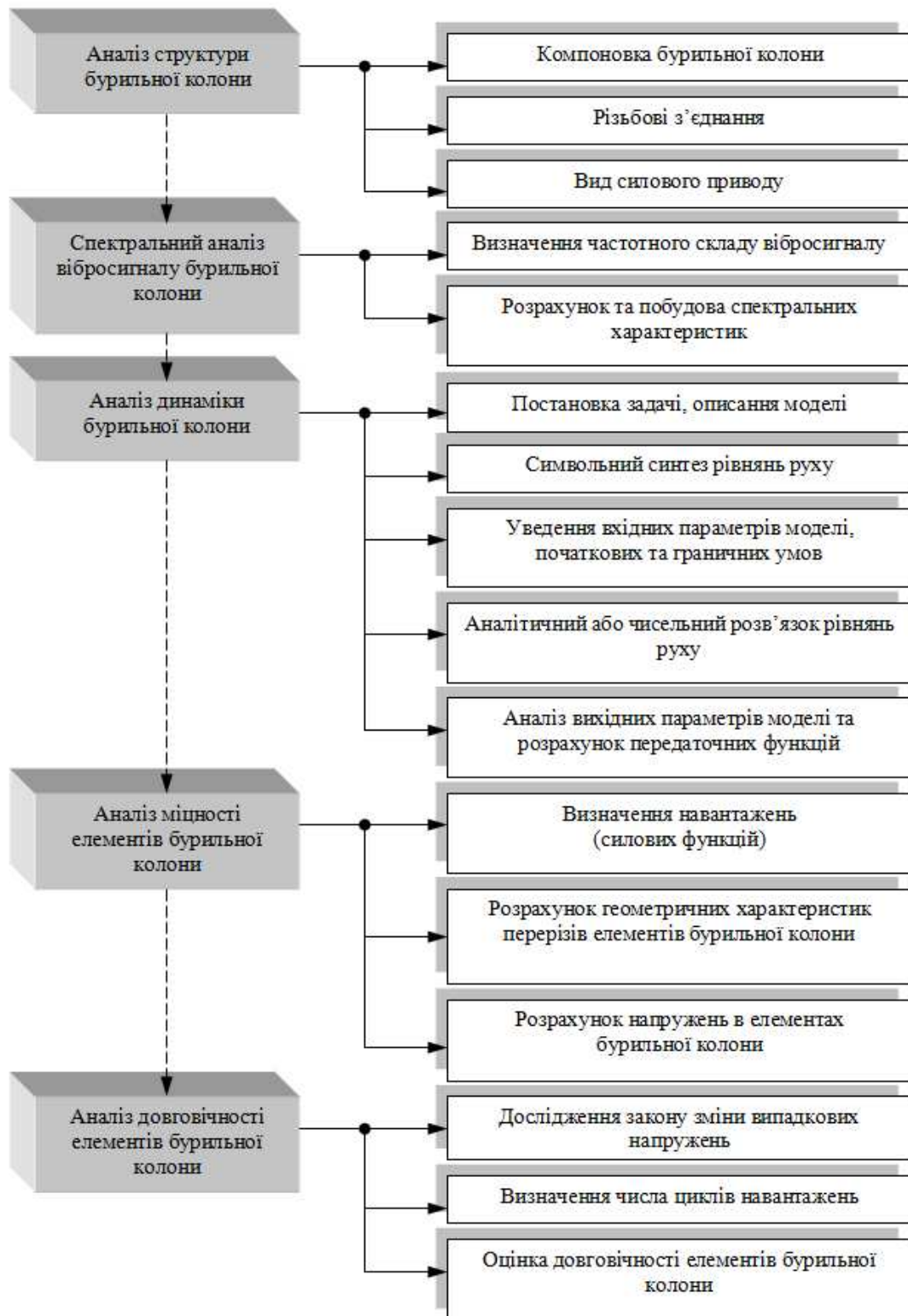


Рисунок 3 – Схема алгоритму для оцінки довговічності її елементів в умовах вібраційного навантаження

значенні довговічності елементів бурильної колони необхідно враховувати високочастотні складові процесу навантаження, що зумовлені вібраціями бурильної колони, якими за рекомендаціями, наприклад [13], в силу їх дійсно порівняно малого рівня, нехтують при практичних розрахунках.

Апробація на бурових підприємствах запропонованої методики розрахунку довговічності елементів бурильної колони в умовах вібраційного навантаження, алгоритм якої наглядно ілюструється на рисунку 3, дасть можливість впроваджувати техніко-технологічні заходи, спрямовані на зниження рівня вібрації до значень, які забезпечують достатній рівень міцності елементів колони.

**Література**

- 1 Огородников П.И. Вибросостояние буровой колонны в процессе углубления скважины / П.И. Огородников, Н.А. Реймерс. – Ивано-Франковск, изд-во ИФИНГ, 1986. – 11 с. – Деп. в УкрНИИТИ, 14.07.86.
- 2 Балицкий В.П. Экспериментальные исследования высокочастотных продольных колебаний буровой колонны / В.П. Балицкий // Обзор. информ. ВНИИОЭНГ, 1979. — №11. – С. 9-11. – Сер. Машины и нефтяное оборудование.
- 3 M. Veidt, A. Berezovski “Design And Application Of A Drill Pipe Fatigue Test Facility” Division of Mechanical Engineering, University of Queensland, Brisbane, QLD 4072, 2004.
- 4 João Carlos Ribeiro Plácido<sup>I,\*</sup>; Paulo Emílio Valadão de Miranda<sup>II</sup>; Theodoro Antoun Netto<sup>III</sup>; Pison Paranhos Pasqualino<sup>III,\*</sup>; Guilherme Farias Miscow<sup>II</sup>; Bianca de Carvalho Pinheiro<sup>III</sup> “Fatigue analysis of aluminum drill pipes” Received: July 19, 2004; Revised: October 20, 2005.
- 5 CFat Computes Pipe Stress Before, During, After Drilling // Upstream Technology. Excerpt from July 2007. Volume 2. Number 7.
- 6 Гриджук Я.С. Моделирование поперечных колебаний буровой колонны в среде MapleSim / Я.С. Гриджук // Вибрация в технике и технологиях. – 2011. – №1. – С. 80-87.
- 7 Симонов В.В. Влияние колебательных процессов на работу бурового инструмента / В.В. Симонов, Е.К. Юнин. – М.: Недра, 1977. – 216 с.
- 8 Балюк Б.К. Вибрационная прочность двигателей внутреннего сгорания / Б.К. Балюк. – Киев: Наукова Думка, 1983. – 104 с.
- 9 Лисканич М.В. Оцінка впливу згинальних навантажень та вібрацій на напружений стан бурової колони / М.В. Лисканич, Я.С. Гриджук, І.Й. Попадюк // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2004. – Вип. 38 (Том 8). – С. 56-61.
- 10 Добрынин С.А. Методы автоматизированного исследования вибрации машин: Справочник / С.А. Добрынин, М.С. Фельдман, Г.И. Фирсов. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.
- 11 Лисканич М.В. Оцінка математичних моделей розрахунку довговічності елементів бурової колони / М.В. Лисканич, Я.С. Гриджук, Б.Д. Борисевич // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2002. – № 2(3). – С. 48-52.
- 12 Лисканич М.В. Розрахунок показників надійності елементів КНБК при змінних навантаженнях / М.В. Лисканич, Я.С. Гриджук, А.П. Джус // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ: держ. міжвід. наук. – техн. зб. – Івано-Франківськ, 2001. – С. 256-260. – (Серія “Методи і засоби технічної діагностики”; вип. 38 (Том 8)).
- 13 Щербюк Н.Д. Накопление усталостных повреждений в резьбовых соединениях буровых колонн при нерегулярном нагружении / Н.Д. Щербюк, Ю.В. Дубленич, М.В. Лисканич // Обзор. информ. ВНИИОЭНГ, 1985. – Вып. 12. – С. 15-20. – Сер. Машины и нефтяное оборудование.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
27.03.12  
Рекомендована до друку професором  
Петриною Ю.Д.*

## КОНТРОЛЬ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ СИСТЕМ ПІДТРИМАННЯ ПЛАСТОВОГО ТИСКУ

Л.М. Заміховський, Ю.В. Паньків

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 48000,  
e-mail: ktsu@nimg.edu.ua

*Вирішується актуальне науково-технічне завдання розробки методу та засобів контролю технічного стану відцентрових насосних агрегатів (ВНА) системи підтримання пластового тиску для підвищення надійності їх експлуатації та забезпечення більш повного використання ресурсу. Розглянуто особливості роботи насосних агрегатів у системі підтримання пластового тиску, причини і фактори, що зумовлюють виникнення їх дефектів та відмов. Проведено аналіз відцентрового насосного агрегату як об'єкта вібродіагностики та розроблено його діагностичну модель. Наведено аналіз результатів експериментальних досліджень зв'язку зміни вібрації робочих органів ВНА зі зміною їх технічного стану, визначено діагностичну ознаку – суму добутків значень амплітуди віброшвидкості експериментально визначених найбільш інформативних частотних складових на відповідні вагові коефіцієнти та розроблено на їх основі новий метод контролю. Розроблено методичне, технічне і програмне забезпечення для реалізації запропонованого методу контролю стану ВНА.*

Ключові слова: технічний стан, технічна діагностика, відцентровий насосний агрегат, підтримання пластового тиску, відмови, дефекти, діагностична ознака.

*Решается актуальная научно-техническая задача разработки метода и средств контроля технического состояния центробежных насосных агрегатов (ЦНА) системы поддержания пластового давления для повышения надежности их эксплуатации и обеспечения более полного использования ресурса. Рассмотрены особенности работы насосных агрегатов в системе поддержания пластового давления и причины и факторы возникновения их дефектов и отказов, проведен анализ центробежного насосного агрегата как объекта вибродиагностики и разработана его диагностическая модель. Приведен анализ результатов экспериментальных исследований связи изменения вибрации рабочих органов ЦНА с изменением их технического состояния, определен диагностический признак - сумма произведений значений амплитуды виброскорости экспериментально определенных наиболее информативных частотных составляющих на соответствующие взвешивающие коэффициенты и разработан на их основе новый метод контроля. Разработано методическое, техническое и программное обеспечение для реализации предложенного метода контроля состояния ЦНА.*

Ключевые слова: техническое состояние, техническая диагностика, центробежный насосный агрегат, поддержание пластового давления, отказы, дефекты, диагностический признак.

*There was solved the vital scientific and technical problem related to devising the control method and facilities for technical state of centrifugal pump units (CPU) used in the systems of formation pressure maintainini aiming at increasing the reliability of their exploitation in our research. The main features of CPU operation, reasons and factors which lead to their defects and breakdowns were considered to solve the set objective. The analysis of current diagnostical methods in relation to CPU was performed. On the basis of the carried out analysis of the current problem state, the purpose and tasks for further work were defined. The analysis of the centrifugal pump unit as an object of vibrodiagnostics was performed, it allowed us to define and confirm experimentally the availability of possible vibration sources of CPU and its diagnostical model was developed. We made the analysis of experimental researches concerning the relation of CPU operating parts vibration changes to their technical state changes, the diagnostical value was defined, and a new control method was developed basing on it. The sum of products of values of vibration velocity amplitude of the most informative experimentally defined frequency components to corresponding weight coefficients was taken as a diagnostic value. The methodologic instructions, hardware and software for the implementation of the new control method of CPU technical state was developed.*

Keywords: technical state, technical diagnostics, centrifugal pump aggregate, stratum pressure support, refusals, defects, diagnostical value.

**Вступ.** На сьогодні більшість обладнання нафтогазового комплексу України, термін експлуатації якого становить 25-30 років, вичерпало свій ресурс. Це обумовлює значну кількість відмов і аварій. Через низку причин, зазвичай економічних, неможливо провести заміну на нове обладнання, тож актуальності набуває проблема забезпечення надійної та ефективної роботи обладнання нафтогазового комплексу, зокрема відцентрових насосних агрегатів (ВНА), що використовуються в системі підтримання пластового тиску (ПТТ). Останні призначені для підвищення нафтовіддачі виснаже-

них пластів нафтових родовищ України – інтенсифікації процесу видобутку нафти.

Існуюча система планово-попереджувальних ремонтів (ППР) перешкоджає вирішенню вказаної проблеми, оскільки терміни проведення поточних та капітальних ремонтів обладнання встановлюють за середньостатистичними даними. Попри внесення коректив, спроби встановити оптимальні об'єми і періодичність проведення операцій по контролю технічного стану і ремонту, які б забезпечили мінімізацію витрат на ці операції і втрати від можливого виходу з ладу визначеного числа

обладнання, систему ППР не можна визнати достатньо ефективною.

Від безаварійної роботи ВНА значною мірою залежить інтенсивність видобування нафти, у зв'язку з чим проблемі підвищення надійності і ефективності експлуатації обладнання приділяється значна увага. Крім того, на сьогодні відсутні загальноприйняті методи діагностування ВНА системи ППТ, які дозволяють отримувати достовірну інформацію про їх технічний стан і проводити ремонт за фактичною потребою. У зв'язку з цим виникають численні відмови та аварії, а збитки, що пов'язані з ремонтом ВНА, не обмежуються лише вартістю запасних частин – необхідно враховувати також збитки, зумовлені їх простоями у зв'язку з ремонтом. В результаті простою системи ППТ знижується загальна ефективність роботи всієї системи нафтовидобування. Тому розроблення нових методів і засобів для оперативного контролю технічного стану ВНА, використання яких дозволить підвищити експлуатаційні показники роботи ВНА і дасть змогу значно знизити витрати на їх ремонт і обслуговування, є важливим науковим та народногосподарським завданням.

#### Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Аналіз літератури на дану тему з метою пошуку прикладів чи еталонів спектральних розподілів віброакустичних показників контрольних точок відцентрових насосних агрегатів при розвитку в них різних дефектів значних результатів не дав. Останній діючий нормативний документ [1] був затверджений понад 20 років тому і не відповідає сучасному рівню розвитку методів та засобів віброакустичної діагностики. На даний час також відсутній єдиний стандарт стосовно нормування вібрації відцентрових насосів, хоча певні роботи в цьому напрямку ведуться [2].

Необхідно відзначити, що насосне обладнання систем ППТ є найбільш енергомістким відносно інших видів устаткування нафтопромислу. На його частку припадає до 60% споживаної нафтопромислами електроенергії [3]. Якщо допустити зниження ККД ВНА внаслідок погіршення технічного стану хоча б на 1% (паспортне значення ККД становить 72%, а потужність двигуна електропривода – 1600 кВт), то це призведе до значних економічних втрат. Отже, підвищення ефективності використання насосного устаткування КНС дозволить скоротити витрати на закачування води, а, отже, знизити собівартість нафти, що видобувається.

У системах ППТ нафтових родовищ Західної України здебільшого використовуються відцентрові насосні агрегати (ВНА) типу ЦН-150 і ЦНС-180 з подачею  $150 \div 180 \text{ м}^3/\text{год}$  і тиском нагнітання  $10 \div 25 \text{ МПа}$ . Вся серія агрегатів добре уніфікована, регулювання робочих характеристик досягається за рахунок варіювання числа ступенів (секцій) [3].

За конструктивним виконанням ці насоси є відцентровими, горизонтальними, багатосекційними, з одностороннім розташуванням коліс, з розвантажувальною гідроп'ятою, підшип-

никами ковзання і кінцевими ущільненнями комбінованого типу (щілинне ущільнення і ущільнення з м'якою сальниковою набивкою). Деталі проточної частини (направляючі апарати і робочі колеса), а також розвантажувальний диск і захисні втулки валу виготовляються з корозійностійкої хромованої сталі. Досвід експлуатації промислових відцентрових насосів показав, що ресурс їх роботи значною мірою залежить від якості виготовлення деталей насосів і агресивності перекачуваного середовища. Згідно з паспортними даними [4] вказані насоси призначені для роботи на чистій неагресивній воді із вмістом механічних домішок не більше 0,1% за масою та розміром твердих частинок не більше 100 мкм [4]. На такій воді ВНА працюють протягом тривалого часу практично без відмов. Натомість низький ресурс роботи спостерігається у насосів, що перекачують стічні води із вмістом солей до 260 г/л, сірководню до 200 мг/л і вуглекислого газу до 300 мг/л. При цьому ресурс роботи насосів з деталями з чавуну складає 700–1000 год, а ККД насоса знижується до 30–36%. Ресурс роботи насосів в корозійностійкому виконанні при перекачуванні стічних вод, що містять сірководень, не перевищує 3500 год. Ресурс роботи насосів при роботі на найбільш агресивних стічних водах (особливо тих, що містять сірководень) не перевищує 500 год. (26 діб) [5].

Досвід діагностування відцентрових насосів у країнах ближнього і дальнього зарубіжжя, що експлуатуються у хімічній, нафтогазовій і багатьох інших галузях промисловості, дозволяє виділити два основних напрямки розвитку методів діагностування технічного стану стосовно ВНА для систем ППТ [6], які не виключають, а взаємно доповнюють один одного і можуть стати основою для створення комплексної системи діагностування ВНА:

- методи параметричної діагностики;
- методи віброакустичної діагностики.

Кожен з цих методів має свої переваги і недоліки. Методи параметричної діагностики передбачають визначення технічного стану насосних агрегатів за робочими параметрами, основними з яких є: напір насоса  $H$ , м.; потужність насоса  $N$ , кВт; об'ємна подача насоса  $Q$ ,  $\text{м}^3/\text{год}$ ; ККД насоса,  $\eta$ ; енергетичні параметри електропривода (напруга, частота, сила струму).

У міру зношування елементів проточної частини працездатність ВНА зменшується, знижуються значення його параметрів  $Q, H, N$  і  $\eta$ , що зумовлено збільшенням об'ємних втрат (знос міжступінчастих ущільнень і деталей вузла розвантаження), зменшенням робочої площі лопатей коліс (абразивний, корозійний і кавітаційний знос робочої поверхні, особливо вхідних кромок лопатей), збільшенням гідравлічного опору (підвищення шорсткості робочих поверхонь коліс і направляючих апаратів).

В таблиці 1 зведено робочі параметри насоса та методи їх вимірювання.

Методи віброакустичної діагностики, які знайшли широке застосування в багатьох галузях промисловості для оцінки технічного стану

Таблиця 1 – Робочі параметри ВНА та методи їх вимірювання

Параметр	Метод або засіб вимірювання, формула
Тиск на вході в насос $P_1$ , Па	Манометр для точних вимірювань
Тиск на виході з насоса $P_2$ , Па	Те ж саме
Густина рідини $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Ареометр загального призначення Вимірювання щільності зважуванням рідини
Напір насоса $H$ , м:	$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g}$
ККД насоса $\eta$	$\eta = \eta'_m \cdot \eta_{вн}$
Механічний ККД насоса (втрати в опорах і сальниках) $\eta'_m$	Приймається постійним за довідковими даними
ККД насоса внутрішній $\eta_{вн}$	$\eta_{вн} = \frac{1}{1 - \alpha_p \cdot T + C_p \cdot \rho \cdot \frac{\Delta T}{\Delta p}}$
Коефіцієнт ізобарного розширення рідини $\alpha_p$	Довідкові дані
Середня температура абсолютна $T$ , К	$T = \frac{T_1 + T_2}{2} = 273 + \frac{t_1 + t_2}{2}$
Температура рідини на вході та виході насоса $t_1, t_2$ °С	Термометр опору, термопари тощо
Масова теплоємність рідини $C_p$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	Довідкові та експериментальні дані
Потужність насоса $N$ , кВт.	$N = N_{об} \cdot \eta_{об}$
Потужність, споживана електродвигуном, $N_{об}$ , кВт	Комплект вимірювань з використанням щитових приладів (вольтметри, амперметри)
ККД електродвигуна $\eta_{об}$	Характеристика $\eta_{дв} = f(N_{дв})$ для даного двигуна
Подача насоса $Q$ , м <sup>3</sup> /с	Витратомір на виході насоса

машин і механізмів, елементи яких в процесі експлуатації генерують віброакустичні коливання, є значно перспективнішими, оскільки для визначення технічного стану ВНА необхідно виміряти лише параметри вібрації, яка виникає під час роботи ВНА, в найбільш віброактивних місцях на його корпусі. Визначення технічного стану агрегату за вібраційними параметрами і характеристиками проводиться як за наявною інформацією про вібраційний стан ВНА в поточний момент часу, так і на основі аналізу тенденції зміни її в часі.

Процедура контролю технічного стану ВНА за параметрами і характеристиками вібраційного процесу вимагає визначення норм останніх. Методика розроблення норм вібрацій детально описана в [7] та розглядається в [8]. З трьох можливих вимірюваних значень параметрів вібрації (амплітуда переміщень, швидкість коливань, прискорення) для оцінки технічного стану рекомендується використовувати швидкість коливань (віброшвидкість), оскільки цей параметр найбільш повно характеризує енергію коливального процесу.

Отже, для виявлення дефектів у ВНА за інформативні ознаки можна використовувати

та аналізувати такі технологічні параметри, як тиск, температура, швидкість, потужність, вібрація, стан мастила та інші [9]. В таблиці 2 наведено порівняльний аналіз типових дефектів, які можуть визначатися за допомогою ряду технологічних параметрів, таких як тиск, потужність, температура, вібрація та ін.

Як видно з табл. 2, майже усі дефекти можна виявляти за рівнем вібрації агрегату. Тому, використання методів віброакустичної діагностики для контролю технічного стану ВНА є очевидною перевагою. Хоча механічна вібрація і є найпоширенішою причиною, що обмежує надійність і довговічність ВНА та спричиняє виникнення і розвиток дефектів їх елементів і вузлів, саме параметри і характеристики вібраційних процесів у порівнянні з іншими володіють найбільшою інформативністю по відношенню до найпоширеніших дефектів ВНА, на чому, власне, і базуються методи віброакустичної діагностики машин. Таким чином, основні положення віброакустичної діагностики машин і механізмів може бути основою, на якій розроблятиметься метод контролю стану ВНА.

Слід зазначити, що безпосереднього вимірювання вібраційних параметрів і характерис-

Таблиця 2 – Вплив дефектів ВНА на зміну їх технологічних параметрів

Дефект	Зміна параметра								
	Витік води	Лінійні розміри	Потужність	Тиск	Швидкість	Вібрація	Температура	Забруднення мастила	Витік мастила
Знос робочого колеса		+	+	+	+	+	+		
Знос ущільнення	+	+		+	+			+	
Зміна форми робочого колеса			+	+	+	+	+		
Пошкодження підшипників ковзання		+	+		+	+	+	+	+
Знос підшипників ковзання		+				+	+	+	
Дефекти системи охолодження	+			+			+	+	
Дефекти клапанів	+			+		+	+		
Відхилення від горизонтального рівня під час монтажу						+			
Дисбаланс						+			
Неспіввісність валів		+				+			

тик ВНА може виявитися недостатньо. Варто також провести експериментальні дослідження, які б дали змогу оцінювати рівень їх вібрації в залежності від дії таких чинників: режимних та конструктивних параметрів ВНА, а також найбільш розповсюджених дефектів - ступеня балансування ротора, неспіввісності, типу муфти, розміру робочого колеса та ін.

За результатами наведеного вище аналізу очевидним є висновок, що застосування віброакустичних методів є найбільш оптимальним варіантом з точки зору ефективності та простоти процедури проведення контролю, оскільки буде використовуватися лише один інформативний параметр – вібрація ВНА, за зміною якої можна визначати практично усі поширені дефекти.

#### Невирішені частини загальної проблеми.

Проведений аналіз методів діагностування ВНА в процесі експлуатації [6,10,11] показав, що методи параметричної діагностики, які використовують за діагностичні ознаки параметри робочих процесів ВНА – потужність, подачу, напір, ККД, температуру тощо, не набули промислового впровадження в зв'язку з їх складністю та необхідністю вимірювання і врахування дії багатьох робочих та супутніх параметрів. Найбільш перспективними є методи віброакустичної діагностики, що базуються на використанні діагностичної інформації, яка міститься в коливних процесах, що генеруються вузлами і елементами машин та механізмів у процесі їх експлуатації. Однак результатів до-

сліджень, пов'язаних з встановленням закономірностей зміни характеристик коливних процесів, обумовлених зміною технічного стану ВНА, знайдено не було, що вказує на відсутність загальноприйнятих методів їх вібродіагностування.

#### Формування цілей статті

Дослідження умов виникнення і аналіз поступових відмов ВНА засвідчили, що основною їх причиною є зношування робочих органів, зумовлене як режимними, так і конструктивними та експлуатаційними чинниками. Однією із основних причин виникнення дефектів, зокрема величини зношення, є вібрація, яка не лише призводить до зношування елементів та вузлів ВНА, але й до зміни геометричних розмірів останніх, що зумовлено їх зношуванням, викликає подальше збільшення рівня вібрації ВНА. На практиці спостерігається, що найбільша кількість відмов виникає у тих ВНА, які використовуються для роботи на підтоварних водах, обсяги закачування яких в пласт останнім часом постійно зростають, що значно зменшує фактичний робочий ресурс ВНА. Тому актуальною є задача оперативного контролю технічного стану ВНА для проведення їх ремонту за фактичною потребою та попередження виникнення відмов і аварійних ситуацій.

Сучасні методи діагностування ВНА розвиваються, в основному, за двома окремими напрямками, один з яких базується на використанні в якості діагностичних ознак параметрів робочих процесів ВНА – потужності, подачі,

напору, ККД, температури тощо (методи параметричної діагностики), а другий – параметрів супутніх процесів, що супроводжують роботу ВНА, таких як шум і вібрація (методи віброакустичної діагностики).

Що стосується методів параметричної діагностики, то вони здебільшого не набули промислового впровадження в зв'язку з їх складністю та необхідністю вимірювання та врахування дії багатьох робочих та супутніх параметрів. Як свідчить аналіз, сьогодні більш широкого промислового застосування набувають методи та засоби віброакустичної діагностики. Проте на даний час відсутні спеціально розроблені методи діагностування елементів і вузлів ВНА, що застосовуються в системах ППТ.

Основною метою роботи є забезпечення надійності та ефективності експлуатації ВНА системи ППТ за рахунок оперативної і вірогідної інформації про його фактичний технічний стан, який визначається розробленими методом і системою контролю.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- розробити логічну діагностичну модель ВНА, яка дасть змогу відстежити напрямок розвитку дефектів, класифікувати їх та визначити зв'язок з відмовами.

- провести аналітичні дослідження методу контролю технічного стану ВНА з використанням основних положень віброакустичної діагностики машин;

- визначити діагностичну ознаку технічного стану ВНА та дослідити характер її зміни;

- розробити метод контролю технічного стану ВНА за показниками вібрації.

**Висвітлення основного матеріалу дослідження.** Проведено аналіз ВНА з точки зору об'єкта вібродіагностики [12], що дало змогу згодом розробити його діагностичну модель на базі причинно-наслідкової логічної діагностичної моделі [13].

Для глибшого розуміння процесів, що відбуваються у ВНА, та полегшення розроблення його діагностичної моделі було побудовано функціональну схему ВНА (рис. 1). Аналізуючи структуру ВНА, можна виділити три основні його функціональні частини: приводний електродвигун, з'єднувальну муфту та насос. У порівнянні з приводним електродвигуном, відцентровий насос є більш віброактивною частиною ВНА, що зумовлено його більшою конструктивною складністю та значними діючими навантаженнями. Практично всі основні вузли та деталі ВНА зв'язані між собою тим чи іншим чином. Умовно можна виділити п'ять типів взаємозв'язків: жорстке з'єднання, кінематичне з'єднання, сухе та напівсухе тертя, гідродинамічне тертя, електромагнітні сили (ротатор-статор приводного двигуна). Жорстке з'єднання не відіграє суттєвої ролі і, якщо не брати до уваги те, що з часом якість цього з'єднання погіршується (як приклад, виникнення люфту робочих коліс відносно валу через вимивання водою кріпильних шпонок), то впливом цього виду

з'єднання можна знехтувати при дослідженні поведінки ВНА.

Кінематичне з'єднання валів електродвигуна та відцентрового насоса за допомогою зубчастої муфти також має відносно незначний вплив на процес роботи ВНА: від стану муфти залежить лише віброактивність агрегату. Натомість найбільш важливими видами взаємозв'язків є вищезазначені сили тертя, на подолання яких в процесі роботи агрегата затрачається значна частина енергії привода і яка, відповідно, перетворюється в шум та вібрацію або в теплову енергію. Оскільки тиск рідини, що перекачується, на кожну ступінь відцентрового насоса є різним, відповідно і різною буде для них робота, що виконуватиметься силами тертя. Останнє також потрібно брати до уваги при побудові моделі ВНА.

При побудові діагностичної моделі ЦНС-180 приймаємо за вихідну інформацію його спрощену схему (рис. 1), враховуючи, по можливості, всі основні взаємозв'язки його деталей і вузлів, а також їх вплив на роботу ВНА.

Основні структурні одиниці ЦНС-180-1900 згруповано в блоки і позначено символами  $P_1 \dots P_n$ . Входи блока  $P_i$ , які є зовнішніми входами позначаються через  $X_1 \dots X_m$ , входи блока  $P_i$ , які є виходами інших блоків –  $Y_{i,1} \dots Y_{i,n}$ , а виходи блока  $P_i$  –  $Z_{i,1} \dots Z_{i,n}$ , де  $i = (1, n)$ . Кожен блок має число входів (виходів), рівне числу його вихідних (вхідних) параметрів. Спрощену структурну схему зображено на рис. 2.

Робочими частинами ВНА є: електродвигун (вал  $P_1$ , обмотка статора (статор)  $P_4$ , обмотка ротора (ротатор)  $P_5$ , перший підшипник  $P_6$  і другий підшипник  $P_7$ ); муфта  $P_2$  та насос (вал  $P_3$ , перший підшипник  $P_8$ , другий підшипник  $P_9$ , торцеві ущільнення  $P_{10}$ , розвантажувальний диск  $P_{11}$ , робоче колесо  $P_{12}$ , міжступінчасте ущільнення  $P_{13}$ , направляючий апарат  $P_{14}$  і корпус ступені  $P_{15}$ ).

На елементи діють:

$X_1$  – сила реакції опор фундаменту;

$X_2$  – сила тертя мастила;

$X_3$  – сили електромагнітної взаємодії;

$X_4$  – сила опору рідини.

Блоки ВНА поєднуються між собою такими зв'язками:

вихідна  $Z_{4,5}$  і вхідна  $Y_{5,4}$  сили електромагнітної взаємодії статор-ротатор електропривода;

вихідна  $Z_{5,1}$  і вхідна  $Y_{1,5}$  сили натягу ротора на валу електропривода;

вихідна  $Z_{1,2}$  і вхідна  $Y_{2,1}$  сили обертового моменту валу електропривода;

вихідна  $Z_{3,2}$  і вхідна  $Y_{2,3}$  комплексні сили реакції ВНА (опір рідини, тертя, гідродинамічні ефекти);

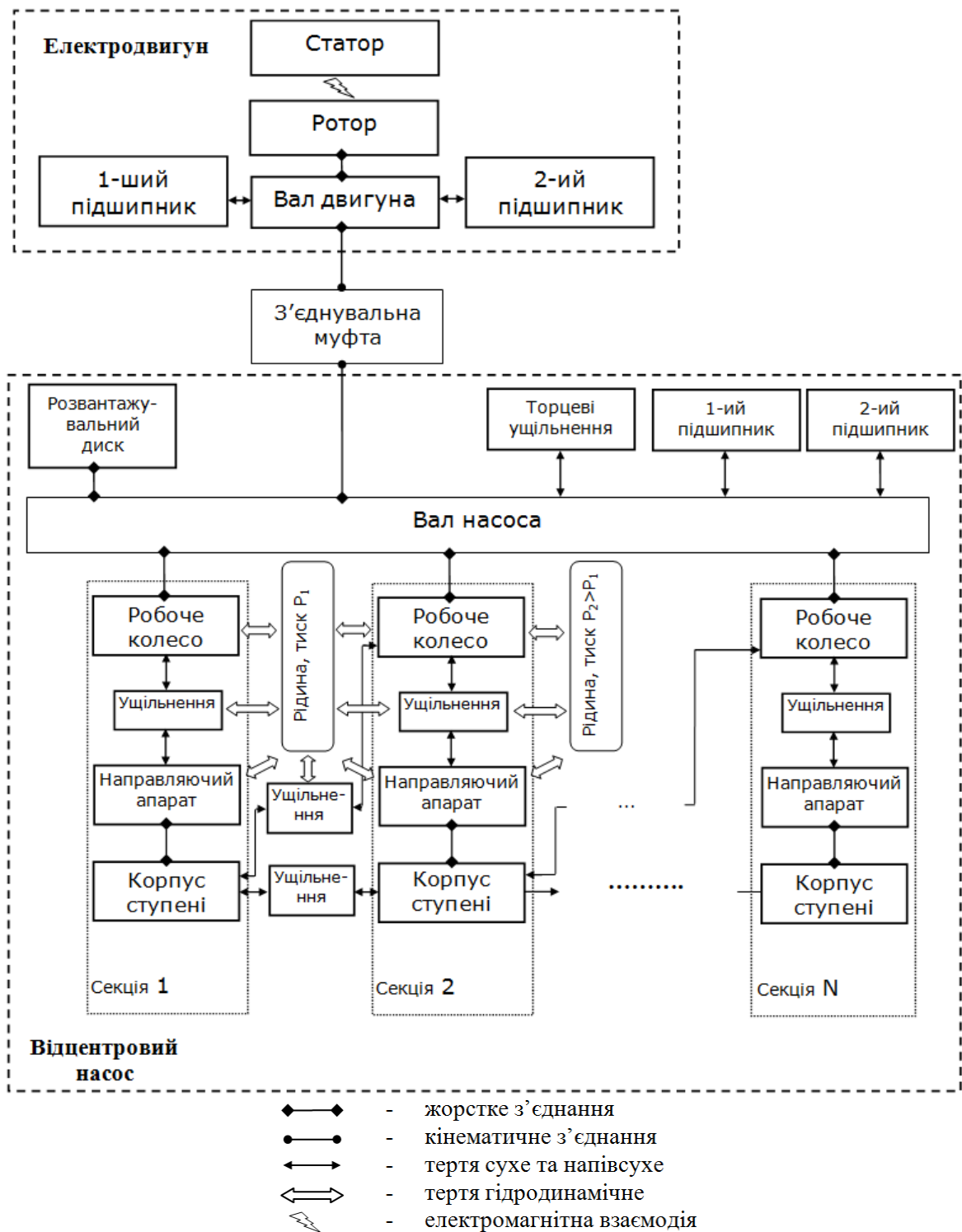


Рисунок 1 – Функціональна схема відцентрового насосного агрегату

вихідна  $Z_{12,3}$  і вхідна  $Y_{3,12}$  сили натягу робочого колеса на валу;

вихідна  $Z_{3,10}$  і вхідна  $Y_{10,3}$  сили тертя валу та кінцевих ущільнень;

вихідна  $Z_{13,12}$  і вхідна  $Y_{12,13}$  сили тертя між робочим колесом та міжступінчастих щільних ущільненнях;

вихідна  $Z_{13,14}$  і вхідна  $Y_{14,13}$  сили гідродинамічної взаємодії (завихрення, кавітація).

Як можна бачити з побудованої моделі, найбільші сили прикладені до зубчастої муфти, яка є найслабшою ланкою у системі, а також до системи «робоче колесо – вал насоса».

На основі складеної функціональної схеми ВНА типу ЦНС-180-1900 було розроблено його логічну модель (рис. 3). Для цього кожен блок ВНА замінювався спрощеним блоком з відповідними зв'язками. Логічна діагностична модель дає наочне уявлення про найбільш схильні до виникнення дефектів елементи та вузли

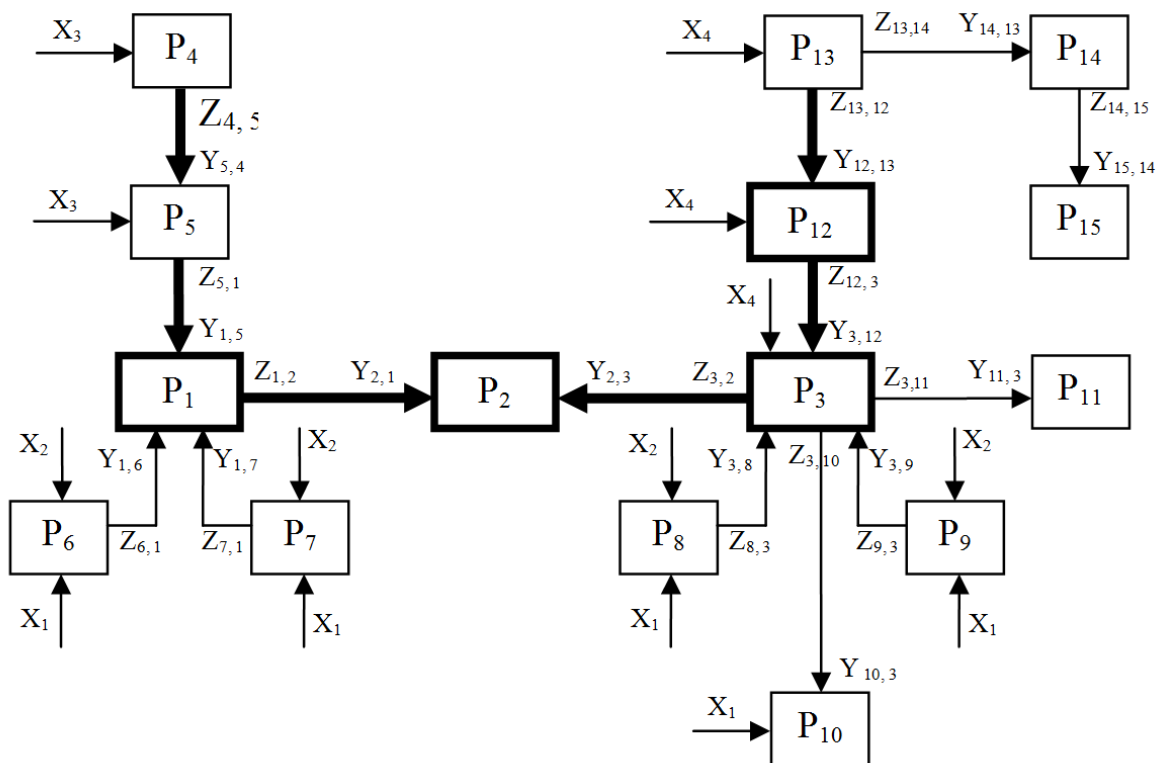


Рисунок 2 – Спрощена структурна схема ВНА

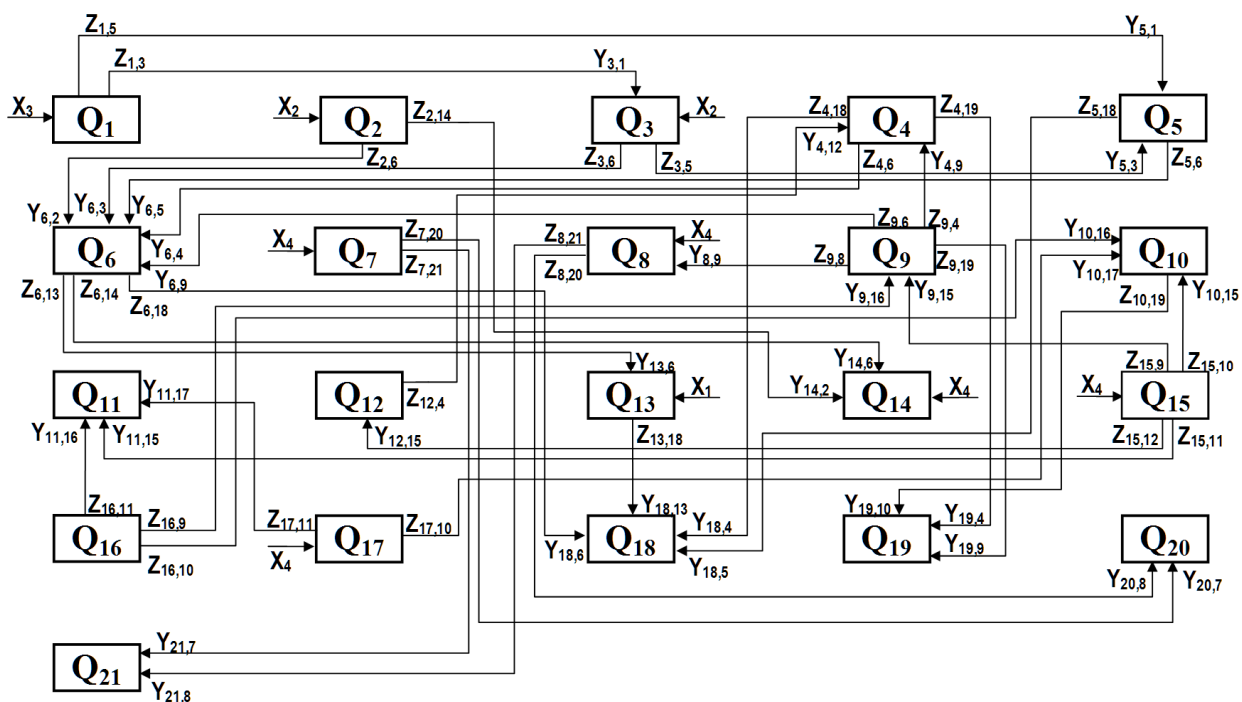


Рисунок 3 – Логічна діагностична модель насосного агрегату типу ЦНС-180-1900

ВНА, а також зв'язки структурних і діагностичних параметрів, що в кінцевому результаті дозволить вибрати діагностичні ознаки і покласти їх в основу методу контролю стану ВНА, який розробляється. Основні структурні одиниці ЦНС-180-1900 згруповано в блоки і позначено символами  $P_1 \dots P_n$ . Входи блока  $P_i$ , які є

зовнішніми входами, позначаються через  $X_1 \dots X_m$ , входи блока  $P_i$ , які є виходами інших блоків –  $Y_{i,1} \dots Y_{i,n}$ , а виходи блока  $P_i$  –  $Z_{i,1} \dots Z_{i,n}$ , де  $i = (1, n)$ . Кожен блок має число входів (виходів), рівне числу його вихідних (вхідних) параметрів.

В загальному випадку функціональній схемі відповідає підмножина блоків логічної моделі із множини  $Q_1 \dots Q_n$ . Для даного випадку  $n=21$ , а саме:  $Q_1$  – електромагнітні дефекти двигуна;  $Q_2$  – збільшення зазора в підшипниках ВНА;  $Q_3$  – збільшення зазора в підшипниках електродвигуна (ЕД);  $Q_4$  – викривлення вала ВНА;  $Q_5$  – викривлення вала ЕД;  $Q_6$  – заклинювання (вибоїни, биття, нерівномірний знос, підвищені зазори між зубами) та знос муфти;  $Q_7$  – знос кінцевих сальникових ущільнень;  $Q_8$  – знос міжступінчастих ущільнень;  $Q_9$  – викривлення форми робочих коліс;  $Q_{10}$  – знос робочих коліс;  $Q_{11}$  – знос корпусу ВНА та направляючих апаратів;  $Q_{12}$  – знос вала;  $Q_{13}$  – ослаблення кріплень фундаменту;  $Q_{14}$  – зачіпання робочими колесами направляючих апаратів;  $Q_{15}$  – абразивний знос;  $Q_{16}$  – корозійний знос;  $Q_{17}$  – кавітаційне руйнування;  $Q_{18}$  – порушення співвісності валів насоса і двигуна;  $Q_{19}$  – дисбаланс;  $Q_{20}$  – механічні втрати;  $Q_{21}$  – гідравлічні втрати. На вузли та елементи ВНА додатково діють наступні сили:  $X_1$  – сила реакції опор фундаменту;  $X_2$  – сила тертя мастила;  $X_3$  – сили електромагнітної взаємодії;  $X_4$  – сила опору рідини.

Електромагнітні дефекти електродвигуна  $Q_1$ , що викликають надлишкові навантаження на його ротор, призводять до збільшення зазора в підшипниках ВНА  $Q_3$  (зв'язок вихід  $Z_{1,3}$  – вхід  $Y_{3,1}$ ) та викривлення вала ЕД  $Q_5$  (зв'язок вихід  $Z_{1,5}$  – вхід  $Y_{5,1}$ ). До наслідку  $Q_5$  призводить також зв'язок від  $Q_3$  (зв'язок вихід  $Z_{3,5}$  – вхід  $Y_{5,3}$ ) – через збільшення зазора ЕД може деформуватися його вал. Досить поширений дефект  $Q_6$  – заклинювання та зношення муфти – може бути зумовлений цілим рядом причин: внаслідок збільшення зазорів у підшипниках ВНА  $Q_2$  (зв'язок вихід  $Z_{2,6}$  – вхід  $Y_{6,2}$ ) та у підшипниках ЕД  $Q_3$  (зв'язок вихід  $Z_{3,6}$  – вхід  $Y_{6,3}$ ). Спричинює зношення муфти також викривлення вала ВНА  $Q_4$  (через зв'язок вихід  $Z_{4,6}$  – вхід  $Y_{6,4}$ ) та викривлення вала ЕД  $Q_5$  (зв'язок вихід  $Z_{5,6}$  – вхід  $Y_{6,5}$ ). Викривлення форми робочих коліс  $Q_9$  також у деяких випадках може спричинити дефекти муфти  $Q_6$  (зв'язок вихід  $Z_{9,6}$  – вхід  $Y_{6,9}$ ) та викривлення

вала ВНА  $Q_4$  (зв'язок вихід  $Z_{9,4}$  – вхід  $Y_{4,9}$ ). Дефект муфти  $Q_6$  може спричинити ослаблення кріплення ВНА до фундаменту (зв'язок вихід  $Z_{6,13}$  – вхід  $Y_{13,6}$ ), так само як і зачіпання робочими колесами направляючих апаратів  $Q_{14}$  (зв'язок вихід  $Z_{6,14}$  – вхід  $Y_{14,6}$ ). До дефекту  $Q_{14}$  також може призвести збільшення зазора в підшипниках ВНА  $Q_2$  (зв'язок вихід  $Z_{2,14}$  – вхід  $Y_{14,2}$ ).

Ще однією поширеною парою дефектів є зношення кільцевих сальникових ущільнень  $Q_7$  та міжступінчастих ущільнень, які призводять до появи механічних втрат  $Q_{20}$  (зв'язки вихід  $Z_{7,20}$  – вхід  $Y_{20,7}$ , вихід  $Z_{8,20}$  – вхід  $Y_{20,8}$ ) та гідравлічних втрат  $Q_3$  (зв'язки вихід  $Z_{8,21}$  – вхід  $Y_{21,8}$ , вихід  $Z_{7,21}$  – вхід  $Y_{21,7}$ ) в насосі.

Вагомими причинами, що викликають поступові відмови ВНА, є абразивне  $Q_{15}$  та корозійне  $Q_{16}$  зношення, які у парі за одночасної дії призводять до викривлення форми робочих коліс  $Q_9$  (зв'язки вихід  $Z_{15,9}$  – вхід  $Y_{9,15}$ , вихід  $Z_{16,9}$  – вхід  $Y_{9,16}$ ), зношення робочих коліс  $Q_{10}$  (зв'язки вихід  $Z_{15,10}$  – вхід  $Y_{10,15}$ , вихід  $Z_{16,10}$  – вхід  $Y_{10,16}$ ) та зношення корпусу ВНА  $Q_{11}$  (зв'язки вихід  $Z_{15,11}$  – вхід  $Y_{11,15}$ , вихід  $Z_{16,11}$  – вхід  $Y_{11,16}$ ). Зношення вала  $Q_{12}$  викликається в основному тільки абразивним зношенням  $Q_{15}$  (зв'язок вихід  $Z_{15,12}$  – вхід  $Y_{12,15}$ ), оскільки вал виготовляється з неіржавіючої сталі.

Зношення робочих коліс  $Q_{10}$  призводить до дуже поширеного дефекту – дисбалансу ВНА  $Q_{19}$  (зв'язок вихід  $Z_{10,19}$  – вхід  $Y_{19,10}$ ). Виникненню дисбалансу також сприяють порушення форми робочих коліс  $Q_9$  (зв'язок вихід  $Z_{9,19}$  – вхід  $Y_{19,9}$ ) та викривлення вала ВНА  $Q_4$  (зв'язок вихід  $Z_{4,19}$  – вхід  $Y_{19,4}$ ). Спричинює викривлення вала  $Q_4$  його зношення  $Q_{12}$  під дією ряду інших факторів (зв'язок вихід  $Z_{12,4}$  – вхід  $Y_{4,12}$ ).

Викривлення (порушення) форми робочих коліс  $Q_9$  в свою чергу, спричиняє знос міжступінчастих ущільнень  $Q_8$  (зв'язок вихід  $Z_{9,8}$  – вхід  $Y_{8,9}$ ). Ще один критичний дефект, що призводить до швидкої відмови ВНА, – порушення співвісності валів насоса і двигуна  $Q_{18}$ .

Зумовлюється він чотирма основними причинами: заклинюванням та зносом муфти  $Q_6$  (зв'язок вихід  $Z_{6,18}$  – вхід  $Y_{18,6}$ ), викривленням вала ВНА  $Q_4$  (зв'язок вихід  $Z_{4,18}$  – вхід  $Y_{18,4}$ ) та вала електродвигуна  $Q_5$  (зв'язок вихід  $Z_{5,18}$  – вхід  $Y_{18,5}$ ).

Суттєво впливає також на неспіввісність валів насоса та двигуна проблема поступового ослаблення кріплень фундаменту  $Q_{13}$  (зв'язок вихід  $Z_{13,18}$  – вхід  $Y_{18,13}$ ).

Проблема кавітаційного руйнування  $Q_{17}$  також спричинює два серйозних дефекти: знос робочих коліс  $Q_{10}$  (зв'язок вихід  $Z_{17,10}$  – вхід  $Y_{10,17}$ ) та знос корпусу ВНА та направляючих апаратів  $Q_{11}$  (зв'язок вихід  $Z_{17,11}$  – вхід  $Y_{11,17}$ ).

Логічна діагностична модель ВНА дала змогу встановити і класифікувати розвиток дефектів, визначити напрямки їх розвитку та причинно-наслідковий зв'язок з іншими дефектами. Як видно з рис. 3, найслабшою ланкою ВНА є зубчаста муфта, а також зв'язки структурних і діагностичних параметрів, що, в кінцевому результаті, дасть змогу вибрати діагностичні ознаки і покласти їх в основу методу контролю стану ВНА, який розробляється.

Паралельно було також розглянуто проблему визначення функції передачі ЦНС-180-1900 з метою оцінки зміни його ККД в процесі роботи [14]. Це обумовлено тим, що такі дефекти, як чистота поверхонь робочих коліс, направляючих апаратів та стан міжступінчастих і торцевих ущільнень ВНА, що визначають зниження ККД агрегату та суттєво позначаються на ефективності його роботи, не визначаються методами вібродіагностики. ККД насоса буде значно меншим навіть за наявності незначних дефектів ущільнень, а наприкінці міжремонтного періоду втрата потужності може сягати 50%. ККД насосів у 90% знижується через внутрішні втрати.

Застосування методів ідентифікації за кривою розгону дало змогу отримати функцію передачі ВНА для трьох випадків у вигляді

$$W(s) = K \cdot \frac{1 + b_1 \cdot s}{1 + a_1 \cdot s + a_2 \cdot s^2} \cdot e^{-\tau \cdot s};$$

бездефектний ВНА:

$$W_1(s) = K \cdot \frac{1 - 3.539 \cdot s}{1 + 27.794 \cdot s + 245.314 \cdot s^2} \cdot e^{-\tau \cdot s},$$

$$\tau = 10 \text{ с}; \quad (1)$$

ВНА з 10% величиною зносу робочих коліс і направляючих апаратів

$$W_2(s) = K \cdot \frac{1 - 7.126 \cdot s}{1 + 31.318 \cdot s + 319.661 \cdot s^2} \cdot e^{-\tau \cdot s}; \quad (2)$$

ВНА з 25% величиною зносу робочих коліс і направляючих апаратів

$$W_3(s) = K \cdot \frac{1 - 8.148 \cdot s}{1 + 42.216 \cdot s + 579.765 \cdot s^2} \cdot e^{-\tau \cdot s}. \quad (3)$$

Для визначених функцій передачі отримано відповідні криві розгону шляхом проведення зворотного перетворення Лапласа. Форма цих залежностей наближається до експериментальних кривих розгону, тобто можна зробити висновок, що отримана модель ВНА у вигляді функції передачі є адекватною. Аналіз зміни коефіцієнтів функції передачі дає змогу оцінити величину зміни ККД, до зменшення якого призводить зношення робочих коліс та направляючих апаратів. В другому розділі також розглянуто питання оцінки наявності початкових ступенів розвитку дефектів робочих коліс та ущільнень насоса за спектральними характеристиками його вібро сигналів, запропоновано використовувати для аналізу сучасні частотно-часові перетворення (ЧЧП), зокрема ЧЧП Вігнера-Вілля[15].

З метою виявлення закономірностей зміни складових частотного спектра вібраційних процесів при виникненні та розвитку наведених вище дефектів проводились експерименти на нафтових родовищах Надвірнянського (Битків), Долинського (Північна Долина) та Бориславського (Старий Самбір) НГВУ ВАТ “Укрнафта” використовуючи розроблені методичне, технічне і програмне забезпечення [16]. За об'єкт досліджень, в основному, були вибрані найбільш поширені на нафтопромислах Західної України ВНА типу ЦНС-180-1900 потужністю від 1230 до 1600 кВт з приводом від синхронного електродвигуна типу СТД з частотою обертання 50 с<sup>-1</sup>. З метою підвищення достовірності результатів досліджень період напрацювання дослідних ВНА вибирали від 1-2 до 7-8 років експлуатації, що відповідало різному їх технічному стану. Період напрацювання після останнього ремонту становив від 10 до 160 діб. Протягом 2003-2006 років регулярно (раз на місяць) проводився контроль вібро стану 9 дослідних ВНА, для чого було здійснено понад 150 вимірювань рівня віброшвидкості коливань у контрольних точках: по 2 – на корпусах підшипників насоса і приводного електродвигуна та 1 – на зубчастій з'єднувальній муфті, які були визначені на основі кореляційного аналізу експериментальних даних. При цьому застосовувалась розроблена портативна інформаційно-вимірювальна система. Сигнал з вібродавача (трикомпонентного акселерометра типу АР-21) оцифровувався з частотою 44100 Гц. Далі за допомогою цифрового фільтра відфільтровувались складові вище 3 кГц, що обумовлювалося способом кріплення вібродавачів – за допомогою магнітів. Для побудови частотного спектра застосовувалась дискретне перетворення Фур'є розміром 131072 (2<sup>17</sup>) точок. При цьому крок по частоті між сусідніми лініями спектра становив 0.336 Гц з метою забезпечення достатньої роздільної здатності по частоті.

Для згладжування використовувалось вікно Ханнінга. З метою підвищення точності постановки діагнозу розглядалися пікові спектри (із максимальних значень амплітуд кожної частотної складової протягом усього часу поточного запису).

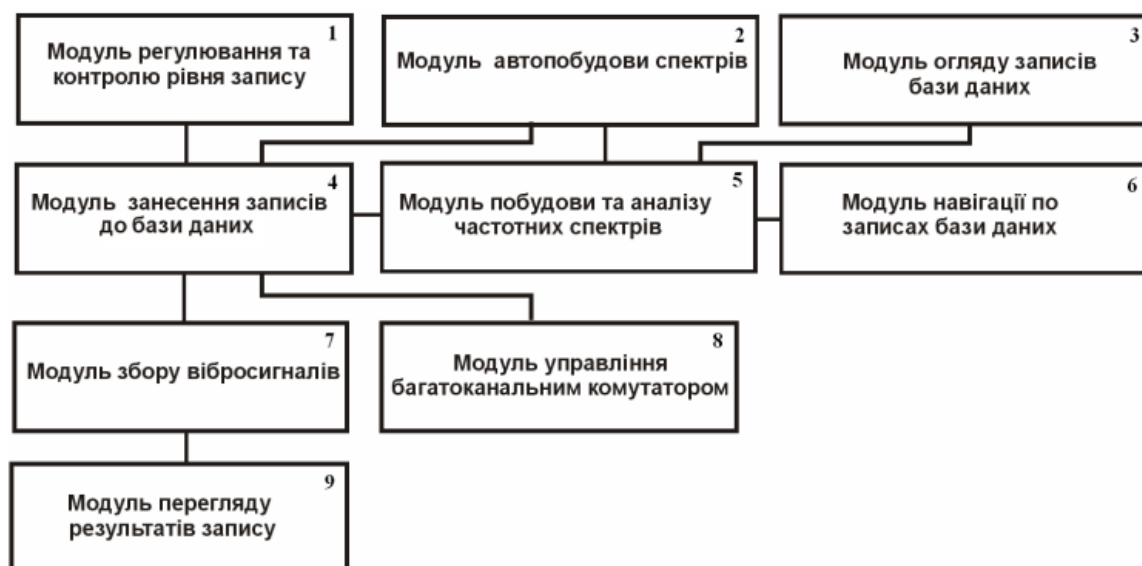


Рисунок 4 – Структурна схема розробленого програмного забезпечення

Для проведення експериментів був розроблений пристрій у вигляді дистанційно керованого переносного багатоканального комутатора [17], що забезпечував перетворення і підсилення сигналу з вібродавачів, під'єднаних до його входів, та їх по чергову комутацію на один вихід, який під'єднаний до АЦП. Комутатор може дистанційно керуватися оператором з персонального комп'ютера.

Програмне забезпечення пристрою – комплексний пакет, що складається з окремих програмних модулів [18]: огляду бази даних, занесення до бази даних, запису вібраційних процесів із звукової карти, модуля управління апаратною частиною через LPT-порт, регулятора та контролю рівня запису, автопобудови спектрів, огляду результатів запису, навігації по записах бази даних та модуля побудови і аналізу частотних спектрів, які можна використовувати як разом, так і окремо, щоб мати можливість гнучко налаштувати його під конкретну задачу та надалі використати як основу для розробки експертної системи контролю технічного стану ВНА. Структура програмного забезпечення (рис. 4) – це сукупність взаємопов'язаних програмних модулів, основними з яких є: модуль збору вібросигналів, модуль побудови та аналізу частотних спектрів, модуль занесення до бази даних та модуль огляду записів бази даних.

При виборі діагностичної ознаки було проаналізовано результати експериментальних досліджень взаємозв'язку характеристик вібраційних процесів, які генеруються елементами ВНА зі зміною їх технічного стану. Для аналізу відбиралися спектри з найбільш характерними проявами окремих дефектів, які поступово призвели до погіршення технічного стану ВНА та виникнення відмов. Окремі реалізації частотних спектрів наведено на рис. 5-8. Умовно було прийнято п'ять ступенів розвитку дефекту в ВНА: до 10% – нормальний стан; 10-40% – початковий ступінь розвитку дефекту; 40-70% –

середній ступінь розвитку дефекту; 70-90% – розвинутий дефект; понад 90% – перед аварійний стан.

Шляхом аналізу бази вибірок частотних спектрів для різних типів дефектів на різних ступенях їх розвитку була встановлена відсутність прямого зв'язку між зміною значення конкретної однієї гармоніки та технічним станом ВНА, що обумовлює необхідність врахування тенденції зміни різних гармонік, зокрема найбільш інформативних, при розвитку різних видів дефектів. Було зроблено висновок, що такими, зокрема, є 1, 2, 3 та 4 роторні гармоніки  $f_0$ , а також 1, 2, 3 лопаткові гармоніки  $f_L$  (оскільки на робочому колесі ВНА розташовані 7 лопатей, тому  $1f_L$  лопаткова гармоніка проявляється на частоті  $7f_0$  (350 Гц),  $2f_L$  – на частоті  $14f_0$  (700 Гц),  $3f_L$  – на частоті  $21f_0$  (1050 Гц) відповідно, і т.д.), які і були покладені в основу формування ДО стану ВНА [19,20].

В процесі вибору ДО було розглянуто декілька варіантів її формування. При цьому користувались двома критеріями: по-перше, якомога меншою складністю обчислення ДО (для оперативної оцінки технічного стану необхідно обчислювати значення ДО в режимі реального часу після проведення записів вібросигналів за допомогою портативних приладів) і, по-друге, бажаним був би відносно незначний розкид зміни значення ДО. В результаті як оптимальний варіант, що задовольняв цим вимогам, було прийнято за ДО використати суму добутків значень амплітуди віброшвидкості на відповідні вагові коефіцієнти.

Для вибору вагових коефіцієнтів було проаналізовано характер зміни значень гармонік частотного спектра для різних типів та ступенів розвитку дефектів (табл. 3). Умовно їх було поділено на три групи: субгармонічні складові ( $2/5$  та  $1/2$ ) роторної частоти  $f_0$ , основні гармонічні складові роторної  $f_0$  та лопаткової  $f_L$  частот.

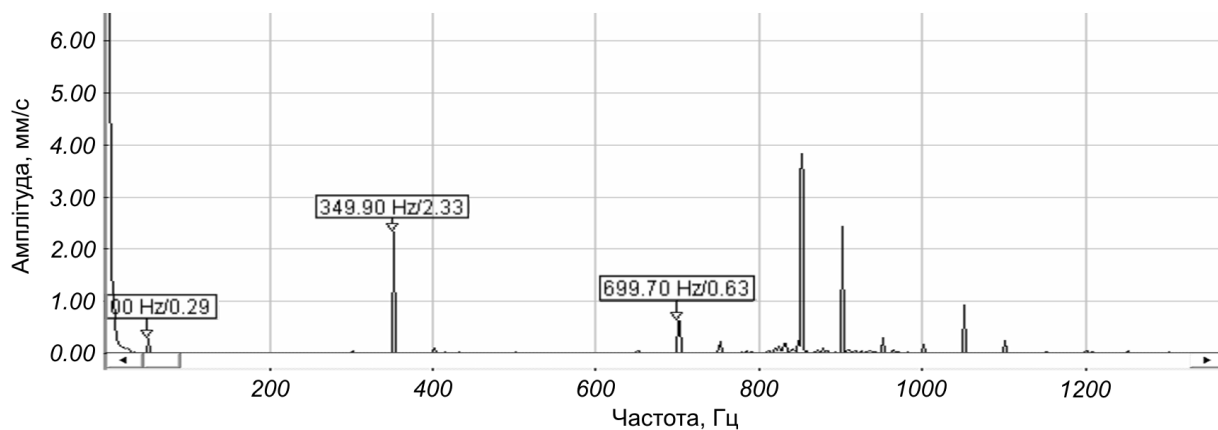


Рисунок 5 – Початковий ступінь розвитку дефекту робочого колеса (перший підшипник насоса, точка №2)

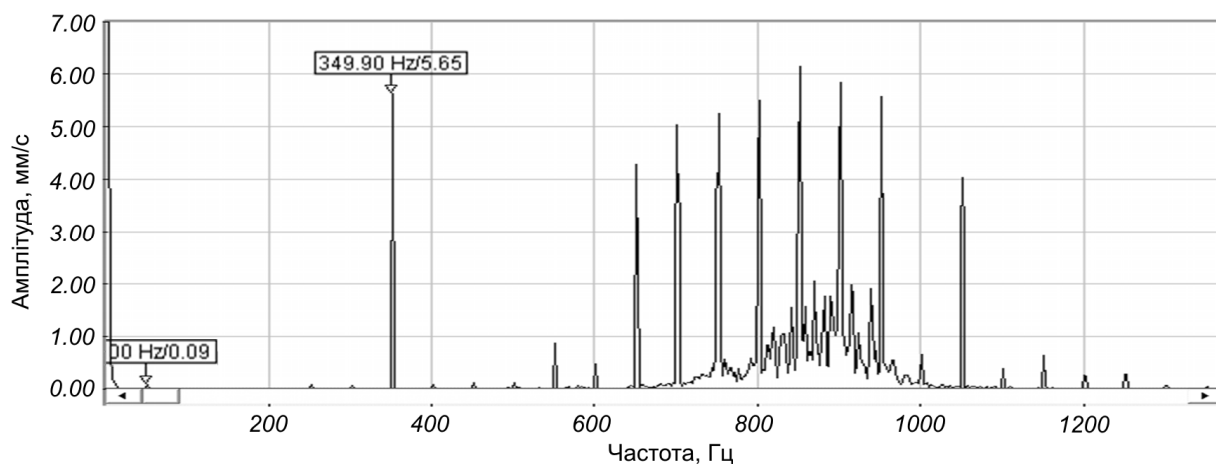


Рисунок 6 – Розвинутий дефект робочого колеса (перший підшипник насоса, точка №2)

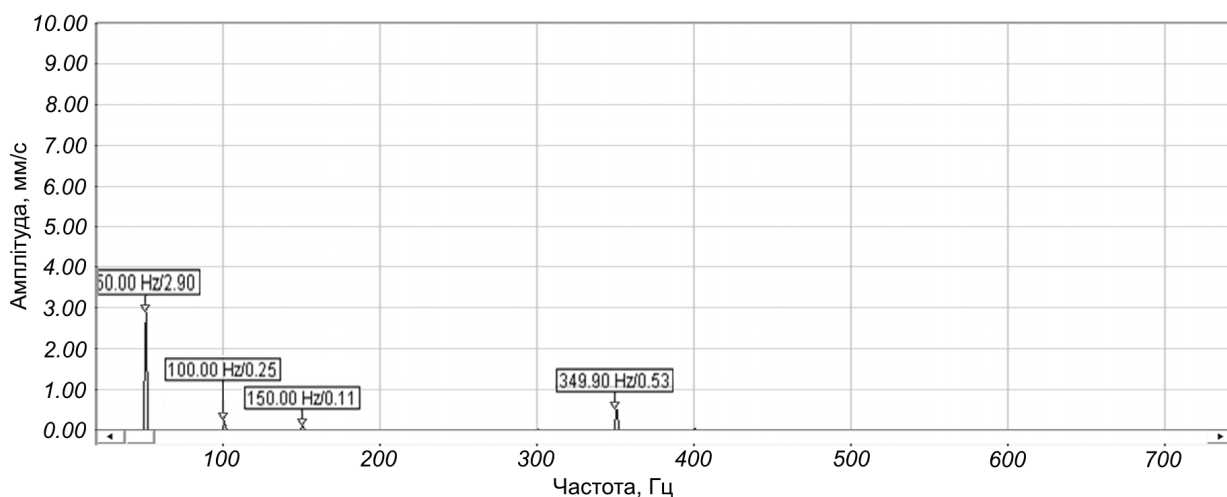


Рисунок 7 – Частотний спектр першого підшипника насоса при розбалансуванні (початковий ступінь розвитку дефекту)

Виділення окремої третьої групи (лопаткових гармонік) зумовлено особливістю ВНА як об'єкта контролю, оскільки розвиток дефектів робочих коліс призводить до виникнення значної вібрації, тому очевидно є необхідність врахування в процесі контролю технічного стану ВНА значень амплітуди лопаткових гармонік.

Фактичні значення вагових коефіцієнтів для ВНА типу ЦНС-180-1900 були визначені експериментальним шляхом з дотриманням вказаних вище рекомендацій, використовуючи зібрані статистичні дані для різних типів та ступенів розвитку дефектів, а також враховуючи відмінності в умовах їх роботи на досліджуваних нафтопромислах. Так, виходячи з того, що найбільш інтенсивними частотами є  $1f_0$  та

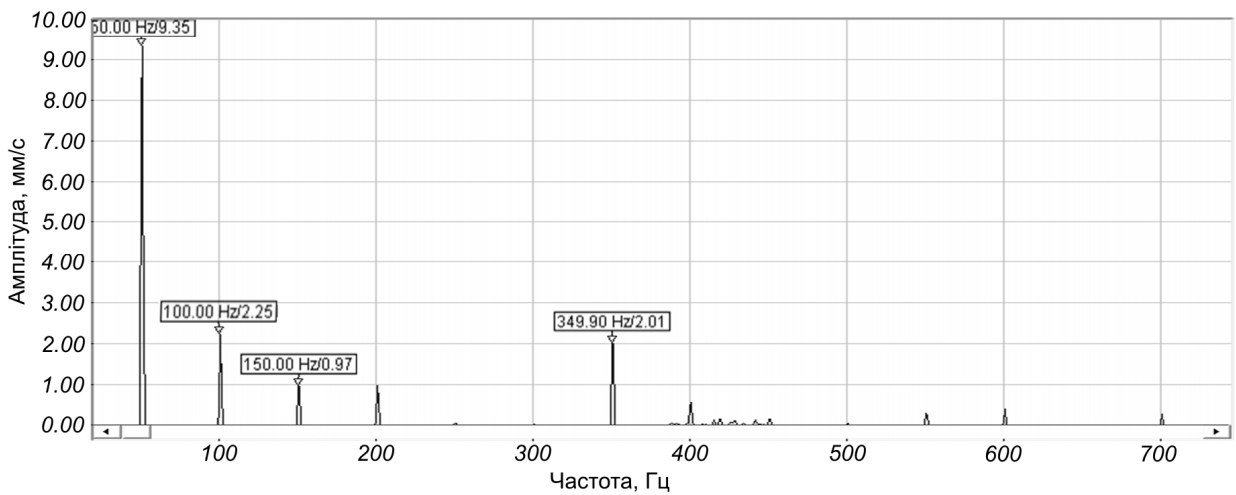


Рисунок 8 – Частотний спектр першого підшипника насоса при розбалансуванні (розвинутий дефект)

Таблиця 3 – Вплив дефектів на зміну частотного спектра вібраційних процесів у ВНА

Номер гармоніки Частота, Гц	2/5f <sub>0</sub>	1/2f <sub>0</sub>	f <sub>0</sub>	2 f <sub>0</sub>	3 f <sub>0</sub>	4 f <sub>0</sub>	5 f <sub>0</sub>	6 f <sub>0</sub>	7 f <sub>0</sub> (f <sub>л</sub> )	14f <sub>0</sub> (2f <sub>л</sub> )	21f <sub>0</sub> (3f <sub>л</sub> )	СКЗ, мм/с	Знос	Знач. ДО
	20	25	50	100	150	200	250	300	350	700	1050			
<b>Дефект робочого колеса</b>														
початковий ступінь деф.		0.083	0.295	0.02	0.024	0.026	0.025	0.058	2.333	0.631	0.753	2.55	10%	2.51
середній ступінь T <sub>н</sub> =50 дБ		0.003	0.044	0.002	0.153	0.027	0.012	0.024	2.447	5.487	0.558	6.04	50%	4.80
розвинутий дефект T <sub>н</sub> =120 дБ		0.003	0.09	0.03	0.001	0.006	0.1	0.076	5.653	5.062	4.074	8.61	70%	7.89
передаварійн. ступінь T <sub>н</sub> =135 дБ		0.007	0.105	0.056	0.003	0.01	0.119	0.097	5.838	5.251	4.758	9.18	95%	8.32
<b>Заціпання робочими колесами направляючих апаратів</b>														
нормальний стан		0.001	0.33	0.004	0.11	0.33	0.48	0.65	1.28	0.16	0.21	1.61	10%	1.52
поч. ступінь деф. T <sub>н</sub> =55 дБ		0.001	0.007	0.002	0.43	1.24	0.26	0.31	2.05	0.82	2.17	3.39	30%	2.78
середн. ступінь деф. T <sub>н</sub> =80 дБ		0.002	0.009	0.003	0.21	0.11	0.13	0.33	3.34	4.35	5.72	7.94	60%	6.23
<b>Дефект приводного електродвигуна</b>														
початковий ступінь деф.			2.5	4.13	1.18	0.1	0.05					4.97	30%	4.25
середній ступ. деф. T <sub>н</sub> =12 дБ			3.85	7.6	0.78	0.12	0.09					8.56	60%	6.90
розвинутий деф. T <sub>н</sub> =19 дБ			5.51	9.08	1.1	0.78	0.23					10.71	90%	9.05
<b>Розцентровка валів насоса та двигуна</b>														
початковий ступінь деф.		0.01	0.55	4.07	1.28	3.67	2.48	1.23	1.55	1.02		6.56	30%	5.18
середній ст. T <sub>н</sub> =7 дБ		0.13	0.5	4.58	6.34	2.27	3.35	3.46	0.76	1.98		9.71	60%	6.73
розвинутий ст. T <sub>н</sub> =15 дБ		0.44	1.46	6.26	9.23	8.54	2.57	5.51	0.61	1.72		10.49	90%	9.56
<b>Розбалансування ротора (1-ий підшипник насоса)</b>														
початковий ступінь деф.			2.9	0.25	0.11	0.03	0.02	0.03	0.53	0.01		2.96	10%	2.74
середній ступ. деф. T <sub>н</sub> =105 дБ			7.25	0.56	0.24	0.27	0.05	0.09	1.19	0.07		7.38	60%	6.75
розвинутий деф. T <sub>н</sub> =168 дБ			9.35	2.25	0.97	0.98	0.08	0.06	2.01	0.36		9.93	90%	10.18
<b>Розбалансування ротора (2-ий підшипник насоса)</b>														
початковий ступінь деф.			3.58	0.33	0.01	0.01	0.02	0.02	0.09	0.02		3.60	10%	2.94
середній ступ. деф. T <sub>н</sub> =105 дБ			5.13	0.54	0.1	0.21	0.23	0.12	0.25	0.01		5.18	60%	4.39
розвинутий деф. T <sub>н</sub> =168 дБ			9.19	1.97	0.14	0.03	0.07	0.51	0.87	0.23		9.46	90%	8.74
<b>Дефект підшипників ковзання</b>														
середній ступ. деф. T <sub>н</sub> =130 дБ		1.85	1.69	3.21	2.46	1.6	1.79	0.81	2.51	3.62		6.71	60%	7.62
передаварійн. ступ. T <sub>н</sub> =197 дБ		2.82	2.12	2.81	4.51	2.91	2.48	1.87	2.74	5.77		9.57	95%	10.62
Вагові коефіцієнти	0.1	0.1	0.75	0.5	0.25	0.1	0.1	0.1	0.75	0.5	0.25			

1f<sub>л</sub> частоти (для них відповідно було встановлено K<sub>зваж</sub>=0.75), далі в порядку спадання: для 2f<sub>0</sub> та 2f<sub>л</sub> частот K<sub>зваж</sub>=0.5, для 3f<sub>0</sub> та 3f<sub>л</sub> частот K<sub>зваж</sub>=0.25 і для всіх решти субгармонічних та гармонічних частот K<sub>зваж</sub>=0.1 відповідно. Загалом можна записати:

$$\begin{aligned}
 \Xi &= 0.1 \cdot A_{2/5f_0} + 0.1 \cdot A_{1/2f_0} + 0.75 \cdot A_{f_0} + 0.5 \cdot A_{2f_0} + \\
 &+ 0.25 \cdot A_{3f_0} + 0.1 \cdot A_{4f_0} + 0.1 \cdot A_{5f_0} + 0.1 \cdot A_{6f_0} + \\
 &+ 0.75 \cdot A_{f_{л}} + 0.5 \cdot A_{2f_{л}} + 0.25 \cdot A_{3f_{л}} = \\
 &= 0.75 (A_{f_0} + A_{f_{л}}) + 0.5 (A_{2f_0} + A_{2f_{л}}) +
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

$$+ 0.25 (A_{3f_0} + A_{3f_{л}}) +$$

$$+ 0.1 (A_{2/5f_0} + A_{1/2f_0} + A_{4f_0} + A_{5f_0} + A_{6f_0}).$$

Є підстави стверджувати, що розраховане значення ДО точніше характеризує технічний стан ВНА, ніж середньоквадратичне значення (СКЗ) віброшвидкості часового сигналу, яке сьогодні широко застосовується при оцінці технічного стану. Тенденцію до зміни значень ДО для розглянутих дефектів ВНА наведено на рис. 9.

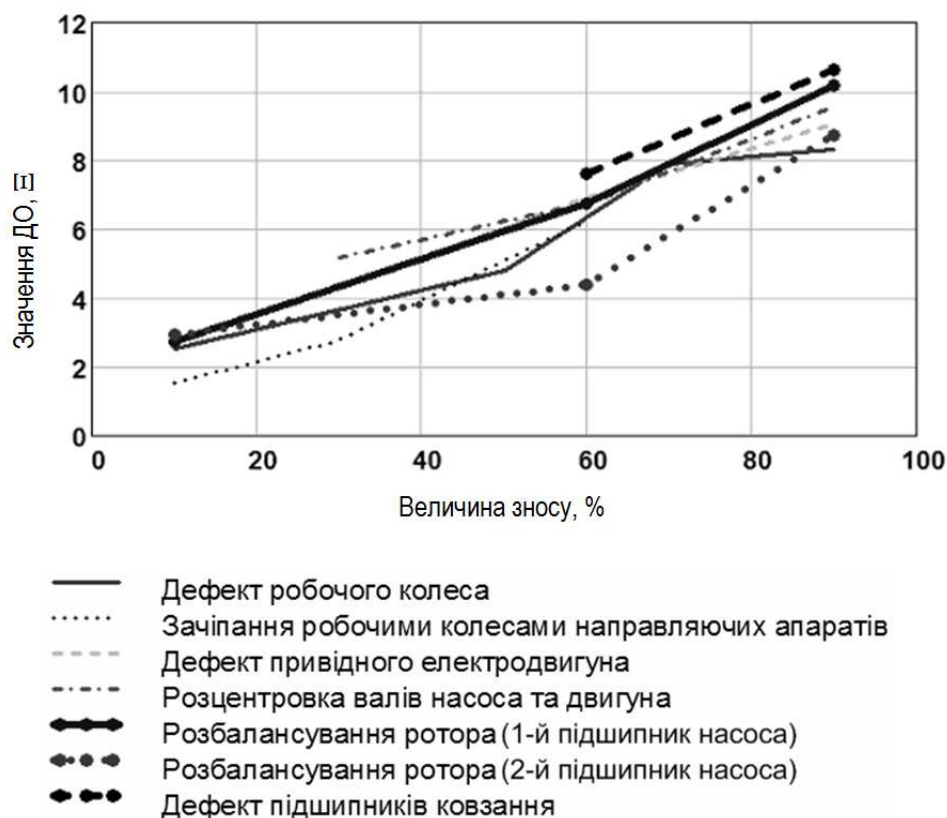


Рисунок 9 – Залежність зміни ДО від зміни технічного стану ВНА для різних дефектів

Таблиця 4 – Оцінка технічного стану та ступеня розвитку дефекту для різних значень ДО для ВНА типу ЦНС-180-1900

№ діапазону	Технічний стан ВНА	Ступінь розвитку дефекту	Значення ДО
1	відмінний	до 10% (нормальний стан)	< 2
2	добрий	10-40% (початковий ступінь)	2 - 4
3	задовільний	40-70% (середній ступінь)	4 - 8
4	незадовільний	70-90% (розвинутий дефект)	8 -10
5	недопустимий	понад 90% (передаварійний стан)	> 10

Екстраполювавши наведені залежності та усереднивши їх значення, можна стверджувати, що відмінному технічному стану буде відповідати значення ДО, приблизно рівне 2, а при непрацездатному стані (100% знос) значення ДО буде знаходитись у межах 11-12 одиниць. Як видно з рис. 9, значення ДО для різних дефектів буде дещо відрізнятись, але загалом можна виділити 5 умовних діапазонів ДО для приблизної оцінки розвитку дефекту та загального технічного стану (табл. 4).

### Висновки

В роботі було вирішено актуальну науково-технічну задачу контролю технічного стану відцентрових насосних агрегатів системи підтримання пластового тиску для підвищення надійності їх експлуатації та забезпечення більш повного використання закладеного в них ресурсу.

Зокрема розроблено логічну причинно-наслідкову модель ВНА, використання якої дає змогу відслідкувати найслабші ланки у ВНА і детально дослідити послідовність розвитку дефектів та їх взаємозв'язок між собою. Обґрунтовано використання функції передачі ВНА для оцінки зміни його ККД в процесі експлуатації, що дозволяє здійснювати пошук дефектів робочих коліс та ущільнень на початкових стадіях їх розвитку. Досліджено вплив дефектів вузлів та елементів ВНА на зміну частотного спектра вібраційних процесів, що генеруються роботою ВНА, визначено закономірності їх зміни з розвитком дефектів та доведено необхідність врахування визначеної сукупності гармонічних складових частотного спектру. Останнє дало змогу обґрунтувати вибір та визначити комплексну діагностичну ознаку стану ВНА – суму добуток значень амплітуди віброшвидкості на відповідні зважуючі коефіцієнти, визначені експериментальним шляхом, виходячи з вели-

чини зміни найбільш інтенсивних гармонік частотного від зміни технічного стану, встановити допустимі межі її зміни та запропонувати новий метод контролю технічного стану ВНА на її основі.

### Література

- 1 Методика проведения технического диагностирования центробежных насосных агрегатов системы поддержания пластового давления: Рабочий документ РД-39-0148222-231-87Р – ЗапСибНИИДнефть, 1987. – 27с.
- 2 Елин А.В. О необходимости разработки стандарта по нормированию вибрации центробежных насосов / А.В. Елин, А.Д. Цема, В.В. Павловская [Электронный ресурс] / Режим доступа к ресурсу: <http://www.vibration.ru/> / Назва з екрану
- 3 Хушпулян М.М. Современные высокоэффективные насосы, применяемые в нефтяной промышленности за рубежом / М.М. Хушпулян // Обзорная информ. Сер. машины и нефтяное оборудование. – М.: ВНИИОЭНГ, 1982.
- 4 Агрегаты электронасосные типа ЦНС-180. Технический паспорт. – 104 с.
- 5 Исхаков А.Р. Научные основы повышения надежности промышленных центробежных насосов (Обзорная информ. Сер. ХМ-3) / А.Р. Исхаков, Н.П. Уманчик, Р.М. Бикчентаев. – М.: ЦИНТИХИМнефтемаш, 1988.
- 6 Чачин Э.И. Методы технической диагностики центробежных насосов систем поддержания пластового давления / Э.И. Чачин. – М.: ВНИИОЭНГ, 1986. – (Обзорная информ. Сер. машины и нефтяное оборудование).
- 7 Телков Ю.А. Нормирование допустимых уравнений вибрации и шума машин, агрегатов и трубопроводов в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности (Обз. инф. ЦНИИТЭНефтехим, темат. обзор) / Ю.А. Телков, А.З. Ниркин, О.П. Максимов. – М.: ЦИНТИХИМнефтемаш, 1974. – 50с.
- 8 Гольдин А.С. К вопросу о нормах и принципах нормирования вибрации вращающихся машин / А.С. Гольдин. // Контроль. Диагностика. – 2000. – №4. – С. 3–10.
- 9 Обзор некоторых стандартов ISO/TC 108 в области диагностики машинного оборудования. [Электронный ресурс] / Режим доступа к ресурсу: <http://www.vibration.ru/iso-view/iso-view.shtml/> / Назва з екрану
- 10 Замиховський Л.М. Основи теорії надійності і технічної діагностики систем / Л.М. Замиховський, В.П. Калявін: Навч. посібник. – Івано-Франківськ. Полум'я, 2004. – 360 с.
- 11 Попков В.И. Виброакустическая диагностика в судостроении / В.И. Попков, Э.Л. Мышинский, О.И. Попков – Л.: Судостроение, 1983. – 256 с.
- 12 Паньків Ю.В. Особливості насосного агрегата ЦНС-180-1900 як об'єкта діагностування при роботі в системі підтримання пластового тиску / Ю.В. Паньків // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2006. – №1(95). – С. 161–168.
- 13 Замиховський Л.М. Логічна діагностична модель відцентрового насосного агрегату для систем підтримання пластового тиску / Л.М. Замиховський, Ю.В. Паньків // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2008. – №71. – С. 87–91.
- 14 Замиховський Л.М. Діагностична модель відцентрового насосного агрегату як основної складової системи підтримання пластового тиску / Л.М. Замиховський, Ю.В. Паньків // Методи та прилади контролю якості. – 2005. – №15. – С. 43–45.
- 15 Замиховський Л.М. Методика діагностичного обстеження вібраційного стану відцентрових насосних агрегатів системи підтримання пластового тиску / Л.М. Замиховський, Ю.В. Паньків // Наукові вісті ІМЕ. – 2004. – №6. – С. 216–221.
- 16 Замиховський Л.М. Повышение достоверности результатов диагностирования центробежных насосных агрегатов системы поддержания и пластового давления виброакустическими методами / Л.М. Замиховский, Ю.В. Паньків // Методы и средства технической диагностики: XXIII международная межвузовская школа-семинар, 28 июня – 5 июля 2006 г.: Сборник научных статей, вып. XXIII. – Йошкар-Ола, 2006. – С. 138–146.
- 17 Pankiv Y. Development of automatized monitoring and diagnostic system of centrifugal pumps for the stratum pressure support / Y.Pankiv // The experience of designing and application of CAD systems in microelectronics (CADSM-2005): 8th International Conference, 23-26 February 2005: збірник матеріалів конференції CADSM-2005. – Славське, 2005. – С. 362–364.
- 18 Замиховський Л.М. Розробка програмного забезпечення автоматизованої системи моніторингу стану відцентрових насосів системи підтримання пластового тиску / Л.М. Замиховський, Ю.В. Паньків // Вісник Хмельницького національного університету. – 2005. – №4. Частина 1. Том 1. – С. 19–22.
- 19 Замиховський Л.М. Вибір раціональної діагностичної ознаки для контролю технічного стану відцентрових насосних агрегатів системи підтримання пластового тиску / Л.М. Замиховський, Ю.В. Паньків // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – №2(32). – С. 58–61.
- 20 Паньків Ю.В. Дослідження впливу дефектів на зміну частотного спектру вібраційних процесів у відцентрових насосних агрегатах системи підтримання пластового тиску / Ю.В. Паньків // Методи та прилади контролю якості. – 2007. – №18. – С. 22–26.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
03.07.12

Рекомендована до друку професором  
Юрчишиним В.М.

## МАТЕРІАЛЬНИЙ БАЛАНС ГАЗОКОНДЕНСАТНИХ ПОКЛАДІВ

Б.О. Чернов, В.І. Коваль

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 48090,  
e-mail: vitalik-ndpi@rambler.ru

Розглянуто особливості оцінки початкових запасів газу газоконденсатних покладів, що розробляються як на виснаження пластової енергії, так і з підтриманням пластового тиску. Висвітлено актуальність проблеми та розглянуто існуючі методи її вирішення. Детально розглянуто особливості використання різних формул матеріального балансу та методів оцінки початкових запасів газу, що на них ґрунтуються. Проаналізовано принципи оцінки запасів, що ґрунтуються на методі прямої лінії і здійснюються графоаналітично. Запропоновано нову методику та виведено аналітичні залежності для розрахунку матеріального балансу з врахуванням випадіння вуглеводневого конденсату в пласті, зміни фізичних властивостей газу в процесі розробки покладу, стисливості породи та надходження в поклад води. Методика передбачає безпосереднє використання результатів диференційної конденсації пластової вуглеводневої суміші, а саме, величини пластових втрат конденсату та його видобутку. Перевагою запропонованої аналітичної залежності є можливість застосовувати її без модифікації – незалежно проводиться розрахунок за тиску, вищого тиску насичення, чи нижчого з нагнітанням води (чи без нього). При цьому структура залежності не змінюється, змінюється тільки ті члени рівняння, що враховують відповідні процеси, та за їх відсутності стають рівними нулю. Розроблено алгоритм та здійснено порівняльний аналіз оцінки запасів за запропонованою методикою та за класичною на прикладі газоконденсатних покладів одного з родовищ ДДз, які характеризуються як різними початковими термобаричними умовами залягання продуктивних горизонтів, так і різним початковим вмістом важких вуглеводнів. Наведено вихідні дані, що використовувались для розрахунку. Здійснено оцінку впливу початкового конденсатомісту на величину відхилення у випадку оцінки запасів класичним методом. Зроблено висновки про необхідність використання запропонованої методики, як такої, що забезпечує прийнятну точність в процесі складання проектної документації на розробку родовищ вуглеводнів.

Ключові слова: запаси газу, фазова рівновага, диференційна конденсація, коефіцієнт об'ємної пружності, коефіцієнт надстисливості.

Рассмотрены особенности оценки начальных запасов газа газоконденсатных залежей, разрабатываемых на истощение пластовой энергии и с поддержанием пластового давления. Освещена актуальность проблемы и рассмотрены существующие методы ее решения. Подробно рассмотрены особенности использования различных формул материального баланса и методов оценки начальных запасов газа, базирующихся на них. Проанализированы принципы оценки запасов, основанные на методе прямой линии и осуществляются графоаналитических. Предложена новая методика и выведена формула материального баланса с учетом выпадения углеводородного конденсата в пласте, изменения физических свойств газа в процессе разработки залежи, сжимаемости породы и поступления в залежь воды. Методика предполагает непосредственное использование результатов дифференциальной конденсации пластовой углеводородной смеси, а именно величины пластовых потерь конденсата и его добычи. Преимуществом предложенной формулы является возможность применения без модификации – не зависимо, производится ли расчет при давлении выше или ниже давления насыщения, с нагнетанием воды или без него. При этом структура формулы не изменяется, изменяются только те члены уравнения, которые учитывают соответствующие процессы, и при их отсутствии становятся равными нулю. Приведены алгоритм и последовательность процедуры расчета. Осуществлен сравнительный анализ оценки запасов по предложенной методике и по классической на примере газоконденсатных залежей одного из месторождений ДДз, характеризующихся как различными исходными термобарическими условиями залегания продуктивных горизонтов, так и различным начальным содержанием тяжелых углеводородов. Приведены исходные данные, использованные для расчета. Произведена оценка влияния начального конденсатосодержания на величину отклонения в случае оценки запасов классическим методом. Сделаны выводы о необходимости использования предложенной методики, как обеспечивающей приемлемую точность при составлении проектной документации на разработку месторождений углеводородов.

Ключевые слова: запасы газа, фазовая равновесие, дифференциальная конденсація, коэффициент объемной упругости, коэффициент надсжимаемости.

The features of estimated original gas in pressure depletion-and-maintenance type gas-condensate reservoirs are considered. The problem and its solutions are highlighted. The application of different formulae of material balance and methods of original gas reserves estimation based on the formulae is reviewed. The principles of reserves estimation based on the method of straight lines are analyzed grapho-analytically. New methods and formula of material balance considering hydrocarbon condensate dropout, change of physical properties of gas in the process of formation development, compressibility of rock and ingress of water are developed. The method involves direct use of the results of differential condensation of formation hydrocarbon mixture, such as values of in-situ condensation losses and production ones. The advantage of the offered formula is possibility to apply it without modification - irrespectively of calculations conducted at pressure that is higher than saturation pressure or lower, with or without water injection. The structure of the formula is not changed, only those members of equations are changed that correspond to the relevant processes and with their absence become equal to zero. The algorithm

The algorithm and procedure sequence for calculation is given. Comparative analysis of the offered methodology of reserves estimation and the classic one on the example of gas-condensate formations of one field of Dniper-Donetsk Basin characterized either by different initial thermobaric conditions of deposits or different initial concentration of heavy hydrocarbons is carried out. Basic data used for calculations is given. The evaluation of influence of initial condensate content on deviation rate under the condition of reserves estimation by classical method is carried out. The conclusions about the need for the proposed methods providing acceptable accuracy in the process of preparation of project documentation for hydrocarbon field development are made.

Key words: reserves of gas, phase equilibrium, the differential condensation, coefficient of volume elasticity, coefficient of compressibility.

Проектування розробки газоконденсатних покладів, як і процесів переробки і транспортування вуглеводневої сировини, пов'язано зі складними інженерними розрахунками, в яких визначальною величиною є тиск. Пластовий і вибійний тиски використовуються для визначення дебіту свердловини, параметрів пласта і можливості фонтанування свердловини. Розподіл тиску по стовбуру необхідно знати для виявлення можливості утворення гідратів і рідинних пробок на вибої, величину тиску на гирлі свердловини – для розрахунку сепарації та транспортування газу. У свою чергу, як пластовий, так і тиск сепарації повинні бути розраховані ще до введення родовища в промислову експлуатацію з метою прогнозування вилучення запасів і будівництва газотранспортної системи. Точне прогнозування зміни тиску (пластового та інших згаданих) є одним з основних завдань проектування. Достовірність розрахунків можлива лише за умови, коли величина запасів газу і його фізичні властивості відомі. Таким чином, початкова величина запасів газу повинна бути визначена з високим ступенем точності, оскільки всі інші розрахункові величини є похідними.

Загальновідомими способами визначення початкових запасів є метод матеріального балансу і об'ємний метод.

Розглянемо більш детально метод матеріального балансу, заснований на законі збереження матерії, та стосовно до покладів вуглеводнів формулюється таким чином: кількість вуглеводнів, що знаходяться в покладі до початку розробки, дорівнює кількості вилучених вуглеводнів і тих, що залишилися в покладі, на будь-який довільний період розробки. В [1] наводиться виведення формули матеріального балансу для підрахунку запасів газу, що широко використовується на практиці:

$$Q_0 = \frac{Q_n \cdot b}{b - b_0}, \quad (1)$$

де  $Q_0$  – початкові запаси газу, приведені до нормальних умов,  $m^3$ ;

$Q_n$  – накопичений видобуток газу,  $m^3$ ;

$b, b_0$  – об'ємний коефіцієнт при поточному і початковому пластовому тиску, відповідно, ч. од.

Ця ж формула більш відома в іншому вигляді [2]:

$$\frac{P_{пл}}{Z_{P_{пл}}} = \frac{P_0}{Z_{P_0}} - \frac{Q_n}{\Omega^*}, \quad (2)$$

де  $P_0, P_{пл}$  – відповідно початковий і поточний пластовий тиск, МПа;

$\Omega^*$  – приведений газонасичений поровий об'єм,  $m^3/MPa$ ;

$Z_{P_0}, Z_{P_{пл}}$  – відповідно коефіцієнти надстигливості при початковому та поточному пластовому тиску, ч. од;

$Q_n$  – накопичений видобуток газу,  $m^3$ .

Формула (2) може бути отримана з формули (1) шляхом простих арифметичних перетворень. Недоліками обох формул є відсутність можливості обліку зміни фізичних властивостей газу від тиску, стисливості пластової води і породи та випадіння конденсату в пласті. Фактично, формули можуть застосовуватись тільки для сухого газу в умовах, коли запаси його пружної енергії значно перевищують запаси пружної енергії пласта і води. Проте формула (2) досить широко використовується в нафтопромисловій справі як для оцінки запасів, так і для розрахунку тиску. Саме застосовуючи деякі перетворення формули (2) можливо зробити оцінку початкових запасів газу шляхом побудови залежностей виду:

$$P/z = f(Q_n). \quad (3)$$

Тільки для сухого газу залежність (3) описується прямою лінією. Для газоконденсатного покладу, в залежності від початкового змісту компонентів  $C_{5+}$ , тиску початку конденсації та тиску максимальної конденсації, а також надходження води, побудова залежностей згідно з (3) призводить до отримання деяких кривих, провести оцінку запасів за якими досить складно. Особливості інтерпретації таких побудов розглянуто в [3, 4, 5, 6, 7, 8], де окремо виділяються режими розробки та двофазна область існування газу і конденсату.

З метою врахування зміни фізичних властивостей пластових флюїдів у [3] наведено формулу матеріального балансу для газоконденсатного покладу, який розробляється на виснаження. Слід зазначити, що формула враховує зміну властивостей пластових флюїдів, таких як густина, об'ємний коефіцієнт переведення сухого газу в пластовий, коефіцієнт надстигливості, а також насиченість пласта конденсатом, що випав. До недоліків формули можна віднести відсутність обліку стисливості води і породи, надходження в поклад води, тобто вона не є універсальною.

В [5], наприклад, детально розглянуто випадки розробки газового покладу на виснаження з врахуванням окремо того чи іншого фактора: конденсаційних процесів, активності контурних вод та пружності скелету породи пласта-

колектора. На відміну від підходу, що використовувався в [1], де в основі матеріального балансу лежав об'єм, у [5] використано підхід, що ґрунтується на збереженні маси системи. Так, наприклад, для розробки газоконденсатного покладу на виснаження рекомендується використання наступної формули:

$$\frac{\tilde{\alpha} \cdot \Omega_{\Pi} \cdot P_{\Pi} \cdot T_{CT}}{z_{\Pi} \cdot P_{AT} \cdot T_{\Pi\Pi}} \rho_{Г.П} = [\tilde{\alpha} \cdot \Omega_{\Pi} - \Delta\Omega(\tilde{P})] \cdot (4)$$

$$\cdot \frac{\tilde{P}(t) \cdot T_{CT}}{z(\tilde{P}) \cdot P_{AT} \cdot T_{\Pi\Pi}} \rho(\tilde{P}) + \Delta\Omega(\tilde{P}) \cdot \rho_K(\tilde{P}) + M_{\text{вид}}(t),$$

де  $\tilde{\alpha} \cdot \Omega_{\Pi}$  – початковий газонасичений поровий об'єм, м<sup>3</sup>;

$\Delta\Omega(\tilde{P})$  – об'єм порового простору, зайнятий сирим конденсатом, що випав, на момент часу  $t$ , м<sup>3</sup>;

$P_{\Pi}, \tilde{P}(t)$  – відповідно початковий та поточний середній пластовий тиск, зважений по порових об'ємах  $\tilde{\alpha} \cdot \Omega_{\Pi}$  та  $\tilde{\alpha} \cdot \Omega_{\Pi} - \Delta\Omega(\tilde{P})$ , Па;

$z_{\Pi}, z(\tilde{P})$  – коефіцієнт надстигливості газоконденсатної системи при температурі  $T_{\Pi\Pi}$  і відповідно тисках  $P_{\Pi}$  та  $\tilde{P}(t)$ , ч. од.;

$\rho_{Г.П}, \rho(\tilde{P})$  – відповідно густина пластового газу початкового та поточного складу, приведені до атмосферних умов, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_K(\tilde{P})$  – густина сирого конденсату, що випав у пласті на момент часу  $t$ , приведена до поточного пластового тиску та температури, кг/м<sup>3</sup>;

$M_{\text{вид}}(t)$  – маса видобутого газу на момент часу  $t$ , кг.

Останній член рівняння (4) рекомендується знаходити з наступного співвідношення:

$$M_{\text{вид}}(t) = M_{\text{вид}}(t - \Delta t) +$$

$$+ \left\{ Q_{\text{вид.сг}}(t) \cdot \beta[\tilde{P}(t)] - Q_{\text{вид.сг}}(t - \Delta t) \cdot \beta[\tilde{P}(t - \Delta t)] \right\} \cdot$$

$$\cdot \frac{1}{2} \left\{ \rho_{Г}[\tilde{P}(t)] + \rho_{Г}[\tilde{P}(t - \Delta t)] \right\}, \quad (5)$$

де  $M_{\text{вид}}(t - \Delta t)$  – маса видобутого газу на момент часу  $t - \Delta t$ , кг;

$Q_{\text{вид.сг}}(t - \Delta t), Q_{\text{вид.сг}}(t)$  – об'єми видобутого сухого газу на момент часу відповідно  $t - \Delta t$  та  $t$ , приведені до нормальних умов, м<sup>3</sup>;

$\Delta t$  – крок по часу, с;

$\beta[\tilde{P}(t)]$  – об'ємний коефіцієнти переводу сухого газу в пластовий, ч. од.

Отже, як бачимо, формули (4) та (5) є досить громіздкими та складними для безпосереднього прикладного використання. В них використовується диференційний підхід до визначення коефіцієнтів рівняння оскільки відбувається усереднення параметрів газу та конденсату на часовому інтервалі  $\Delta t$ . Таким чином, для застосування рівняння (4) та (5) необхідно во-

лодіти інформацією щодо поточної насиченості пласта конденсатом, поточного об'ємного коефіцієнта переводу сухого газу в пластовий та поточних густин газу та конденсату. Теж саме стосується й інших рекомендованих у [5] формул матеріального балансу для врахування поступлення в поклад води та пружної деформації пласта.

Враховуючи вищевикладене, виникла необхідність у розробці методики, досить простої у застосуванні, і в той же час такої, що повною мірою охоплює фізичні процеси, які відбуваються в пласті.

При пружному режимі розробки газоконденсатних покладів відбувається зниження пластового тиску, зменшення об'єму пор внаслідок розширення зерен породи та розширення пластової води, а при падінні тиску нижче насичення – випадіння конденсату. Якщо перші два параметри можна врахувати аналогічно як і при розрахунку нафтових покладів, то з конденсатом виникають деякі труднощі. Його кількість в пласті залежить від тиску і може як збільшуватись, так і зменшуватись в області ретроградного випаровування. Тому визначити кількість конденсату, що випав у пласті, з урахуванням фазових переходів досить важко. Саме тут можна скористатись результатами диференціальної конденсації з урахуванням особливості отримання експериментальних величин. Величини пластових втрат та видобутку конденсату є інтегральними, що значно спрощує алгоритм розрахунку так як відповідає необхідність визначення поточних параметрів пластової вуглеводневої системи. Також слід враховувати ту обставину, що облік видобутого газу проводиться в перерахунок на сухий газ.

Таким чином, ґрунтуючись на принципах матеріального балансу, а саме рівності об'єму, можна записати наступні співвідношення.

Звільнений об'єм пор в результаті:

– відбору газу  $Q_{н} \cdot b_0 \cdot w$  ;

– відбору пластової води  $V \cdot \lambda$  .

В свою чергу, цей об'єм буде заповнений за рахунок:

– розширення пластового газу  $(Q_0 \cdot w_0 - Q_{н} \cdot w) \cdot (b - b_0)$  ;

– випадіння конденсату  $\frac{Q_0 \cdot \rho_{п} \cdot b_{к}}{\rho_{к}}$  ;

– розширення породи і води

$\frac{Q_0 \cdot b_0 \cdot w_0}{1 - \alpha_{в}} \cdot (\beta_{п} + \alpha_{в} \cdot \beta_{в}) \cdot \Delta P$  ;

– поступлення води  $v \cdot \lambda$  .

Після відповідних арифметичних перетворень отримаємо формулу для оцінки початкових запасів сухого газу:

$$Q_0 = (Q_{н} \cdot b \cdot w - (v - V) \cdot \lambda) \cdot \left\{ (b - b_0) \cdot w_0 + \right. (6)$$

$$\left. + \frac{Vtr \cdot 0,001 \cdot b_{к}}{\rho_{к}} + \frac{b_0 \cdot w_0 \cdot (\beta_{п} + \alpha_{в} \cdot \beta_{в}) \cdot \Delta P}{1 - \alpha_{в}} \right\}^{-1}$$

де  $Q_0$  – запаси сухого газу, млн м<sup>3</sup>;

$Q_n$  – накопичений видобуток сухого газу, млн  $m^3$ ;

$b, b_0$  – об'ємні коефіцієнти видобутого і початкового пластового газу відповідно, ч. од.;

$w, w_0$  – об'ємні коефіцієнти переведу сухого газу в пластовий видобутого і початкового пластового газу, відповідно, ч. од.;

$V_{tr}$  – пластові втрати конденсату,  $г/м^3$ ;

$b_k$  – об'ємний коефіцієнт конденсату, ч. од.;

$\rho_k$  – густина стабільного конденсату,  $кг/м^3$ ;

$\Delta P$  – різниця між початковим і поточним пластовим тиском, МПа;

$\beta_n, \beta_v$  – коефіцієнти стисливості породи і води відповідно,  $МПа^{-1}$ ;

$\alpha_v$  – початкова водонасиченість, ч. од.;

$V, V'$  – об'єм видобутої і тієї, що надійшла в поклад води, відповідно,  $м^3$ ;

$\lambda$  – об'ємний коефіцієнт пластової води, ч. од.

Отримана формула (6) є універсальною. Дійсно, якщо нехтувати пружним запасом породи і води, формулу можна переписати наступним чином:

$$Q_0 = \frac{Q_n \cdot b \cdot w - (v - V) \cdot \lambda}{(b - b_0) \cdot w_0 + \frac{V_{tr} \cdot 0,001 \cdot b_k}{\rho_k}} \quad (7)$$

Якщо розробка відбувається на виснаженні пластової енергії, тобто відсутнє надходження в поклад води і вона не видобувається, тоді:

$$Q_0 = \frac{Q_n \cdot b \cdot w}{(b - b_0) \cdot w_0 + \frac{V_{tr} \cdot 0,001 \cdot b_k}{\rho_k}} \quad (8)$$

І, нарешті, якщо розробка ведеться при тиску вище тиску насичення, або ж розробляється поклад газу з незначним вмістом важких вуглеводнів, тобто фізичні параметри газу залишаються постійними, то формула (6) перетворюється у формулу (1).

Ще однією перевагою формули (6) є можливість застосовувати її без модифікації – незалежно проводиться розрахунок при тиску вище тиску насичення або нижче. При цьому структура формули не змінюється, змінюється тільки член рівняння, що враховує випадіння конденсату, який при тиску вище тиску насичення стає рівним нулю. Факт застосування однієї й тієї ж формули, незалежно від параметрів розробки, є важливим. Адже відомо, що, наприклад, при переході режиму розробки нафтового покладу з пружного на режим розчиненого газу необхідно використовувати різні формули, що відповідають кожному з режимів. Застосування формули для режиму розчиненого газу без урахування видобутих на пружному режимі нафти і води веде до значної неточності.

Очевидно, що при розрахунку початкових запасів газу за формулою (6) необхідно мати залежності об'ємного коефіцієнта газу, об'ємного коефіцієнта переведення сухого газу в пластовий, пластових втрат і об'ємного коефіцієнта

конденсату від тиску. При цьому можуть бути використані як експериментальні дані, так і розрахунки.

Звичайно, цікаво оцінити різницю в результатах розрахунку за класичним методом (3) і за формулою (6). Нижче автором наведено порівняльні розрахунки запасів газу горизонтів А, Б та горизонту В одного з родовищ ДДз. Виходячи з міркувань конфіденційності назва родовища не наводиться, а назви горизонтів змінено. Величина запасів розраховувалась на кожну точку заміру тиску, отримані величини усереднювались.

Пластовий газ горизонту А характеризується наступними параметрами: відносна густина по повітрю 1,645 ч. од., вміст компонентів  $C_{5+}$  – 1002,2  $г/м^3$ , мольна частка  $C_{5+}$  – 17,7 %, тиск початку конденсації – 38 МПа, пластова температура – 116 °С, початковий пластовий тиск – 46,1 МПа.

Параметри пластового газу горизонту Б наступні: відносна густина по повітрю 1,165 ч. од., вміст компонентів  $C_{5+}$  – 445,7  $г/м^3$ , мольна частка  $C_{5+}$  – 7,4 %, тиск початку конденсації – 42,5 МПа, пластова температура – 125 °С, початковий пластовий тиск – 47,8 МПа.

Параметри пластового газу горизонту В наступні: відносна густина по повітрю 0,958 ч. од., вміст компонентів  $C_{5+}$  – 365,3  $г/м^3$ , мольна частка  $C_{5+}$  – 5,3 %, тиск початку конденсації – 41,6 МПа, пластова температура – 92 °С, початковий пластовий тиск – 52,1 МПа.

По кожному горизонту було використано криві диференційної конденсації, згідно з якими розраховувались об'ємні коефіцієнти переведу сухого газу в пластовий та об'ємні коефіцієнти видобутого пластового газу. Також використано такі дані як пористість і початкова водонасиченість пластів, коефіцієнти пружності пластів та пластової води.

Алгоритм розрахунку наступний:

на кожен період заміру пластового тиску та видобутку газу розраховують об'ємний коефіцієнт видобутого газу та об'ємний коефіцієнт переведу сухого газу в пластовий виходячи з густини видобутого газу, яку в свою чергу, визначають з наступних рівнянь:

$$w = \frac{V_{ud_k} + Mol_c}{M_k} \quad (9)$$

де  $V_{ud_k}$  – видобуток конденсату згідно з кривою дифконденсації,  $г/м^3$ ;

$M_k$  – молярна маса конденсату,  $г/моль$ ;

$Mol_c$  – кількість моль сухого газу в  $1 м^3$  пластового газу початкового складу, моль.

$$b = 3,4 \cdot 10^{-4} \frac{z(P_{пл}, \rho_{пл}) \cdot T_{пл}}{P_{пл}} \quad (10)$$

де  $z(P_{пл}, \rho_{пл})$  – коефіцієнт надстисливості газоконденсатної системи відповідно при температурі  $T_{пл}$  і тиску  $P_{пл}$ , ч. од.;

$P_{пл}$  – поточний пластовий тиск, МПа;

$T_{пл}$  – пластова температура, К.

Відносна густина газу визначається з наступних рівнянь:

$$\rho_{г.п} = \frac{\left(\frac{Pot_k}{Mol}\right) + \left(\frac{Mol_c}{Mol}\right) \cdot M_{сух}}{28,96}, \quad (11)$$

$$Mol = \frac{Pot_k}{M_k} + Mol_c. \quad (12)$$

де  $Pot_k$  – вміст конденсату згідно з кривою дифконденсації, г/м<sup>3</sup>;

$M_{сух}$  – молярна маса сухого газу, г/моль.

Визначають коефіцієнти  $V_{tr}$ ,  $b_k$ ,  $\rho_k$  та  $\lambda$  відповідно з кривої дифконденсації та експериментальних лабораторних досліджень.

Розраховується величина початкових запасів газу.

Будують графічну залежність величини початкових запасів сухого газу від накопиченого видобутку газу та проводять усереднення отриманих результатів.

Основні вихідні дані для розрахунку запасів газу наведено в таблиці 1. На рисунках 1 – 6 наведено результати розрахунку.

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунку

Горизонт					
А		Б		В	
Q <sub>вид газу</sub> , млн м <sup>3</sup>	P <sub>пл</sub> , МПа	Q <sub>вид газу</sub> , млн м <sup>3</sup>	P <sub>пл</sub> , МПа	Q <sub>вид газу</sub> , млн м <sup>3</sup>	P <sub>пл</sub> , МПа
0,0	46,1	0,0	47,8	0,0	52,1
16,4	41,9	181,1	42,1	102,1	38,9
32,7	38,8	306,9	39,8	113,4	38,2
56,0	37,1	326,3	39,5	123,0	37,5
108,6	34,9	449,9	38,2	149,0	35,8
155,8	32,8	638,0	36,9	164,8	35,3
489,0	20,8	–	–	174,0	33,7

У таблиці 2 наведено порівняння показників оцінки початкових запасів газу газоконденсатних об'єктів А, Б та В згідно із запропонованою методикою та класичною.

Таблиця 2 – Порівняння показників оцінки початкових запасів газу

Горизонт	Початкові запаси газу, млн м <sup>3</sup>		Відхилення, %
	Авторська методика	Класична методика	
А	843,37	1735,29	105,7
Б	4442,93	7161,75	61,2
В	992,91	1143,04	13,1

Як видно з рисунків і таблиці 2, величина початкових запасів газу по горизонту А, розрахована за формулою (6), становить 843,37 млн м<sup>3</sup>, за методикою (3) – 1735,29 млн м<sup>3</sup>. Таким чином, різниця між цими розрахунками – 891,92 млн м<sup>3</sup> газу або 105,7%.

По горизонту Б (рисунки 3, 4) величина початкових запасів газу, розрахована за формулою (6), становить 4442,93 млн м<sup>3</sup>, за методикою (3) – 7161,75 млн м<sup>3</sup>. Тобто, в результаті меншого початкового вмісту конденсату, різниця між розрахунками менша, ніж по горизонту А і становить 61,2%.

По горизонту В, розрахована за формулою (6), становить 992,91 млн м<sup>3</sup>, за класичною методикою – 1143,04 млн м<sup>3</sup>. Таким чином, різниця між цими розрахунками – 150,13 млн м<sup>3</sup> газу або 13,1%.

З метою оцінки величини похибки по розрахунку запасів за розглянутими методами побудовано залежність відхилення у відсотках від величини початкового конденсатовмісту, яку наведено на рисунку 7.

Як видно з рисунку 7 величина відхилення зростає пропорційно до величини конденсатовмісту і сягає 100% при величині вмісту C<sub>5+</sub> близько 968 г/м<sup>3</sup>.

Звичайно, запропонована методика і формула не позбавлені недоліків, до яких можна віднести відсутність можливості обліку фільтрації конденсату в пласті, тобто урахування додаткового видобутку конденсату вище поточного вмісту C<sub>5+</sub>. Але якщо врахувати, що основною метою методики є оцінка запасів, а практично завжди знайдеться досить тривалий період з початку розробки, під час якого така фільтрація відсутня, що дасть можливість провести оцінку, то цим недоліком можна знехтувати.

Зважаючи на величини похибок, які виникають в процесі оцінки запасів газу газоконденсатного покладу за класичною методикою і є неприпустимими, авторами рекомендується використовувати наведену методику як таку, що повною мірою охоплює фізичні процеси, що відбуваються в пласті, і в той же час є достатньо простою у використанні. Таким чином, авторами виведено нову універсальну методику розрахунку початкових запасів газу газоконденсатних покладів, що може безпосередньо використовуватись в інженерних розрахунках в процесі складання проектної документації на розробку родовищ вуглеводнів.

### Література

- 1 Гришин Ф.А. Промышленная оценка месторождений нефти и газа / Ф.А. Гришин. – М.: Недра, 1985. – 277 с.
- 2 Довідник з нафтогазової справи; за заг. ред. д.т.н. Бойка В.С., Кондрата Р.М., Яремійчука Р.С. – Львів, 1996. – 620 с.
- 3 Бікман Є.С. Балансовий метод контролю за розробкою газоконденсатного покладу / Є.С. Бікман // Нафтова і газова промисловість – 2009. – №2. – С. 31-33.
- 4 Степанова Г.С. Фазовые превращения в месторождениях нефти и газа / Г.С. Степанова – М.: Недра, 1983. – 192 с.
- 5 Закиров С.Н. Разработка газовых, газоконденсатных и нефтегазоконденсатных месторождений / С.Н. Закиров – М.: Струна, 1998. – 628 с.

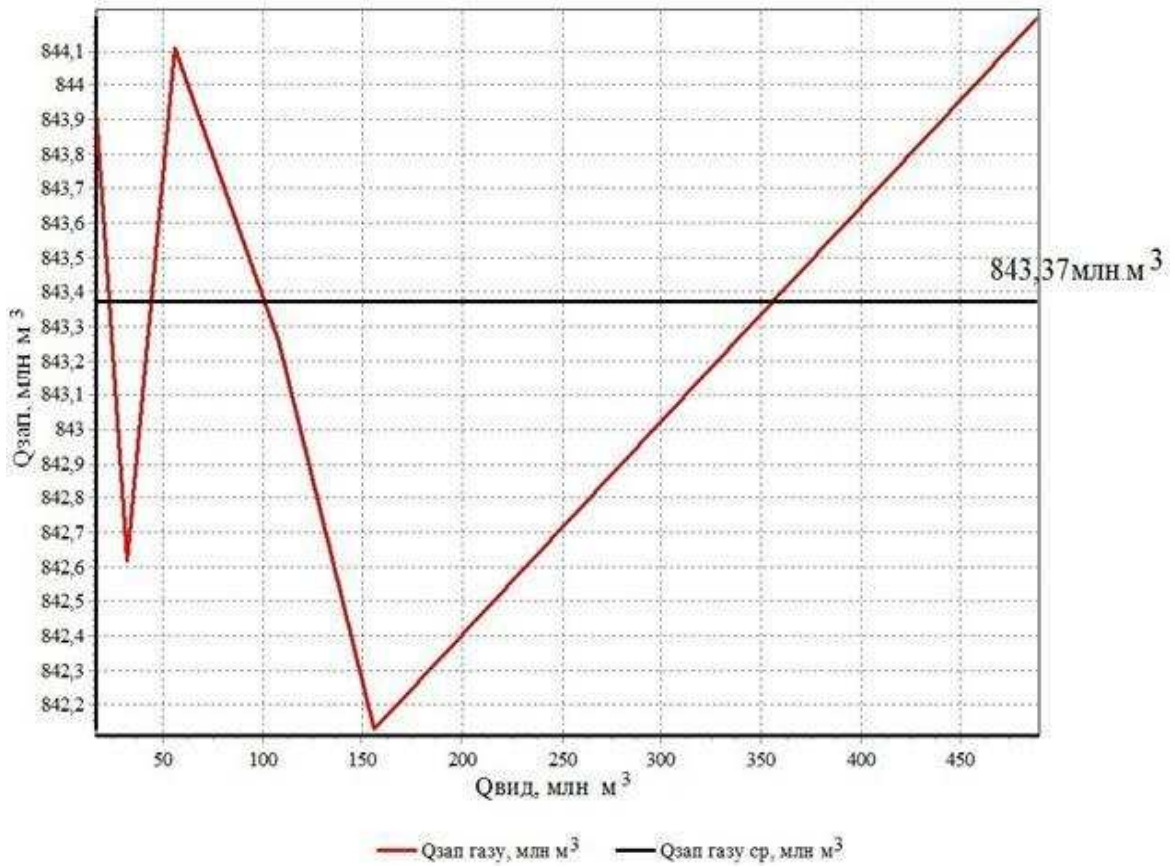


Рисунок 1 – Початкові запаси сухого газу горизонту А, розраховані за формулою (6)

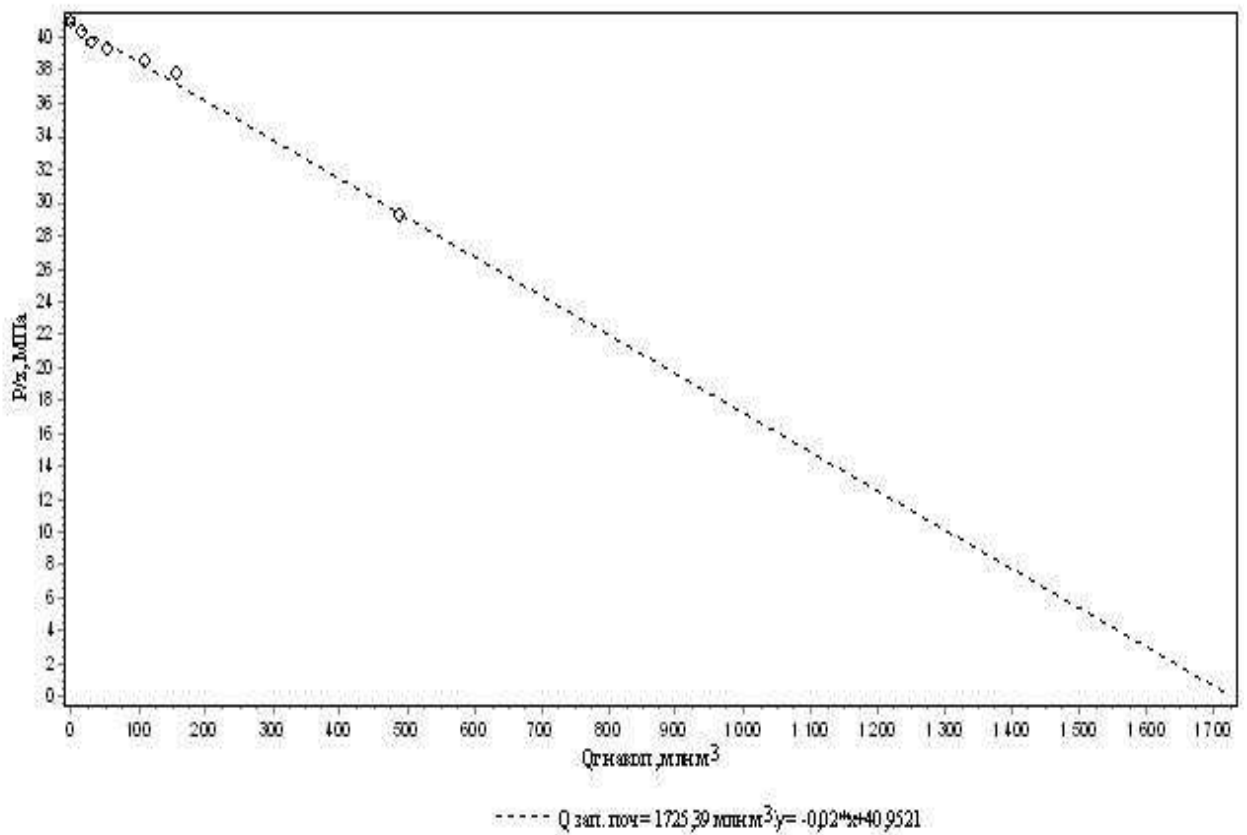


Рисунок 2 – Початкові запаси сухого газу горизонту А, розраховані за методикою (3)

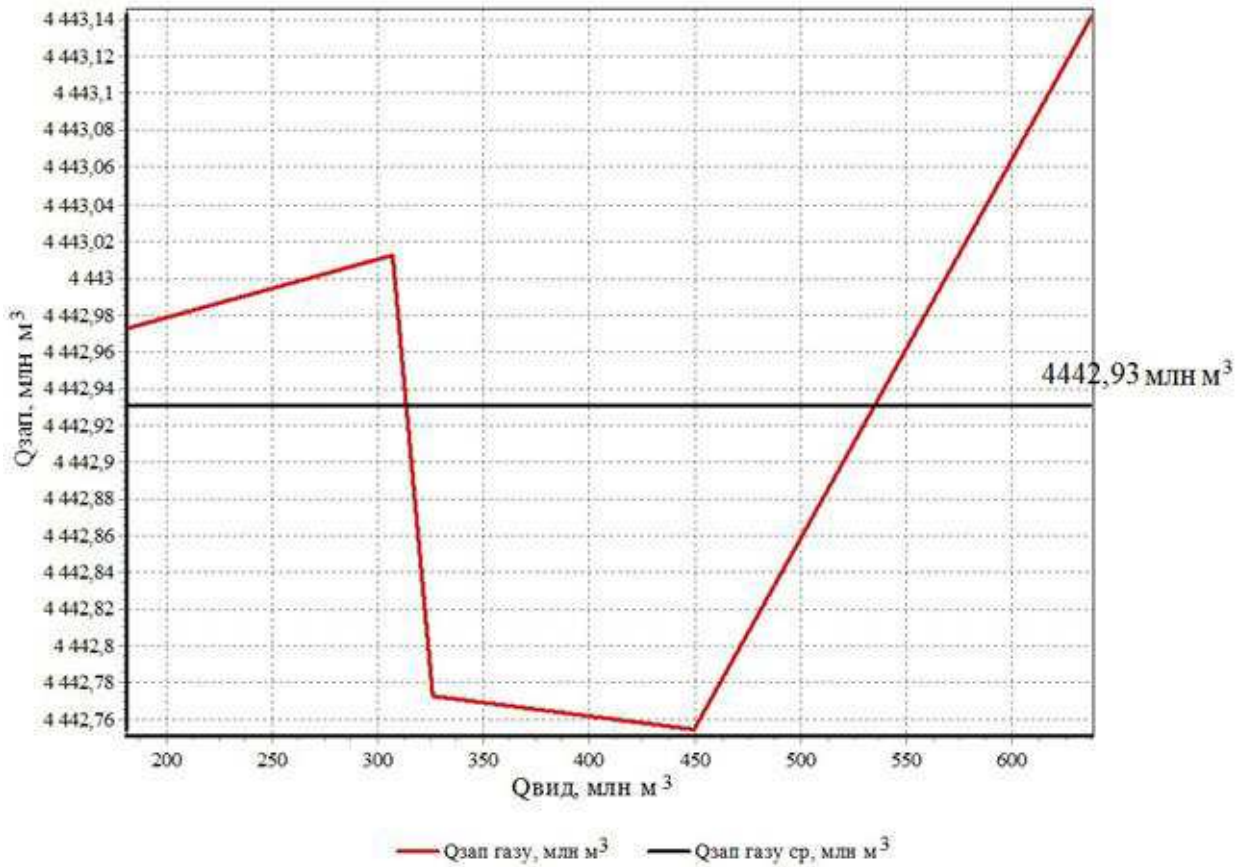


Рисунок 3 – Початкові запаси сухого газу горизонту Б, розраховані за формулою (6)

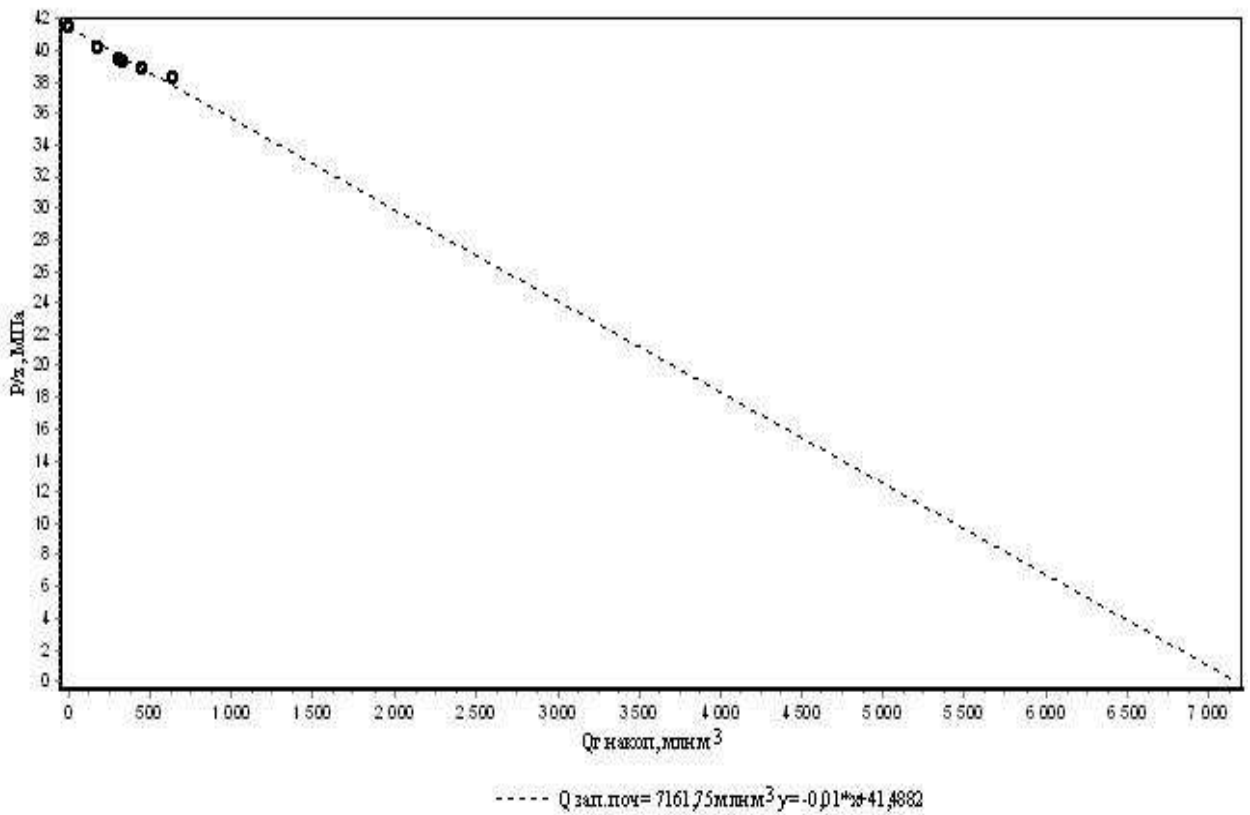


Рисунок 4 – Початкові запаси сухого газу горизонту Б, розраховані за методикою (3)

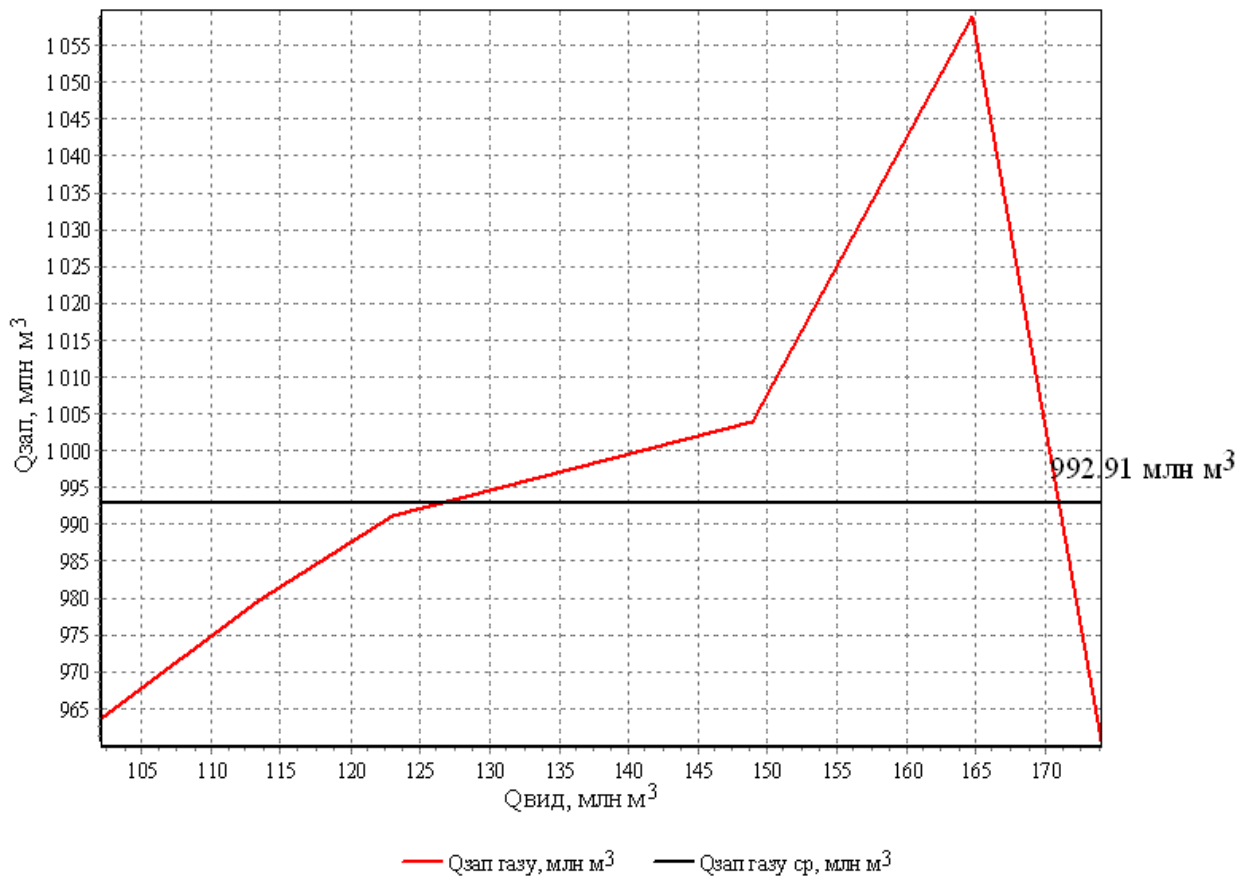


Рисунок 5 – Початкові запаси сухого газу горизонту В, розраховані за формулою (6)

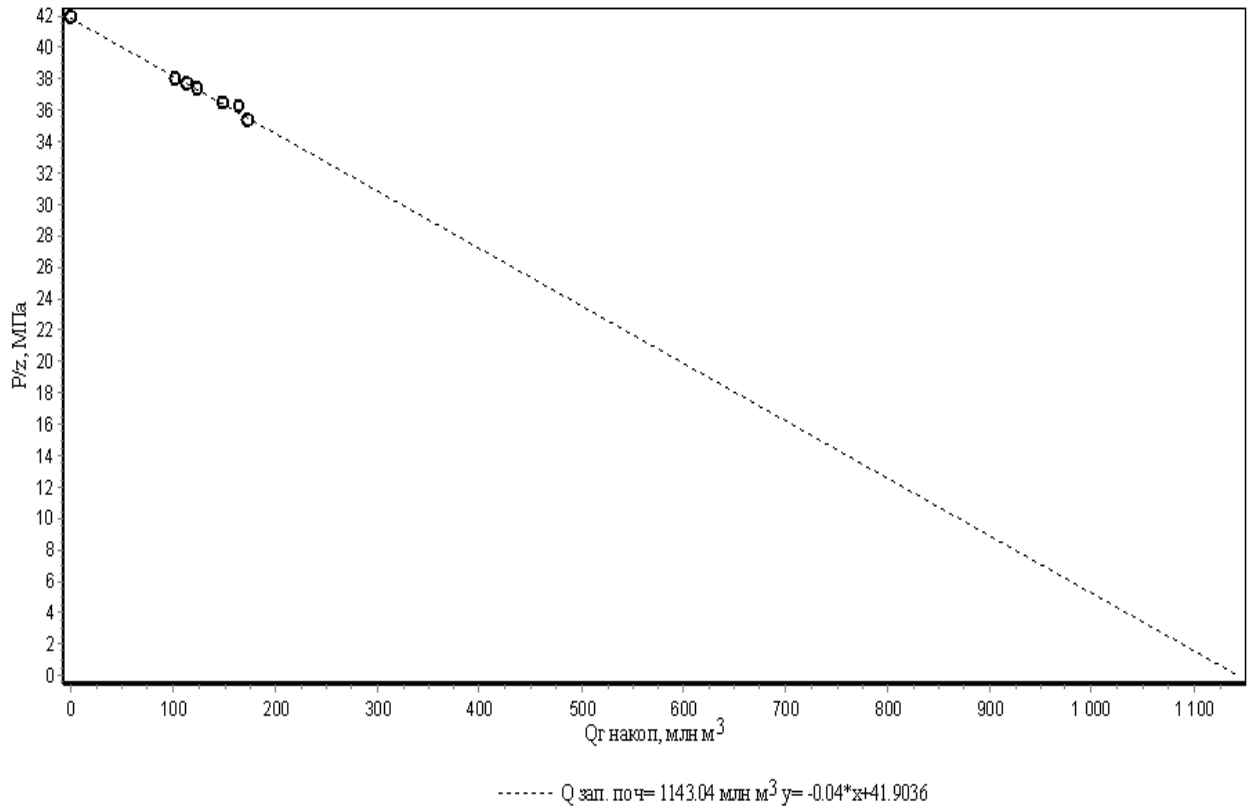
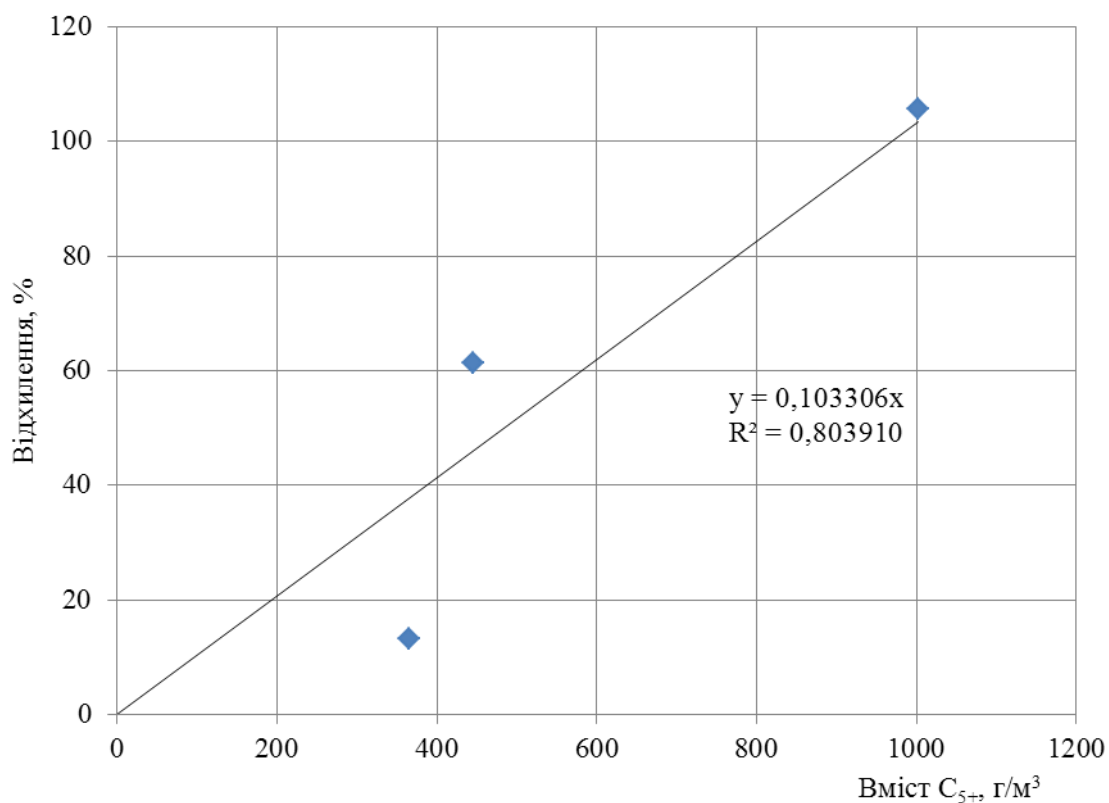


Рисунок 6 – Початкові запаси сухого газу горизонту В, розраховані за методикою (3)



**Рисунок 7 – Залежність величини відхилення по розрахунку початкових запасів газу від величини конденсатовмісту**

6. Тер-Саркисов Р.М. Разработка месторождений природных газов / Р.М. Тер-Саркисов – М.: Недра, 1999. – 659 с.

7. Вяхирев Р.И. Разработка и эксплуатация газовых месторождений / Р.И. Вяхирев, А.И. Гриценко, Р.М. Тер-Саркисов. М.: Недра-Бизнесцентр, 2002. – 880 с.

8. Основы технологии добычи газа / А.Х. Мирзаджанзаде, О.Л. Кузнецов, К.С. Басниев, З.С. Алиев. – М.: Недра, 2003. – 880 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
27.03.12*

*Рекомендована до друку професором  
Бойком В.С.*

# Наука — виробництву

УДК 681.2:532.64

## РАЦІОНАЛЬНЕ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ РОЗЧИНЕНОГО ГАЗУ НА ПІЗНІЙ СТАДІЇ РОЗРОБКИ РОДОВИЩ

<sup>1</sup>І.М. Купер, <sup>2</sup>В.Д. Михайлюк<sup>1</sup>ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42195,  
e-mail: public@nuing.edu.ua<sup>2</sup>НДПІ ПАТ «Укрнафта», 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Північний Бульвар ім. Пушкіна, 2,  
e-mail: mvd.1950@i.ua

З метою вдосконалення розробки родовищ на пізній стадії розглянуто питання застосування водогазової репресії з використанням газу, що розчинений в нафті. Наведено результати експериментального вивчення впливу розчиненого газу на процеси витиснення нафти в умовах родовищ Прикарпаття. Дослідження проводилися методом фізичного моделювання витиснення нафти водою з пористого середовища. В результаті встановлено, що заводнення покладів буде більш ефективним у випадку його проведення з самого початку розробки. Заводнення може бути також ефективним на старих виснажених родовищах з невеликою глибиною залягання.

Обґрунтовано, що в обводнених покладах, у яких пластовий тиск не знижувався до тиску насичення, доцільним є зниження пластового тиску до значення, якомога нижчого від тиску насичення (здійснювати форсований відбір). Після цього слід відновлювати нагнітання води з 30-50 % компенсацією. Встановлено, що з метою підвищення ефективності розробки родовищ, які розробляються на режимі розчиненого газу, необхідно розпочинати заводнення за пластового тиску, нижчого на 30-70% від тиску насичення нафти газом. Оптимальним варіантом розробки таких покладів є наявність активних краєвих вод. За їх відсутності доцільно після початку виділення з нафти газу в законтурну область закачувати воду з компенсацією відборів від 20% до 40 %.

Ключові слова: обводнення, тиск насичення, вода, режим розчиненого газу, заводнення, нафто вилучення, витиснення.

С целью усовершенствования разработки месторождений на поздней стадии рассмотрен вопрос о применении водогазовой репрессии с использованием энергии растворенного газа. Приведены результаты экспериментального изучения влияния растворенного газа на процессы вытеснения нефти в условиях месторождений Прикарпатья. Исследования проводились методом физического моделирования вытеснения нефти водой. В результате установлено, что заводнение залежей будет более эффективным при осуществлении его в начале разработки. Заводнение может быть также эффективно на старых истощенных месторождениях с небольшой глубиной залегания.

Обосновано, что в обводненных залежах, где пластовое давление не понижалось ниже давления насыщения, целесообразно понизит пластовое давление до значения, как можно низшего по сравнению с давлением насыщения (осуществлять форсированный отбор). После этого следует возобновить нагнетание воды с 30-50% компенсацией. Установлено, что с целью увеличения эффективности разработки месторождений, разрабатываемых в режиме растворенного газа, заводнение необходимо начинать при пластовом давлении, меньшем на 30%-70% от давления насыщения. Оптимальным вариантом разработки таких залежей является присутствие активных краевых вод. При их отсутствии целесообразно после начала выделения с нефти газа закачивать в законтурную область воду с компенсацией отборов от 20% до 40%.

Ключевые слова: обводнение, давление насыщения, вода, режим растворенного газа, заводнение, нефтеизвлечение, вытеснение.

For the purpose of improvement of development of fields at late stage the question of application of water gas repression with use of energy of the dissolved gas is considered. Results of experimental studying of influence of the dissolved gas on processes of a driving of oil in conditions of the Prekarpathian fields are given. Researches were carried out by a method of physical modeling of replacement of oil water. As a result it was established that the water flooding of deposits will be more effective at the very beginning of development. Water flooding can be also effective on the old exhausted fields with a small depth.

*It is proved that in waterflooded deposits in which formation pressure didn't go down below pressure of saturation it is reasonable to lower formation pressure to value that is lower than pressure of saturation (to carry out the forced selection). After that the water injection should be forced with a 30-50 % compensation. It is established that for the purpose of increase in efficiency of development of fields which are developed on a mode of the dissolved gas it is effective to begin a waterflooding at formation pressure, 30 %-70 % lower than pressure of saturation. Optimum alternative of development of such deposits is presence of active edge waters. In case these are absent, it is expedient to pump in water into edge water zone after gas has been allocated from oil with selection compensation from 20% to 40%.*

Keywords: irrigation, pressure of saturation, water, a mode of the dissolved gas, pumping water, petroextraction, replacement

Водогазова репресія вважається одним із ефективних методів підвищення нафтовіддачі. Так, дослідженнями Р.О.Гнатюка та Є.І.Лісевича в 70-80 роках було доведено, що почергове закачування води і газу є ефективним методом збільшення кінцевого коефіцієнта нафтовилучення [1]. Цей метод був досконально вивчений для умов Битківського (Україна) та Самотлорського (Росія) нафтових родовищ. Дослідження ранньої стадії розробки родовищ і впровадження цього методу на Битківському родовищі показало його високу ефективність. При цьому газ перепускався з газового покладу з тиском, вищим за пластовий тиск нафтового покладу.

На даний час майже всі нафтові родовища Прикарпаття вступили в пізню стадію розробки, і оскільки основні родовища (Бориславське, Старосамбірське, Орів-Уличнянське, Долинське, Північно-Долинське, Струтинське, Спаське, Битківське, Луквинське, Довбушансько-Бистрицьке) мають високі газові фактори та розробляються з заводненням, нами експериментально розглянуто можливість застосування водогазової репресії з використанням газу, розчиненого в нафті.

З метою виявлення раціонального способу застосування енергії розчиненого в нафті газу у проведених нами експериментальних дослідженнях моделювалися два можливі варіанти розробки родовищ що полягали у поєднанні режимів роботи водонапірного та розчиненого газу:

- розвитку природного режиму розчиненого газу до падіння тиску в пласті з подальшим нагнітанням води (моделювалися умови роботи пласта у режимі виснаження з подальшим заводненням);

- режиму заводнення з підтриманням пластового тиску, більшого за тиск насичення до повного обводнення пласта з подальшим видобутком нафти в режимі виснаження та нагнітанням води.

Як в першому, так і в другому випадках основною рушійною силою в процесах витиснення нафти є поєднання енергії газу, який виділяється з нафти після зниження тиску в пласті, і енергії води, що нагнітається вслід (або одночасно) за виділенням газу. З одного боку, газ, що виділився з нафти, може заповнити частину пор, раніше зайнятих нафтою, і сприяти додатковому її витисненню із пласта в процесі заводнення (ефект заміщення), а, з іншого боку, присутність вільного газу стає причиною зниження фазової проникності пористого середовища для рідин.

Режим розчиненого газу обумовлений рушійною силою – енергією газу, що виділяється з нафти за тиску, нижчого від тиску насичення. За своєю сутністю цей режим подібний до пружно-водонапірного, бо тиск в пласті знижується не миттєво, а поступово. Відмінність цього режиму від пружно-водонапірного полягає в тому, що газ виділяється з нафти під дією енергії його розширення. Газові пухирці - носії пружної сили, які спонукають газовану нафту переміщатися. Як і в пружно водонапірному, в режимі розчиненого газу можна виділити дві фази. У період розвитку першої фази зниження тиску в свердловині передається по всьому пласті поступово; радіус умовного контура живлення, на якому тиск зберігається початковим, збільшується. Коли на природній границі пласта (контурі нафтоносності) тиск почне знижуватися, а область дренавання залишається незмінною, то розпочинається друга фаза.

Характерним для режиму розчиненого газу є постійність контура нафтоносності, внаслідок чого при видобуванні нафти і газу виснажуються запаси покладу (знижується нафтонасиченість у межах незмінного початкового його об'єму). Темп падіння насиченості значно нижчий за темп падіння тиску, а це – друга характерна риса режиму й основна причина невисокої його ефективності. Газовміст пластової нафти безперервно змінюється: спочатку він збільшується, досягає максимального значення, а потім, у міру виснаження покладу, зменшується.

Оскільки при зниженні пластового тиску нижче тиску насичення в'язкість нафти збільшується, а фазова проникність для нафти зменшується, то зменшується і коефіцієнт нафтовіддачі. Приблизно при 50%-ній водонасиченості пласта вода проривається до видобувних свердловин дуже швидко. Фронт витиснення нафти практично не виникає, і вал нафти не формується. Тому нафтовіддача до моменту прориву фронту витиснення не збільшується. Саме в цьому сенсі є важливим поєднання енергії розчиненого газу і заводнення, яке може бути як природним (активні краєві води), так і штучним, коли вода примусово нагнітається в нагнітальні свердловини.

Другий напрямок досліджень – варіант розробки родовища з поєднанням режимів водонапірного та розчиненого газу полягає ось у чому. Родовище розробляється шляхом заводнення за тиску більшого тиску насичення, до повного обводнення продукції видобувних свердловин. Після цього знижують пластовий тиск

у родовищі до тиску насичення і нижчого шляхом форсованого відбору і обмеженням темпу закачування води.

В статті наведені результати експериментального моделювання вказаних варіантів розробки в геолого-промислових умовах родовищ Прикарпаття: Долинського, Північно-Долинського та Довбушансько-Бистрицького. Дослідження проводилися шляхом фізичного моделювання процесів фільтрації флюїдів у поровому просторі колекторів вказаних родовищ.

Досліди виконувалися на моделях пласта із природного кернавого матеріалу. Як пластові флюїди використовувалися рекомбіновані проби пластових нафти і води вказаних родовищ. Також моделювалися відповідні значення пластового тиску та температури.

Експериментальні дослідження виконані у відповідності до ОСТ-39-195-86 [2]. Для вивчення процесів фільтрації неоднорідних рідин у практиці лабораторних досліджень широко застосовують методи наближеного моделювання та теорію подібності, яка свого часу детально була розроблена Д.А.Ефросом [3] і є системою із семи рівнянь. В подальшому багатьма дослідниками ці рівняння всебічно проаналізовано і зроблені висновки щодо параметрів фільтрації неоднорідних рідин.

Насамперед це стосується тих параметрів дослідів, які задаються заздалегідь: фізичні властивості пористого середовища, рідин і газів, поверхневий натяг на границі «рідина-газ» тощо. Крім того, деякі параметри можуть визначатися не тільки умовами подібності, а і самою програмою дослідів, коли в даних умовах можна звести до мінімуму ряд факторів, що впливають на процес. Наприклад, в дослідях, в яких слід уникнути розчинення газу, перепад тиску повинен бути малим по відношенню до загального рівня тиску.

Виходячи з умов подібності, у виконаних дослідях використано моделі, які склалися з природного кернавого матеріалу, що забезпечувало геометричну подібність порового простору, забезпечувало також подібність капілярного тиску і пов'язаних з ним співвідношень через рівність кутів змочування.

Для процесів витиснення нафти найважливішими умовами подібності є критерії  $\Pi_1$  і  $\Pi_2$ , що обчислюються за залежностями:

$$\Pi_1 = \frac{\sigma}{\sqrt{\frac{Ka}{m}}} \Delta P ; \quad (1)$$

$$\Pi_2 = \frac{\sigma}{Ka \cdot grad P}, \quad (2)$$

де  $\Pi_1$  і  $\Pi_2$  - критерії подібності;  
 $\sigma$  - міжфазний натяг на границі флюїдів, Н/м;

$Ka$  - проникність абсолютна, м<sup>2</sup>;

$m$  - пористість, частка одиниці;

$\Delta P$  - перепад тиску, Па;

$grad P$  - градієнт тиску, Па/м.

Характерною особливістю зазначених критеріїв є те, що, починаючи з деяких значень  $\Pi_1$  і  $\Pi_2$ , вони суттєво не впливають на характеристики процесів фільтрації. Завдяки цій особливості встановлено існування області автотодельності, коли  $\Pi_1 \leq 0,5$  і  $\Pi_2 \geq 0,3 \cdot 10^6$

Виходячи з цих критеріїв мінімальна довжина  $L_{min}$  моделі пласта визначається за формулою:

$$L_{min} = 6 \times 10^5 \sqrt{Ka \cdot m} . \quad (3)$$

Якщо пористість породи складає 10-16 %, а проникність –  $40-170 \cdot 10^{-3}$  мкм<sup>2</sup>, то довжина моделі повинна бути не меншою 110-240 мм. Оскільки в наших дослідях довжина моделей становила 420-450 мм, то умови виконаних лабораторних досліджень з належною повнотою забезпечували автотодельність процесів за критеріями  $\Pi_1$  і  $\Pi_2$ .

Для експериментального дослідження процесів фільтрації та витиснення нафти водою у відповідності до критеріїв подібності стосовно параметрів та умов залягання продуктивних горизонтів Долинського, Північно-Долинського та Довбушансько-Бистрицького родовищ, моделі пласта будувалися наступним чином. Бралися зразки пісковиків діаметром 28 мм, пористістю від 0,10 до 0,16 і проникністю від  $1,0 \cdot 10^{-3}$  до  $11,0 \cdot 10^{-3}$  мкм<sup>2</sup>. Складена модель з кернавого матеріалу з приблизно однаковими колекторськими властивостями розміщувалась в кернаотримачі, і визначалась загальна абсолютна її проникність. Після цього зразки насичувались пластовою водою, і методом зважування визначалась відкрита пористість моделі.

Залишкова водонасиченість відтворювалась методом витиснення. Спочатку із водонасиченої моделі вода витискалась трансформаторною оливою, після чого олива заміщувалась гасом. У підготовлену у такий спосіб модель закачувалась рекомбінована до пластових умов нафта. На кожному етапі закачування рідин вимірювалась фазова проникність моделі для кожної з них. Для моделювання залишкової нафтоводонасиченості використовувались пластова вода і нафта вказаних родовищ з параметрами, зведеними до табл. 1.

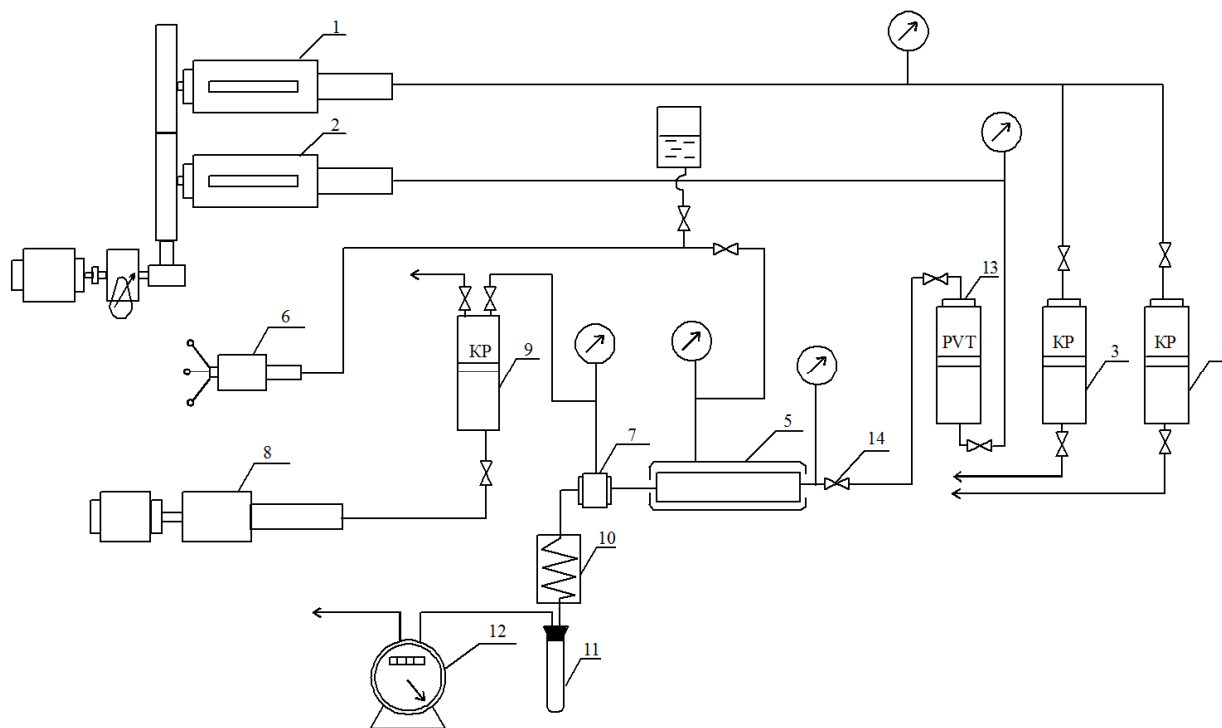
Для рекомбінування проб нафти використовувався попутний газ названих родовищ, а для витиснення нафти - прісна (річкова) вода. Швидкість закачування в процесі витиснення складала  $\sim 0,17 \cdot 10^{-9}$  м<sup>3</sup>/с.

Експериментальні дослідження виконувалися за допомогою установки (рис. 1). Моделювання пластового тиску і закачування флюїдів здійснювалося за допомогою пресів 1 і 2 установок УІПК, які з допомогою відповідних комунікацій з'єднані з контейнерами 3, 4, 9, 13. Робочі об'єми коїтєнерів заповнювалися відповідними для проведення експериментів флюїдами.

В дослідях використано кернаотримачі 5, що дають можливість створювати циліндричні моделі пласта діаметром 28 мм і довжиною 500 мм. Гірничий тиск моделювався боковим обтисканням породи еластичною манжетою,

Таблиця 1 – Вихідні геолого-фізичні параметри для моделювання

Параметри	Долинське родовище	Північно-Долинське родовище	Довбушансько-Бистрицьке родовище
Глибина залягання, м	2240	2575	2550
Пористість, частка	0,084	0,106	0,077
Проникність, $10^{-3}$ мкм <sup>2</sup>	4,9	4,0	1,5
Нафтонасиченість, частка	0,68	79	0,77
Пластова температура, °С	70	70	52
Пластовий тиск, початковий, МПа	30,7	34,3	20,0
В'язкість нафти в пластових умовах, МПа·с	0,94	0,77	0,81
Об'ємний коефіцієнт	1,475	1,67	1,315
Вміст парафіну, %	12,4	9,3	10,0
Тиск насичення, МПа	26,0	34,3	17,4
Густина нафти, кг/м <sup>3</sup>	842	830	810
Газовміст, м <sup>3</sup> /т	165,0	611	115,6
Мінералізація пластової води, г/дм <sup>3</sup>	180,0	118,0	115,2
Густина води, кг/м <sup>3</sup>	1120	1074	1035



1, 2 – преси установки; 3, 4, 9 – контейнери; 5 – модель пласта; 6 – прес гідрообтискування; 7 – редуктор; 8 – насос; 10 – сепаратор; 11 – мірна бюретка; 12 – газомір; 13 – бомба PVT; 14 – вентиль

Рисунок 1 – Принципова схема експериментальної установки на базі УИПК

тиск на яку створювався з допомогою ручного преса 6. Пластовий тиск моделювався за допомогою насоса 8 і контейнера з поршневым розділювачем 9 і підтримувався регулятором тиску 7.

На виході із моделі флюїди розділялися в сепараторі 10, після чого рідка фаза потрапляла до мірної бюретки 11, а об'єм газу вимірювався газометром 12 або газомірною бюреткою.

З метою відтворення пластової температури родовищ термостатування моделі здійснювалося системою електричного нагрівання з електронним блоком живлення і контролем температури за допомогою терморпар та потенціометра. Деякі з контейнерів термостатувалися за допомогою рідинних термостатів.

Приготування рекомбінованих проб пластових флюїдів здійснювалося в контейнерах 13 типу КЖ-5 (бомба PVT).

Результати експериментальних робіт, що відтворювали розвиток природного режиму розчиненого газу з подальшим нагнітанням води (моделювалися умови роботи пласта на режимі виснаження з подальшим заводненням), наведені на рис. 2, 3 і 4.

Шляхом експериментальних досліджень для умов менілітових відкладів Долинського нафтового родовища (рис. 2) нами встановлено, що у випадку зниження пластового тиску до величини 0,75 Рнас з моделі витискається близько 45% нафти, а при зниженні пластового тиску до величини 0,5 Рнас та 0,25 Рнас, витискається відповідно – 58% і 61% нафти. Тобто при зниженні пластового тиску до 0,75 Рнас коефіцієнт нафтовитиснення є дещо нижчим за тиску, вищого за тиск насичення (0,46 проти 0,52). Однак при зниженні пластового тиску до 0,50 Рнас та 0,25 Рнас (крива 3, 4 рис. 2) досягається нафтовилучення відповідно 0,58 та 0,61 тобто більше, ніж при «чистому» водонапірному режимі (крива 1, рис. 2).

Слід також зазначити, що коефіцієнт нафтовилучення в безводний період є нижчим, ніж при витисненні нафти в нерозгазованому режимі. Дані результати подані на рис. 3 у вигляді залежності зміни коефіцієнта нафтовитиснення від величини зниження пластового тиску у режимі розчиненого газу з подальшим нагнітанням води.

Такими ж дослідженнями для умов Довбушансько-Бистрицького нафтового родовища встановлено, що зі зниженням пластового тиску до величини 0,25 Рнас досягається коефіцієнт нафтовилучення близько 40%, а відповідно при зниженні пластового тиску – до 0,5 Рнас та 0,75 Рнас – 51% і 55% відповідно (рис. 4).

Також зауважимо, що у випадку зниження пластового тиску до 0,75 Рнас, коефіцієнт нафтовитиснення є дещо нижчим, ніж за тиску, вищого за тиск насичення (0,41 проти 0,51). З подальшим зниженням пластового тиску він зростає і сягає 0,55 при зниженні пластового тиску до величини 0,25 Рнас. При цьому необхідно зауважити, що коефіцієнт нафтовитиснення в безводний період (як і для умов Долинського родовища) є нижчим від коефіцієнта нафтовитиснення у нерозгазованому режимі.

Таким чином, результати експериментальних досліджень вказують на те, що заводнення покладів має найбільший ефект у випадку початку розробки родовища, а у виснажених покладах в результаті розробки на природному режимі, де пластові тиски є дуже низькими (значно нижчі від тиску насичення нафти газом), може бути ефективним подальше запровадження заводнення. Таке заводнення доцільно застосувати на старих родовищах з "посадженим" пластовим тиском.

Результати досліджень, що одержані при моделюванні заводнення до повного обводнення пласта з подальшим переходом до режиму зниження пластового тиску (форсований відбір) і нагнітанням води для умов Долинського нафтового родовища, вказані на рис. 5 і 6. Як бачимо, з досягненням коефіцієнта нафтовитис-

нення в результаті заводнення (близько 50%) з подальшим переходом до режиму розчиненого газу і нагнітання води отримуємо додаткове вилучення нафти. Причому чим більшим є зниження пластового тиску від тиску насичення, тим вищим буде коефіцієнт вилучення нафти (0,77 для 0,5 Рнас і 0,84 для 0,25 Рнас).

На рисунку 7 наведено результати досліджень після зниження тиску до 0,25 Рнас при неактивному водонапірному режимі для умов Долинського і Північно-Долинського нафтових родовищ. На кривій 1 (ділянка А) наводяться результати досліджень, коли в моделі пласта знижували тиск при закритому виході з моделі, витримували впродовж 24 годин з метою розгазування, а потім відновлювали нагнітання води і витиснення нафти за тиску, вищого тиску насичення. Як бачимо, попереднє розгазування нафти в поровому просторі і подальше відновлення закачування води не є ефективним. Відтак було знижено пластовий тиск до 0,25 Рнас з подальшим заводненням (ділянка Б). При цьому було витиснено 25% нафти. Кривою 2 відображено результати експерименту, в якому зниження тиску в системі здійснювалося з одночасним нагнітанням води з неповною компенсацією відборів рідини. В такий спосіб витискається додатково близько 20% нафти. Результати досліджень на одному й тому ж керновому матеріалі наступні: для умов Північно-Долинського (крива 3) і Долинського (крива 4) родовищ. Подібність результатів, одержаних для цих двох родовищ підтверджує збіжність результатів досліджень.

Проведені експериментальні дослідження для умов Довбушансько-Бистрицького нафтового родовища показали, що після досягнення коефіцієнта нафтовитиснення близько 50% на момент прориву води до виходу з моделі, розгазування і подальше нагнітання води призводить до додаткового вилучення нафти, причому чим більшим є зниження пластового тиску порівняно з тиском насичення, тим вищим буде коефіцієнт вилучення нафти (0,71 для 0,5 Рнас і 0,80 для 0,25 Рнас).

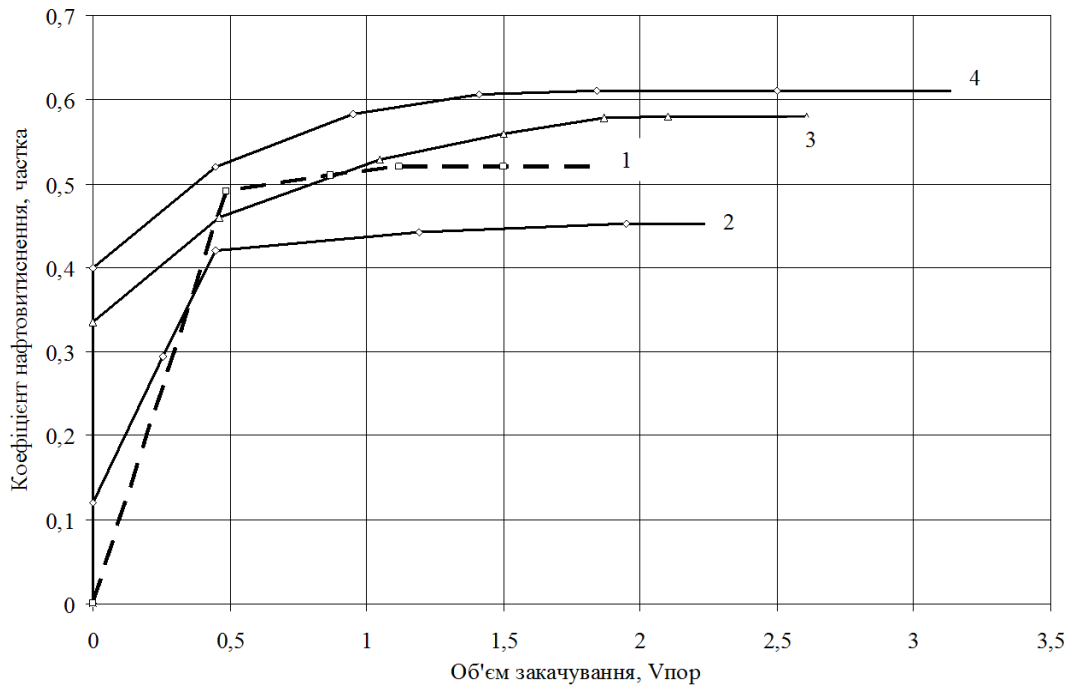
На рис. 8 наведені результати експериментальних досліджень при зниженні пластового тиску до значення 0,25 Рнас.

Таким чином, результати експериментальних досліджень свідчать, що:

- заводнення покладів буде більш ефективним у випадку його проведення від початку розробки;

- у виснажених покладах, які розроблялися у режимі розчиненого газу, коли пластовий тиск є низьким (близьким до атмосферного), подальше заводнення може бути ефективним. Таке заводнення доцільно запроваджувати на старих виснажених родовищах з невеликою глибиною залягання нафтогазоносних пластів;

- в обводнених покладах, де пластовий тиск не знижувався до тиску насичення, доцільним є зниження пластового тиску до значення, якомога нижчого від тиску насичення (здійснювати форсований відбір). Після цього слід відновлювати нагнітання води з 30%-50 % компенсацією;



1 – крива витиснення нафти за пластового тиску ( $P_{пл}$ ), вищого тиску насичення нафти газом ( $P_{нас}$ ); 2 – крива витиснення нафти за пластового тиску  $P_{пл}=0,75 P_{нас}$ ; 3 – крива витиснення нафти при  $P_{пл}=0,5 P_{нас}$ ; 4 – крива витиснення нафти при  $P_{пл}=0,25 P_{нас}$

Рисунок 2 – Експериментальні залежності нафтовіддачі від пластового тиску і об'єму закачування, одержані на моделі менілітових відкладів Долинського родовища

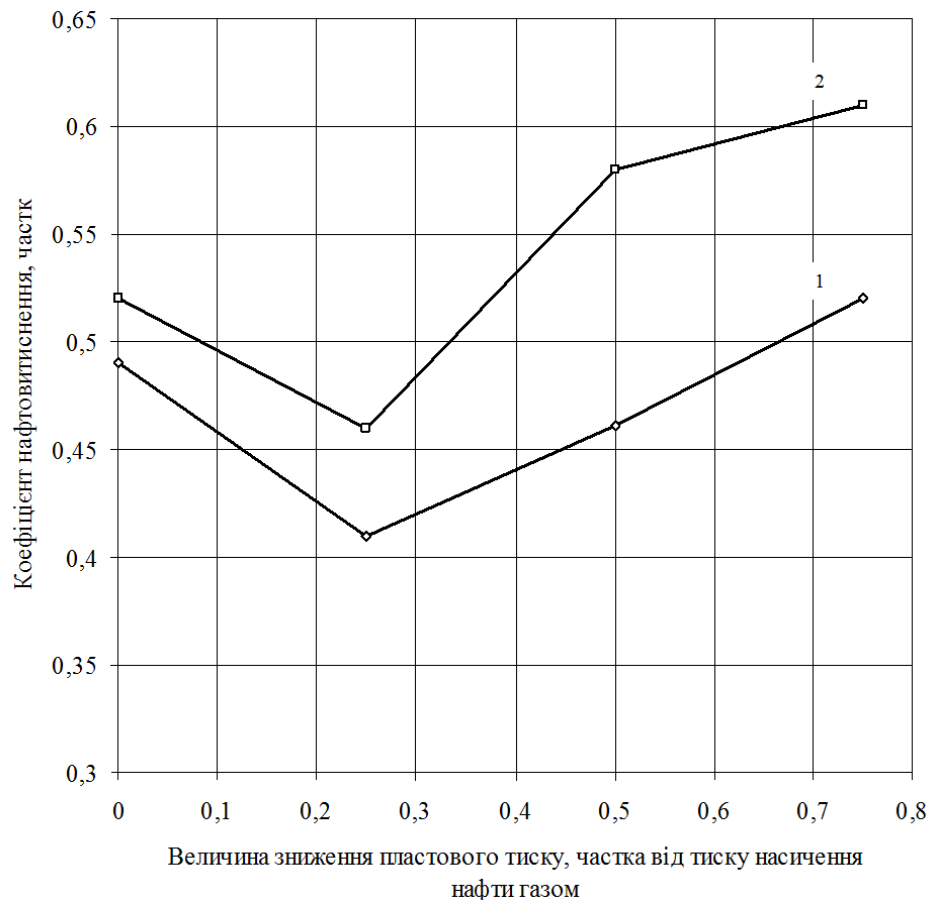
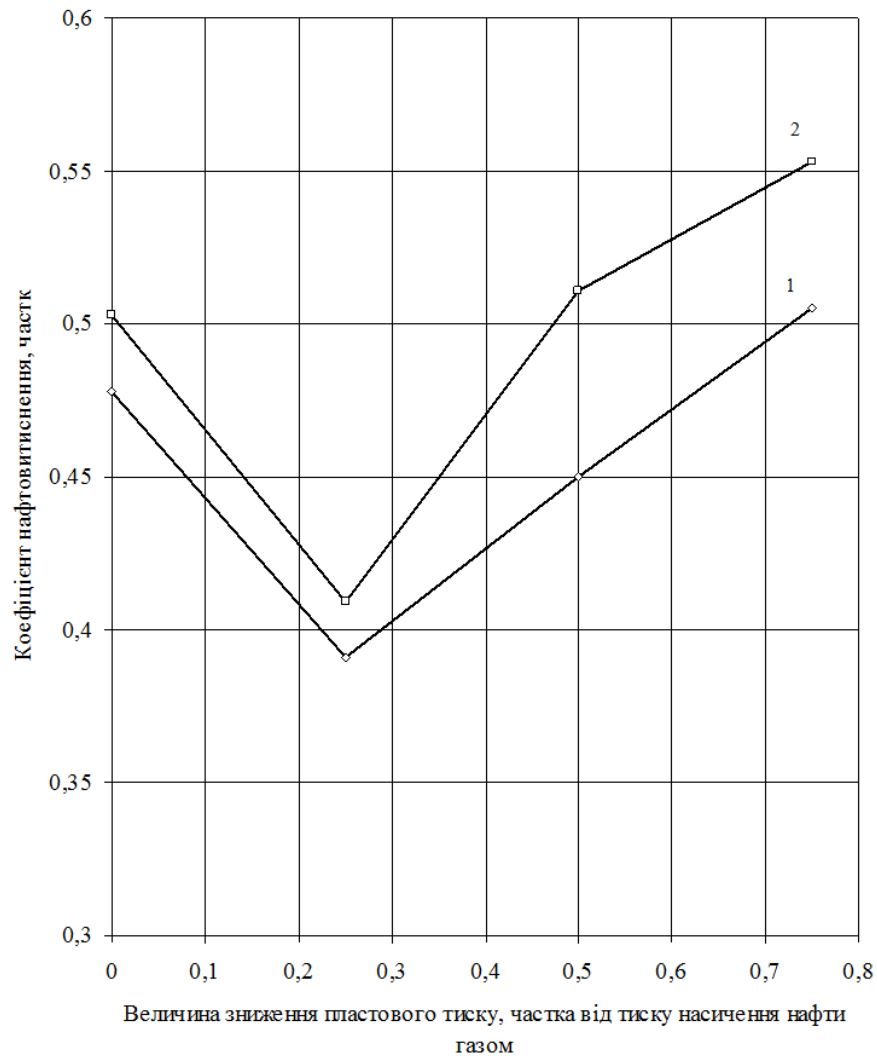
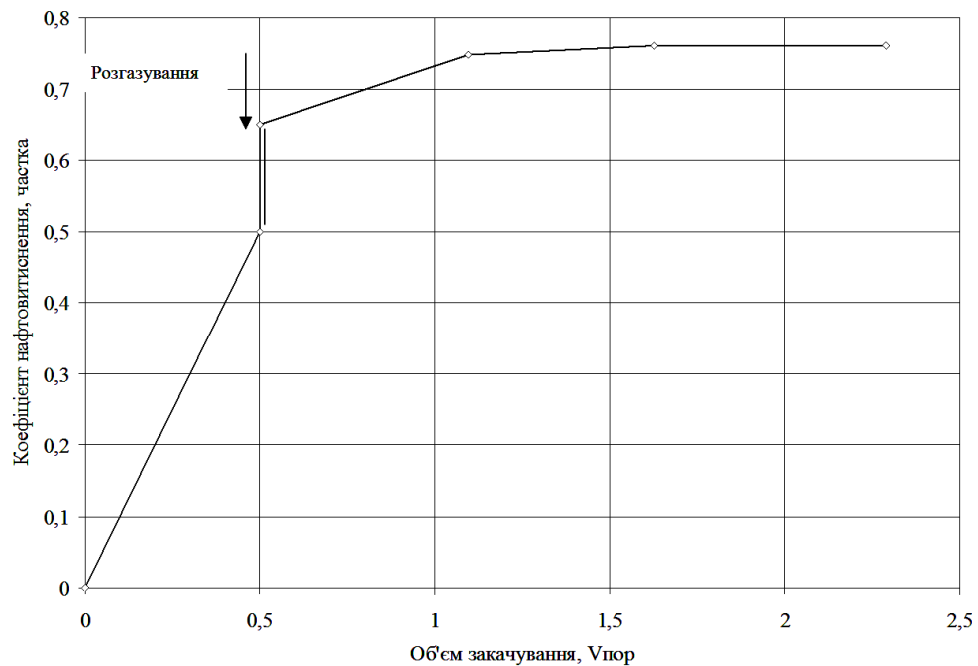


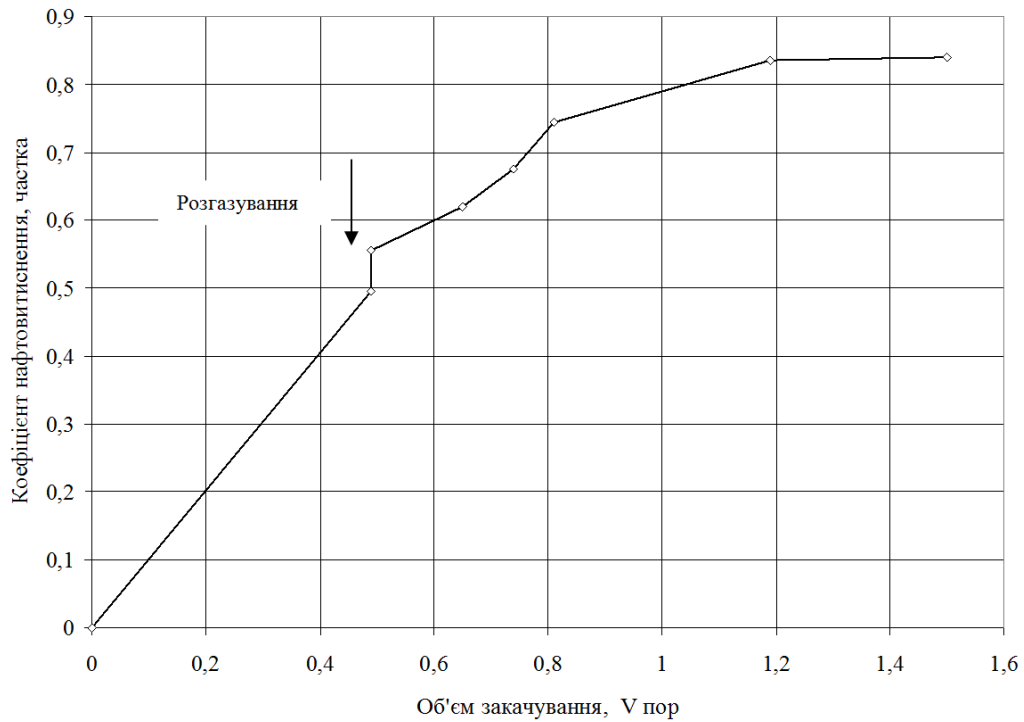
Рисунок 3 – Зміна коефіцієнта нафтовитиснення від величини зниження пластового тиску у режимі виснаження з подальшим нагнітанням води для умов менілітових відкладів Долинського родовища на момент прориву води (1) та кінцевий коефіцієнт нафтовитиснення (2)



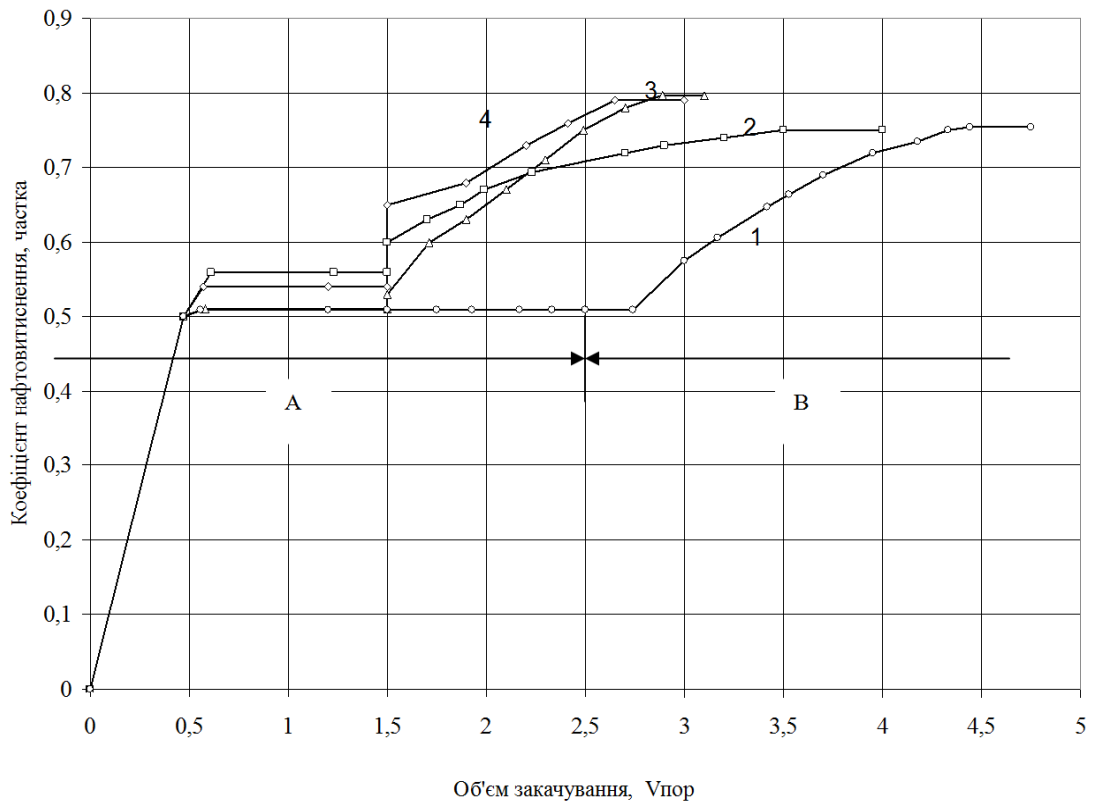
**Рисунок 4 – Зміна коефіцієнта нафтовитиснення від величини зниження пластового тиску у режимі виснаження для умов Довбушансько-Бистрицького родовища на момент прориву води (1) та кінцевий коефіцієнт нафтовитиснення (1)**



**Рисунок 5 – Коефіцієнт витиснення нафти водою (до прориву води) зниженням тиску до  $0,5 P_{нас}$  та подальшим витисненням водою для умов менілітових відкладів Долинського родовища**

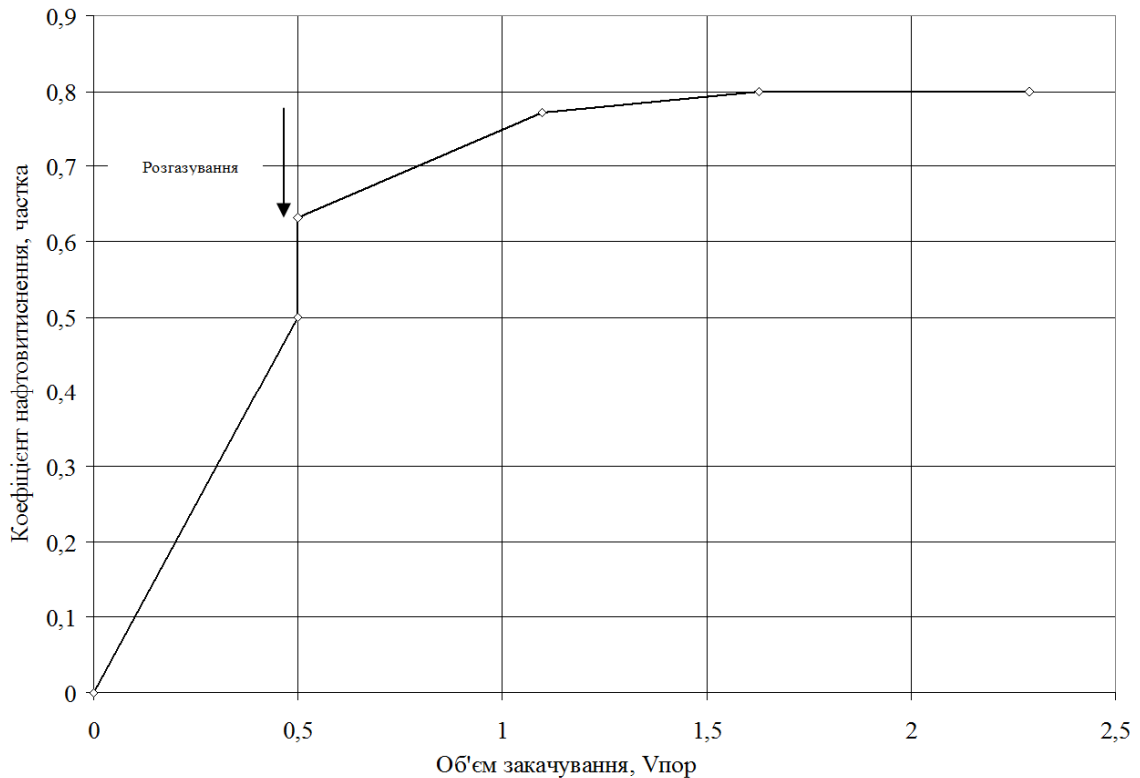


**Рисунок 6 – Коефіцієнт витиснення нафти водою (до прориву води), зниження тиску до 0,25  $P_{нас}$  та подальше витиснення нафти водою**



1 - зниження тиску при закритому виході з моделі пласта, витримування впродовж 24 год для розгазування та подальше нагнітання води (ділянка А); подальше зниження тиску при відкритому виході з моделі пласта та подальше нагнітання води (ділянка Б); 2 - одночасне нагнітання води та зниження тиску; 3 - зниження тиску з подальшим нагнітанням води (для умов менілітових відкладів Північно-Долинського родовища); 4 - зниження тиску з подальшим нагнітанням води

**Рисунок 7 – Коефіцієнт витиснення нафти водою (до припинення винесення нафти), подальшим розгазуванням (до 0,25  $P_{нас}$ ) та нагнітанням води для умов менілітових відкладів Долинського і Північно-Долинського нафтових родовищ**



**Рисунок 8 – Коефіцієнт витиснення нафти водою (до прориву води), шляхом зниження тиску до  $0,25 P_{нас}$  та з подальшим витисненням водою для умов Довбушансько-Бистрицького нафтового родовища**

- для розробки родовищ, які розробляються у режимі розчиненого газу є ефективним розпочинати заводнення при пластовому тиску, нижчому на 30-70% від тиску насичення нафти газом. Оптимальним варіантом розробки таких покладів є наявність активних крайових вод. За їх відсутності доцільно після початку виділення з нафти газу закачувати в законтурну область воду з компенсацією відборів від 20% до 40%.

#### *Література*

1 Лискевич Е.И. Экспериментальные исследования процесса комбинированного вытеснения нефти водой и газом: Дис... канд. техн. наук: 05.15.06 / Лискевич Евгений Иванович. – Ивано-Франковск, 1974. – 151 с.

2 ОСТ 39-195-86 Нефть. Метод определения коэффициента вытеснения нефти водой в лабораторных условиях.

3 Эфрос Д.А. Исследование фильтрации неоднородных систем / Д.А.Эфрос. – М.: Гостоптехиздат, 1963. – 351 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*  
28.05.12

*Рекомендована до друку професором*  
**Кондратом Р.М.**

## ПРИСТРІЙ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ УДАРНО-АБРАЗИВНОГО ЗНОШУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ОЗБРОЄННЯ БУРОВОГО ІНСТРУМЕНТУ

О.М. Семенен, З.М. Одосій, М.М. Семенен

ІФНТУНГ, 76019, м Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 46077,  
e-mail: public@nimg.edu.ua

Описано розроблений пристрій, для дослідження параметрів ударно-абразивного зношування елементів озброєння бурового інструменту та для отримання залежності змін форми зубків від факторів буріння в процесі їх зношування в умовах, що є близькими до реальних умов роботи озброєння породоруйнівного інструменту. Моделювання процесу руйнування озброєння бурового інструменту вирішується завдяки конструктивним особливостям пристрою, що дають можливість створити об'ємний циклічний характер зміни напрямку і вектора навантажень на досліджуваний елемент озброєння бурового інструменту та забезпечити прокочування та ковзання робочої поверхні зубків поверхнею контррзрезка через шар абразиву. Дані дослідження дозволять удосконалювати конструкцію робочих елементів породоруйнівного озброєння шарошkových доліт з метою підвищення їх працездатності.

Ключові слова: шарошкове долото, ударно-абразивне зношування, озброєння бурового інструменту, зубок.

Описано разработанное устройство, для исследования параметров ударно-абразивного износа элементов вооружения бурового инструмента и получения зависимости изменения формы зубков от факторов бурения в процессе их износа в условиях, близких к реальным условиям работы вооружения породоразрушающего инструмента. Моделирование процесса износа вооружения бурового инструмента обеспечивается благодаря конструктивным особенностям устройства, которые позволяют создать объемный циклический характер нагружения и изменения направления вектора нагрузок на исследуемый элемент вооружения бурового инструмента, а также обеспечить прокатывание и скольжение рабочей поверхности зубков поверхностью контррзрезка через слой абразива. Данные исследования позволяют совершенствовать конструкцию рабочих элементов породоразрушающего вооружения шарошковых долот с целью повышения их работоспособности.

Ключевые слова: шарошечное долото, ударно-абразивный износ, вооружения бурового инструмента, зубок

The article describes the developed device that can be used for examining the parameters of shock-abrasive wear of the arms drilling tool elements and to get the depending variation of the form from factors of the drilling in the process of wear. The conditions are similar to real conditions of operation of armament rock tool. Modeling of wear arms drilling tool is provided by the design of the device that allows to create a surround cyclical loading and provides rolling and sliding of the arms drilling tool through a layer of abrasive. These studies will improve the design of weapons drilling bits items and their performance

Key words: roller bit drilling, shock-abrasive wear, arms drilling tool, teeth

Основний об'єм буріння свердловин різного призначення в нафтогазовидобувній промисловості здійснюється шарошковими долотами, які протягом останніх 50 років є основним видом породоруйнівного інструменту, що забезпечує 85 ... 95% об'ємів буріння свердловин [1]. Породоруйнівний інструмент призначений для одноразового використання, це зумовлює підвищені вимоги до його проектування, виготовлення та експлуатації.

Бурове шарошкове долото – один з небагатьох інструментів, роботу якого спостерігати безпосередньо в реальних умовах неможливо: воно працює на великій глибині, а відповідної апаратури, здатної з достатньою точністю реєструвати всі явища, які відбуваються у вибої, ще не створено. Термін служби доліт знаходиться в широкому діапазоні (в межах 5-45 год., а іноді й більше в залежності від властивостей порід). Бурове долото – це нероз'ємна складна конструкція. Долото при бурінні глибоких свердловин, як правило, не опускають

повторно у вибій. Сучасне виробництво бурового інструменту не передбачає ремонту або відновлення доліт.

В процесі буріння внаслідок зношування відбувається зміна форми та початкових параметрів робочих елементів долота (рис. 1), що призводить до збільшення площі взаємодії озброєння з вибоєм і, як наслідок, до зниження контактних напружень та ефективності самого буріння. За результатами досліджень темп проходки залежить не тільки від параметрів режиму буріння, початкової геометрії та конструктивних особливостей робочих елементів, властивостей руйнуючої гірської породи, але і від того, якої форми набувають поверхні робочих елементів шарошок в процесі зношування.

Долото працює в умовах високої динамічності та циклічності прикладання навантажень, а також за високого гідростатичного тиску, який може досягати 6000 - 8000 МПа. На долото передається обертовий момент до 2,8 кНм, крім того очисний агент витікає з насадок зі

швидкістю до 50-100 м/с, що діють на зубки. Навантаження мають циклічний характер з числом циклів напружень до 18 Гц при турбінному бурінні та до 3 Гц при роторному. Протягом роботи шарошкового долота у вибої загальна кількість циклів навантажень, близька до  $1 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^5$  та вище, є достатньою для настання втомного зношування металу, особливо в умовах високих напружень, наявності різких переходів від тіла шарошки до зубка. Втомна міцність озброєння долота знижується в результаті взаємодії з корозійно-активним середовищем. Характер зародження та поширення тріщин в твердому сплаві обумовлює зв'язок між його довговічністю та параметрами її механіки руйнування [2].



Рисунок 1 – Спрацювання шарошкового долота

Зубки шарошки експлуатуються в надважких умовах. За умов сумісного впливу статичних і динамічних навантажень та абразивної дії породи, що руйнується, зубки повинні бути одночасно надміцними і зносостійкими [3, 4, 5].

Під час перекочування шарошки нерівним вибоєм зубки сприймають різні за характером та величиною деформації. Тіло зубка в поперечному перерізі сприймає стискання і знакозмінний згин. Величина згинальних напружень є максимальною біля основи зубка, а стискаючих – біля його вершини.

Значний вплив на ефективність роботи зубків в умовах суттєвого їх заглиблення в гірську породу має форма зубків та геометрія їх робочих органів, а також їхні поєднання, що забезпечує самозаточування озброєння шарошок бурового долота в процесі буріння.

Основними факторами, які впливають на зношування зубків шарошкового бурового долота, є:

- механічні та абразивні властивості гірських порід;
- осьове навантаження та швидкість обертання долота;
- подача та властивості бурового розчину;
- конструктивні особливості зубків.

В загальному об'ємі причин виходу з ладу шарошkových доліт спрацювання озброєння шарошок, як видно з рисунка 2, складає до 25%, про що свідчать тривалі промислові спостереження за їх роботою [6].

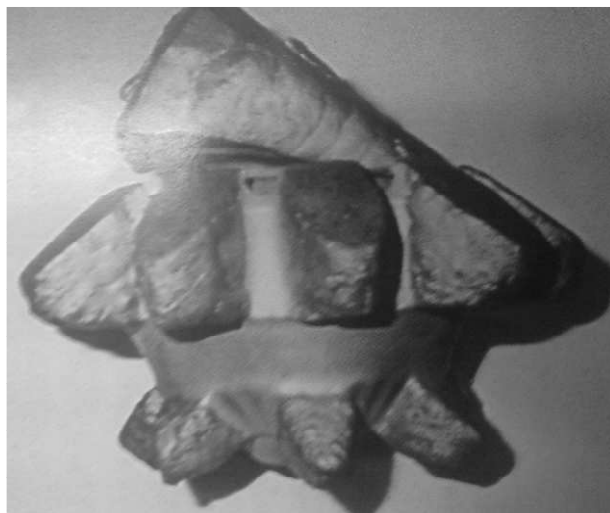
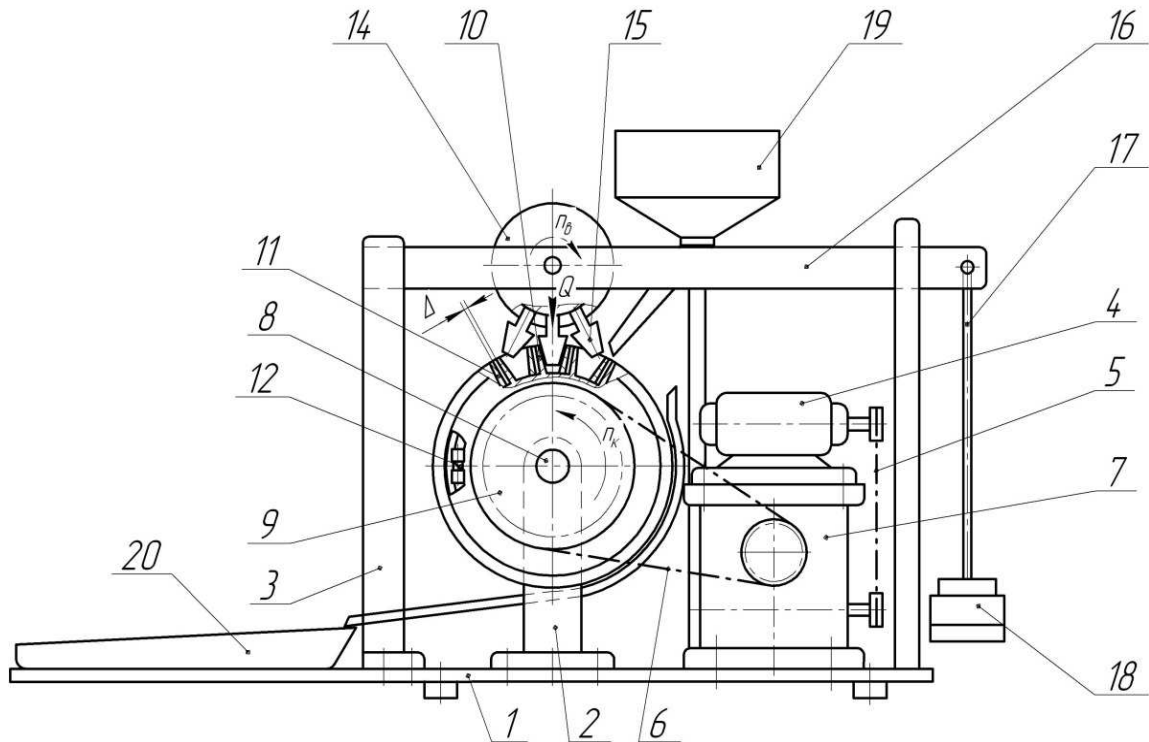


Рисунок 2 – Спрацювання озброєння шарошки

Аналіз промислових випробувань шарошkových доліт свідчить, що темп зниження механічної швидкості залежить від профілю зубка, який формується у процесі буріння.

Відомі методи визначення параметрів зносостійкості породоруйнівних інструментів, що базуються на зношуванні взірців, виготовлених у вигляді стрижнів або пластин з досліджуваного матеріалу інструменту, шляхом їх тертя до поверхні наждачного каменю або блока гірської породи [7]. Зносостійкість визначається при цьому одиничними взірцями, уникаючи значних затрат часу на проведення досліджень. При цьому спостерігається нерівномірне питоме навантаження на взірці через неоднакову висоту зразків, що є недоліками даних методів, які відповідно знижують точність досліджень. Відомі пристрої та стенди для випробування на ударно-абразивне зношування, конструктивними елементами яких є бункер з абразивним середовищем, пристрій для кріплення і обертання досліджуваних зразків та засіб для створення навантажень, що взаємодіє з утримувачем зразків [8, 9]. Проте недоліками даних пристроїв є необхідність багаторазового дублювання кожного дослідження для досягнення точності отриманих під час випробувань результатів. Також до недоліків можна віднести і те, що вони не повною мірою моделюють особливості прикладання навантажень, тобто циклічну зміну век-



**Рисунок 3 – Конструкція пристрою для дослідження на ударно-абразивне зношування елементів озброєння бурового інструменту**

тора та величини навантаження, що діють під час роботи бурового інструменту.

Іншим, близьким до спроектованого, є пристрій для випробовування на абразивне зношування зразка [10], який містить станину, утримувач зразка та контрзразка, засіб для створення навантаження між зразком та контрзразком у вигляді двоплечого важеля, на одному плечі якого встановлено змінні вантажі, а друге його плече виконує роль утримувача зразка, встановленого на станині, привод обертання утримувача контрзразка, привод обертання диска-копіра та вузол подачі абразиву.

Недоліком даного пристрою є те, що він не повною мірою відтворює умови роботи зубків у реальних умовах, що рухаються в процесі руйнування гірських порід, тобто в абразивному середовищі, піддаючись стиранню та ударним навантаженням, а саме:

- поєднання прокочування та ковзання абразивних частинок у міжконтактному просторі;
- не відтворює циклічний характер зміни напрямку і вектора навантажень.

Проблема, що існує сьогодні при розробці ефективного бурового інструменту, полягає у забезпеченні максимальної інформативності про стан елементів озброєння бурового інструменту на кожному етапі їх роботи [11, 12]. Тому актуальним є пошук способів вдосконалення конструкції стендів та пристроїв, призначених для визначення параметрів зносостійкості елементів озброєння бурового інструменту.

Удосконалення озброєння шарошкових доліт з метою дослідження зміни, підвищення ефективності руйнування гірських порід здійснюється за двома основними напрямками:

1) оптимізація конструктивних і геометричних параметрів зубців, що дають змогу зберігати початкову площу взаємодії їх з породою, яка руйнується в процесі буріння;

2) раціональне розміщення твердого сплаву на поверхні та в об'ємі озброєння з метою забезпечення зношування останнього з збереженням початкової руйнуючої здатності.

Існуючі методики лабораторних досліджень стійкості зубків шарошкових доліт не моделюють в комплексі умови роботи зубків у вибої. Однак, для отримання необхідної залежності змін форми зубків в процесі їх зношування в умовах взаємодії з породою, руйнування якої супроводжується суттєвим заглибленням в неї робочих елементів, виникла необхідність в розробці та удосконаленні існуючих пристроїв і стендів для випробування на ударно-абразивне зношування елементів озброєння шарошок бурового інструменту. Дані дослідження уможливають вдосконалення конструкції робочих елементів породоруйнівного озброєння шарошкових доліт. Такі дослідження проводяться науковцями Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу в напрямку удосконалення методів визначення параметрів зносостійкості та побудови пристроїв, що їх реалізують. Зокрема розроблений пристрій для дослідження зміни параметрів ударно-абразивного зношування елементів озброєння бурового інструменту.

Запропонований пристрій, схематично зображений на рисунку 3, відноситься до області трибології, а саме до випробувань матеріалів на зношування за наявності абразиву і навантажень та може бути використаний для визна-

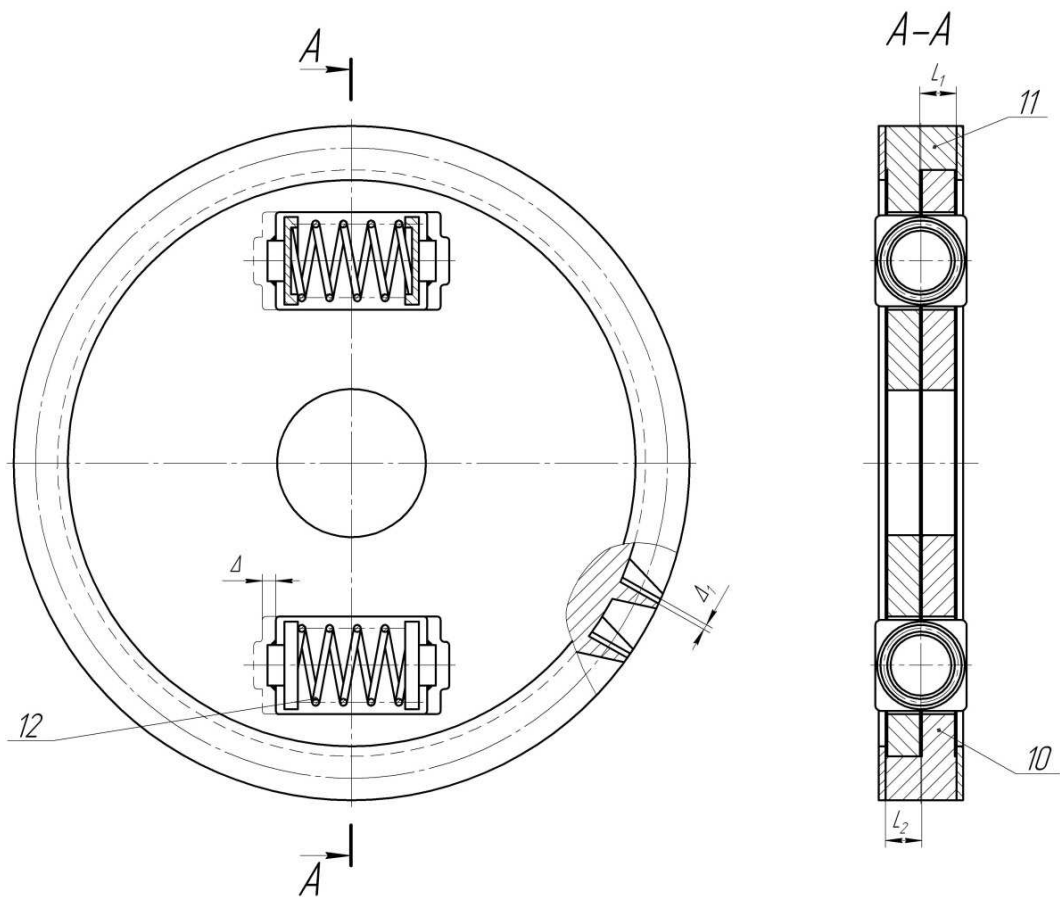


Рисунок 4 – Конструкція контр зразка



Рисунок 5 – Утримувач зразків

чення зносостійкості елементів озброєння бурового інструменту. Пристрій для дослідження на ударно-абразивне зношування елементів озброєння бурового інструменту складається з станини 1, опори 2, стійки 3 і привода обертання контрзразка, який складається з електродвигуна 4, клинопасових передач 5, 6 та черв'ячного редуктора 7, що розміщені на ста-

нині 1. На валу 8, встановленому на опорі 2 з можливістю обертання розміщений шків 9 та контрзразок, який складається з двох співвісних дисків: ведучого 10 та веденого 11. Між ведучим 10 та веденим 11 дисками встановлено пружні елементи 12. Засіб для створення навантаження  $Q$  між контрзразком і утримувачем зразків 14, що кріпить зубки 15, встановлений

на стійці 3 і складається з важеля 16, тяги 17 та змінних вантажів 18. На станині 1 встановлено вузол подачі 19 та піддон для збору 20 абразиву.

Завдання вирішується конструктивними особливостями пристрою для дослідження параметрів ударно-абразивного зношування елементів озброєння бурового інструменту, а саме контрзразок, як видно з рисунка 4, складається з двох співвісних дисків з профільними зовнішніми поверхнями, які виконані зубчастими з торцевими видовженнями та неповним профілем зубців. Один диск є ведучим та кінематично зв'язаним з приводом обертання контрзразка, а другий диск - ведений та змонтований з можливістю провертання відносно ведучого диска. Між ними встановлено пружні елементи; кожен зубець контрзразка розділений радіальною площиною на дві частини, одна з яких виконана на ведучому диску з торцевим видовженням у бік веденого диска на величину, рівну його товщині  $L_1$ ; друга частина зубця виконана на веденому диску з торцевим видовженням у бік ведучого диска на величину його товщини  $L_2$ . На обох дисках виконано пази, в які із зазором входять відповідні видовження. Співвісне встановлення даних дисків на вал дозволяє конструктивно утворити зубчасте колесо з можливістю зміни кроку утворених зубців на величину  $\Delta l$ , використовуючи при цьому в їх з'єднанні пружні елементи, кінці яких з'єднують зубчасті диски між собою. В пази утвореного у такий спосіб зубчастого колеса при обертанні по чергово занурюються дослідні зубки.

Утримувач зразків виконаний у вигляді диска, по периферії якого встановлені випробувачні зубки (рис. 5), утворює зачеплення із зубцями контрзразка.

Пружний елемент, необхідний для забезпечення можливості взаємного провертання ведучого та веденого дисків один відносно одного, під час почергового заглиблення зубків у пази контрзразка під дією радіального навантаження при їх взаємному зачепленні через шар абразиву та створення циклічного об'ємного навантаження на зубки, забезпечуючи умови дослідження зубків максимально наближеними до умов роботи елементів озброєння бурового інструменту. За допомогою розробленого пристрою можна моделювати роботу зубків долота, тобто дію на них осьової сили, обертання зубків з одночасним їх втисканням у вибій, прокочуванням та проковзуванням по ньому. Внаслідок цього відбувається спрацювання зубків, яке призводить до того, що їх площадка з притупленням змінює форму робочої поверхні озброєння на циліндричну змінного радіуса.

Пристрій для дослідження параметрів ударно-абразивного зношування елементів озброєння бурового інструменту, загальний вигляд якого показаний на рисунку 6, працює так.

Натурні зразки досліджуваного матеріалу у вигляді фрезерованих зубків (рис. 7), попередньо зважених та про клеймованих, встановлюють в їх утримувач, та вводять в контакт з контрзразком, який конструктивно складається



Рисунок 6 – Проведення досліджень на ударно-абразивне зношування елементів озброєння бурового інструменту



Рисунок 7 – Досліджувані зразки у вигляді фрезерованих зубків

з ведучого та рухомого веденого співвісних дисків з профільними зовнішніми зубчастими поверхнями.

Навантажують зразки зусиллям  $Q$  за допомогою засобу для створення навантаження, рисунок 3, встановлюючи необхідну кількість вантажів 18. Подають абразив в зону контакту, використовуючи вузол подачі абразиву 19, який збирається у піддоні для збору абразиву 20. Після включення електродвигуна 4, приводиться в обертання контрзразок через привод обертання



Рисунок 8 – Моделювання умов роботи елементів озброєння породоруйнівного інструменту

ня необхідного передавального відношення, при цьому обертовий рух від електродвигуна 4 через клинопасову передачу 5, черв'ячний редуктор 7 та клинопасову передачу 6 передається на шків 9 та через вал 8 і ведучий диск 10 контрзразка через пружні елементи 12 на ведений диск 11 контрзразка з заданою частотою обертання  $n_k$ . В результаті відбувається прокочування та ковзання робочої поверхні зубків 15 поверхнею контрзразка через шар абразиву, як видно з рисунка 8.

В процесі взаємного обертання утримувача зразків та контрзразка під дією пружних елементів відбувається циклічне навантаження зубків необхідної величини. В початковий момент контакту при зануренні зубків в пази контрзразка, поверхні яких утворені підпружиненими ведучим 10 та веденим 11 дисками пружними елементами 12, зубки сприймають мінімальне навантаження. У міру взаємного провертання утримувача зразків з частотою обертання  $n_e$  та контрзразка значення навантаження на кожен окремих зубок циклічно зростає до максимального значення. При цьому зубки 15 сприймають згинальні напруження: максимальні напруження розтягу на набігаючій грані зубка, максимальні напруження стиску на протилежній в напрямку обертання грані зубка. В момент максимального заглиблення зубки повертають ведений диск 11 контрзразка відносно ведучого 10 на величину  $\Delta_1$ , як видно з рисунка 4, за рахунок роботи пружних елементів 12, розміри яких зменшуються на величину  $\Delta$  та сприймають максимальні напруження стиску в напрямку дії навантаження  $Q$  та в напрямку обертання від зусиль, що створюють пружні елементи. При подальшому провертанні зубки циклічно розвантажуються та виходять з зони контакту. Таким чином відбувається знакозмінне циклічне навантаження зубків при їх ударно-абразивному зношуванні.

Після завершення випробувань стенд вимикається, розбирається утримувач зразків 14 та знімаються зубки 15. Проводиться їх повторне зважування для визначення втрати маси та розрахунку параметрів відносної зносостійкості досліджуваних матеріалів.

Використання запропонованого пристрою дасть змогу повно та об'єктивно проводити дослідження параметрів ударно-абразивного зношування широкого спектра елементів озброєння бурового інструменту, моделюючи умови, що є близькими до реальних умов роботи озброєння породоруйнівного інструменту. При цьому передбачається використання широкого діапазону абразивних матеріалів та забезпечення режимів, які імітують режими буріння на вибої.

### Література

- 1 Браженцев В.П. Создание и совершенствование долот на различных этапах развития бурения / В.П. Браженцев // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2003. – №5. – С. 31-33.
- 2 Закиров Н.Н. Контактная прочность вооружения буровых долот / Н.Н. Закиров // Бурение и нефть. – 2003. – №7-8. – С. 46-47.
- 3 Механіка руйнування і міцність матеріалів: Довідн. посібник; під заг. ред. В.В. Панасюка. – К.: Наук.думка, 1988. – ISBN 5-12-000300-1. – Т. 10. Міцність та довговічність нафтового обладнання з під. ред. В.І.Похмурського, Є.І. Крижанівського. – Львів – Івано-Франківськ: Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України; Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 2006. – 1193 с. – ISBN 978-966-694-076-9.

4 Бугай Ю.Н. Центробежно-армированный породоразрушающий инструмент / Ю.Н. Бугай, И.В. Воробьев. – Львов: Выща школа, 1989. – 290 с.

5 Майстренко А.Л. Вязкость разрушения твердых сплавов, используемых в буровом инструменте / А.Л. Майстренко // Физ.-хим. механика материалов. – 1979. – №4. – С. 122-124.

6 Марик В. Б. Підвищення стійкості тришаршкових доліт проти спрацювання / В. Б. Марик, С. Д. Проць // Нафтова і газова промисловість. – 1997. – №3. – С. 9-11.

7 А.с. 1086108 А. СССР, Новочеркасский политехнический институт им. С. Орджоникидзе, Всесоюзный научно-исследовательский институт твердых сплавов и тугоплавких материалов Е21 В10/00. Способ определения износоустойчивости армирующих материалов горных инструментов / В.И. Павленко, Е.И. Суслов, Н.В. Павленко, А.А. Кетов, В.И. Анохин (СССР). – №3564520/22-03; заявлено 11.03.83; опубл. 15.04.84, Бюл. № 14.

8 А.с. 1241100. СССР, Ивано-Франковский институт нефти и газа G 01 N 3/56. Устройство для испытания материалов на ударно-абразивное изнашивание / М.И. Бурда, В.Я. Белоусов, И.М. Богатчук, Т.И. Чорный (СССР). – №3821276/25-28; заявлено 05.12.84; опубл. 30.06.86, Бюл. № 24.

9 А.с. 1241099 А1. СССР, Ростовский институт инженеров железнодорожного транспорта 4G01 N3/56. Устройство для испытания материалов на трение и износ / В.В. Шаповалов, Ю.А. Евдокимов, И.В. Киселев, П.А. Белов-Лер (СССР). – №3800907/25-28; заявлено 17.10.84; опубл. 30.06.86, Бюл. № 24.

10 А.с. 1415149. СССР, G 01 N 3/56. Способ испытания материала на износ и устройство для его осуществления / Н.Н. Дорожкин, В.Н. Гимельфарб, С.П. Рагунович, Ю.С. Коробов, Г.Д. Скляр (СССР). – №4177995/25-28; заявлено 07.01.87; опубл. 07.08.88, Бюл. № 29.

11 Марик В.Б. Актуальні проблеми тришаршкових доліт / В.Б. Марик, Є.І. Крижанівський, В.Є. Довжок // Розвідка та розробка нафтогазових і газових родовищ. – 2003. – №2(7). – С. 109-112.

12 Торгашов А.В. Современные шарошечные долота, проблемы их совершенствования и повышение надежности / А.В. Торгашов, В.А. Барвинок, И.К. Бикбулатов. – Самара: Изд. Самарского научного центра РАН, 2000.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*11.05.12*

*Рекомендована до друку професором  
Петриною Ю.Д.*

## ДОСЛІДЖЕННЯ І РОЗРОБКА СКЛАДУ КАРБОКСИЛЬНОГО КРОХМАЛЬНОГО РЕАГЕНТА

М.І. Оринчак, О.С. Бейзик, І.І. Чудик

ІФНТУНГ, 76019, м Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42153,  
e-mail: public@nimg.edu.ua

У всьому світі для регулювання параметрів прісних та слабкомінералізованих бурових розчинів найчастіше застосовують карбоксиметилцелюлозу (КМЦ). Однак в Україні виробництво КМЦ не налагоджено, що спричиняє її дефіцит і високу вартість. Замінником КМЦ міг би слугувати екструзивний крохмаль (ЕКР), який в нашій країні виробляється у великих обсягах і відносно дешевий. Проте ЕКР має низку недоліків: низька термостійкість (110-115 °С), нестійкий до бактерицидної агресії, нерозчинний у воді, що ускладнює роботу бурової бригади під час його застосування. Для покращання властивостей крохмалю і розширення області його застосування автори розробили карбоксильний крохмальний реагент (ККР), який рекомендують для регулювання параметрів бурових розчинів. ККР отримують у результаті прививання до макромолекули ЕКР карбоксиметильної групи (СН<sub>2</sub>СООН). Рекомендований реагент розчинний в воді, що полегшує роботу бурової бригади, стійкий до бактерицидної агресії, тому відпадає необхідність у застосуванні реагентів-антисептиків, а межа його термостійкості становить 140 °С. Реагент ефективно знижує фільтрацію прісних і слабкомінералізованих розчинів, та удвічі дешевший за КМЦ.

Ключові слова: крохмально-карбоксильний реагент, бактерицидна агресія, екструзивний крохмаль, перманганат калію, гідроксид калію, монохлороцтова кислота, карбоксиметильна група

С целью регулирования параметров пресных и слабоминерализованных буровых растворов чаще всего используют карбоксиметилцеллюлозу (КМЦ). Но в связи с тем, что производство КМЦ в Украине не налажено, существует проблема ее дефицита и большой стоимости. В качестве заменителя КМЦ мог бы служить экструзионный крахмал (ЭКР), который производится в нашей стране в больших объемах и относительно дешевый. Однако ЭКР имеет ряд недостатков: низкая термостойкость (110-115 °С), неустойчив к бактерицидной агрессии, нерастворим в воде, что усложняет работу буровой бригады при его применении. Для улучшения свойств крахмала и расширения области его применения авторы предлагают разработанный ими карбоксильный крахмальний реагент (ККР) для регулирования свойств буровых растворов. ККР получают в результате окисления молекулы ЭКР и прививки к ней карбоксиметильной группы (СН<sub>2</sub>СООН). Предлагаемый реагент растворим в воде, что облегчает работу буровой бригады в процессе обработки бурового раствора, имеет предел термостойкости 140 °С, растворим в воде, стоек к бактерицидной агрессии, эффективно понижает фильтрацию пресных слабоминерализованных растворов и в 2 раза дешевле по сравнению с КМЦ.

Ключевые слова: карбоксильный крахмальний реагент, бактерицидная агрессия, экструзионный крахмал, перманганат калия, гидроксид калия, монохлоруксусная кислота, карбоксиметильная группа

Carboxymethylcellulose (CMC) is used all over the world to control the parameters of fresh and low-mineralized drilling mud. However production of CMC in Ukraine is not properly arranged, which causes its deficit and high cost. An extrusive starch reagent (ESR) which is produced in our country in large volumes and is relatively cheap could have been a substitute for CMC. But ESR has several shortcomings including low thermal resistance (110-115 °С). In addition it's nonresistant to bactericidal aggression as well as nonsoluble in water. As a result these factors complicate the application of ESR by the drilling crew. To improve the properties of starch and to broaden sphere of its application the authors of the article introduced carboxyl starch reagent (CSR) which can be used to regulate drilling mud parameters. OSCR can be obtained in the process of joining a carboxymethyl group (СН<sub>2</sub>СООН) to the ESR macromolecule. The proposed reagent is water-soluble which makes the drilling mud treatment easier. The reagent is also resistant to bactericidal aggression. The limit of its thermal resistance can reach 140 °С. Besides it effectively decreases the filtration of fresh and low-mineralized drilling mud and is two times cheaper than carboxymethylcellulose.

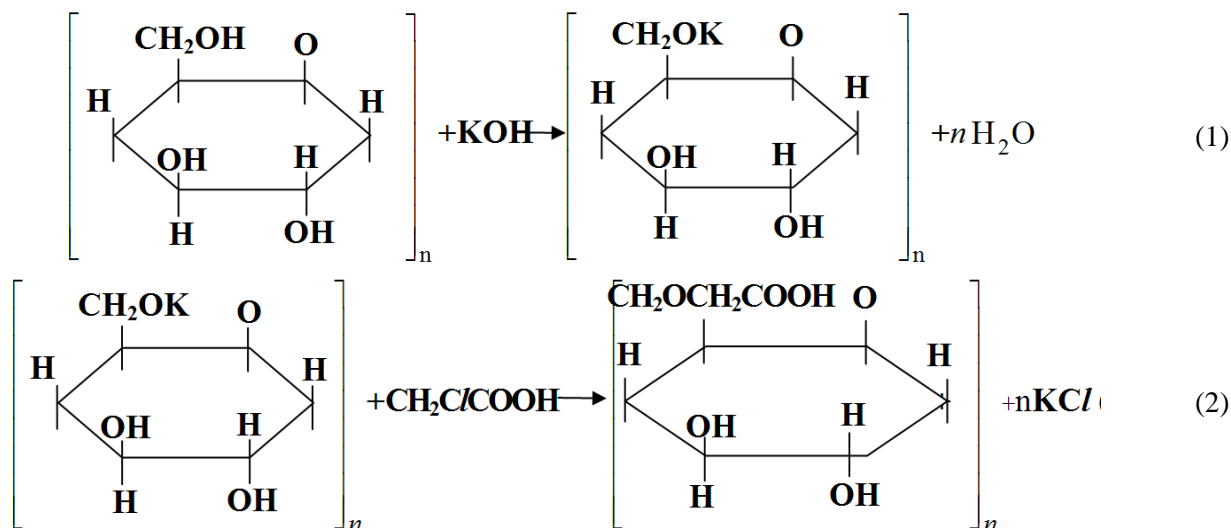
Key words: carboxyl starch reagent, bactericidal aggression, extrusive starch, potassium permanganate, potassium hydroxide, monochloroacetic acid, carboxymethyl group.

У практиці буріння нафтових і газових свердловин для регулювання фільтраційних властивостей промивальних рідин найширше застосування мають хімічні реагенти на основі водорозчинних ефірів целюлози та на основі полісахаридів.

В Україні виробництво хімічних реагентів на основі водорозчинних ефірів целюлози не налагоджено. Тому бурові організації ці хімічні реагенти змушені закуповувати за кордоном (Росія, Фінляндія, США та ін.), що суттєво впливає на собівартість 1 м проходки.

Основна більшість полімерних хімічних реагентів, які застосовують на сьогодні для регулювання параметрів промивальних рідин, зокрема фільтрації та умовної в'язкості, є дорогими, нестійкими до сольової агресії та підвищених температур.

В нашій країні серед хімічних реагентів на основі полісахаридів найбільш розповсюдженим є екструзивний крохмальний реагент (ЕКР). Цей хімічний реагент є стійким до сольової агресії та іонів Са<sup>+2</sup> та Mg<sup>+2</sup>, відносно дешевий, а порівняно з карбоксиметилцелюло-



зою (КМЦ) – у 5-7 разів, ефективно понижує фільтрацію бурового розчину при незначному зростанні реологічних властивостей, що особливо є актуальним при розкритті газоносних горизонтів.

Поряд з такими перевагами основною владою ЕКР є низька термостійкість – 100-110°C, нерозчинність у воді, здатність до ферментативної деструкції внаслідок дії різних бактерій, що утруднює його застосування [1-2]. Зокрема, крохмальний реагент можна використовувати тільки до глибини 3300 м, де вибійна температура становить 100-110°C, оскільки зі збільшенням глибини можлива його термічна деструкція. У нафтогазовій галузі є потреба в спорудженні глибоких свердловин, на вибої яких температура може досягати до 140-160°C і вище, тому для буріння у таких умовах крохмальний реагент замінюють на КМЦ, яка значно дорожча від крохмалю.

Метою цієї роботи є підвищення термостійкості, бактерицидної стійкості та покращення розчинності крохмалю.

Поставленої мети досягнуто за рахунок розробки карбоксильного крохмального реагента (ККР), що володіє кращими властивостями та може бути аналогом КМЦ.

Схему отримання цього реагенту можна описати такими хімічними реакціями [3]:

Реакція мерсеризації – це реакція взаємодії складних органічних речовин з лугом. Названа на честь німецького вченого Мерсера, який першим провів таку реакцію (формула (1)).

Реакція етерифікації – утворення складних ефірів із кислот та спиртів. Лужний крохмаль є сполукою складних спиртів (формула (2)).

Враховавши особливості функціональних груп молекули крохмалю, для приготування ККР проведено лабораторні експерименти, у результаті яких отримано реагент з ефективними співвідношеннями компонентів. Необхідна кількість експериментів для кожного етапу досліджень не повинна бути менше п'яти.

Перший етап лабораторних досліджень полягає у визначенні ефективного співвідношення між ЕКР та гідроксидом калію під час протікання реакції мерсеризації. Для проведення

експериментів вибрано співвідношення між ЕКР та КОН – 10:0, 10:1, 10:2, 10:3, 10:5, 10:8.

Приготовлені реагенти ретельно перемішували протягом 15-25 хв. за кімнатної температури (t=20 °C). Під час перемішування спостерігалось виділення вологи, що підтвердило протікання реакції мерсеризації за формулою (1), тобто утворення лужного крохмалю і води.

Перемішування компонентів проводили протягом 1-3 год, а відтак для встановлення ефективного співвідношення між ЕКР та гідроксидом калію за критерій ефективності прийняли розчинність отриманої суміші у воді. Результати дослідів наведено у табл. 1 та графічно зобразимо на діаграмах на рис. 1.

Отже, як бачимо з табл. 1 та діаграми на рис. 1, 100% розчинністю вирізняються суміші у 4 та 5 проб зі співвідношенням ЕКР:КОН – 10:5 та 10:3. Виходячи із економічної точки зору для подальших дослідів приймаємо співвідношення ЕКР:КОН – 10:3 за основу.

Після визначення ефективного співвідношення між ЕКР та КОН проведено лабораторні експерименти з визначення ефективного вмісту у суміші монохлороцтової кислоти (МХОК).

Для проведення досліджень на взято компоненти для трьох проб у співвідношеннях ЕКР:КОН:МХОК – 10:3:1,0; 10:3:1,25; 10:3:1,5.

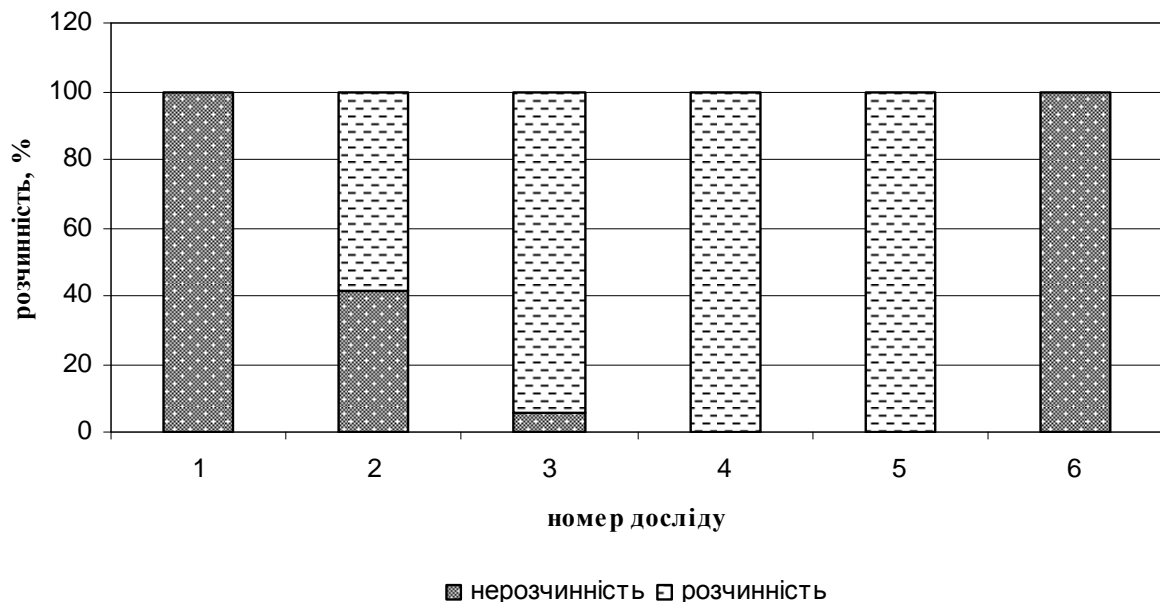
Після цього суміші ретельно перемішували протягом 30-35 хв. за кімнатної температури (t=20°C). Під час перемішування суміші виділяється хлор. Виділення хлору підтверджується реакцією за формулою 2. Для перевірки цієї гіпотези запалювали сірник, який при піднесенні до струменя газоподібної речовини, що виділяється, згасав. Після перемішування сумішей оцінювали ступінь розчинності кожної проби. Результати дослідів наведено у табл. 2 та рис. 2.

Як бачимо з табл. 2 та діаграми на рис. 2, найбільш ефективним є співвідношення компонентів у суміші 10:3:1,25, тому подальші дослідження проводимо з цим співвідношенням компонентів [4].

Отже, на підставі лабораторних дослідів отримано карбоксильний крохмальний

Таблиця 1 – Результати дослідження ефективної концентрації КОН

Номер досліду	1	2	3	4	5	6
Співвідношення ЕКР:КОН	10:0	10:1	10:2	10:3	10:5	10:8
Висота осаду, мм	13	6,6	12,3	0	0	3
Розчинність, %	0	58,5	94,3	100	100	0



1 – ЕКР:КОН – 10:0; 2 – ЕКР:КОН – 10:1; 3 – ЕКР:КОН – 10:2;  
4 – ЕКР:КОН – 10:3; 5 – ЕКР:КОН – 10:5; 6 – ЕКР:КОН – 10:8

Рисунок 1 – Діаграма розчинності суміші залежно від співвідношення ЕКР:КОН

реагент, який є порошкоподібною речовиною білого або жовтувато-білого кольору.

Після проведених лабораторних експериментів з визначення оптимального співвідношення компонентів ККР визначаємо його ефективну домішку до бурового розчину.

Для цього спочатку готуємо буровий розчин, який є глинистою суспензією, що складається з прісної води та бентонітової глини і має такі параметри:

- густина – 1040 кг/м<sup>3</sup>;
- фільтрація – 16 см<sup>3</sup>/30 хв.;
- умовна в'язкість – 20 с;
- товщина фільтраційної кірки – 3 мм;
- СНЗ<sub>1</sub> – 0 дПа;
- рН = 7,0.

У результаті експериментальних досліджень, описаних вище, отримано ККР, який є розчинним у воді, тому до бурового розчину його вводитимемо у сухому вигляді.

Для цього етапу плануємо провести дослідження, у яких до проб бурового розчину додаватимемо ККР у кількості від 0,3% до 1% від об'єму бурового розчину в перерахунку на суху речовину. Об'єм бурового розчину, взятий для кожної із проб, однаковий і становить 700 мл.

Під час проведення лабораторних досліджень до кожної з проб розчину додавали ККР

відповідної концентрації і перемішували протягом 30-35 хв., після чого вимірювали фільтрацію та умовну в'язкість оброблених проб бурового розчину, результати яких заносимо до табл. 3 та графічно залежність параметрів розчину від концентрації ККР зобразимо на рис. 3.

Отже, як бачимо з табл. 3 та рис. 3, за ефективну домішку ККР до бурового розчину доцільно прийняти 0,5-0,7%. Це пояснюється тим, що за концентрації ККР 0,3% фільтрація зменшується на незначну величину, а за концентрації ККР 1%-ний буровий розчин набуває неплинного стану. За концентрації 0,5% ми отримали значне зниження фільтрації і незначне збільшення умовної в'язкості.

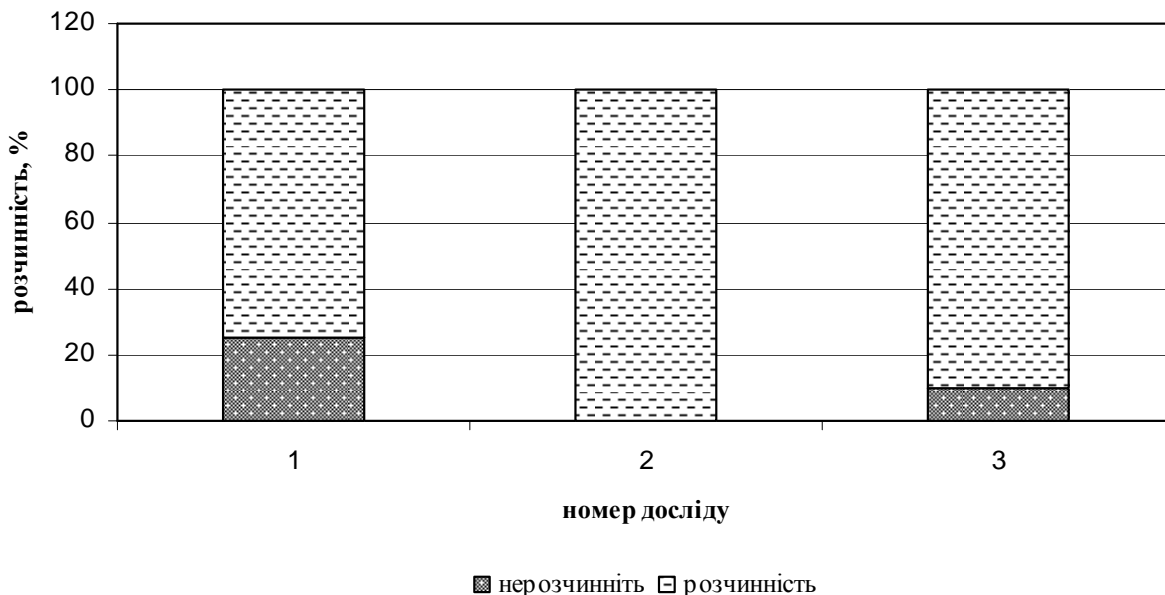
В подальшому приймаємо ефективну концентрацію ККР у буровому розчині – 0,5-0,7%.

Полімерні хімічні реагенти полісахаридної природи при підвищенні температури можуть втрачати свої властивості внаслідок впливу структурних змін у молекулі полісахариду [5], що призводить до їх термічної деструкції. У буровому розчині у такому випадку втрачається здатність реагента до регулювання фільтраційних та реологічних властивостей, що призводить до втрати стабільності розчину.

Перевірку стійкості ККР до дії високих температур проводили у такій послідовності.

Таблиця 2 – Результати дослідження ефективної концентрації МХОК

Номер досліду	1	2	3
Співвідношення ЕКР:КОН:МХОК	10:3:1	10:3:1,25	10:3:1,5
Висота осаду, мм	9,8	0	11,7
Розчинність, %	75	100	90



1 – ЕКР:КОН:МХОК – 10:3:1; 2 – ЕКР:КОН:МХОК – 10:3:1,25;  
3 – ЕКР:КОН:МХОК – 10:3:1,5

Рисунок 2 – Діаграма розчинності суміші залежно від співвідношення ЕКР:КОН:МХОК

Спочатку готуємо вихідний буровий розчин на прісній воді та вимірюємо його параметри за нормальної температури ( $t=20^{\circ}\text{C}$ ), а після цього до проб бурового вводили порошкоподібний ККР у кількості 0,5% в перерахунку на суху речовину за нормальної температури ( $t=20^{\circ}\text{C}$ ) і вимірювали фільтрацію та умовну в'язкість розчину. У зв'язку з тим, що визначальними параметрами бурового розчину при дії на нього ККР є загалом фільтрація та умовна в'язкість, а решта не змінювались, то у подальшому при проведенні дослідів вимірюємо тільки їх.

Для перевірки термостійкості використовували тільки проби бурового розчину, обробленого ККР. Вихідний розчин не нагрівали, оскільки при дослідженні термостійкості випробовували тільки оброблені реагентом проби відповідно до стандартних методик [6]. Тривалість нагрівання становить 3 год. за стандартною методикою.

Оскільки відомо, що крохмальний реагент стійкий за температури  $110-115^{\circ}\text{C}$ , його термостійкість починаємо перевіряти з температури  $120^{\circ}\text{C}$  з подальшим поступовим її збільшенням на  $10^{\circ}\text{C}$ .

Поступово нагрівали обидві проби до температури  $120^{\circ}\text{C}$  і підтримували її протягом

3 годин. Після цього, вийнявши проби із сушильної шафи, залишили їх для охолодження до нормальної температури.

Отже, в подальших лабораторних експериментах нагрівали проби ККР до температур  $130^{\circ}\text{C}$ ,  $140^{\circ}\text{C}$  та  $150^{\circ}\text{C}$ , вимірювали фільтрацію та умовну в'язкість бурового розчину, обробленого ККР. Результати вимірювань заносимо до табл. 4 та графічно зображаємо на рис. 4.

Як бачимо з табл. 4 та рис. 4, властивості розчину залишаються стабільними при досягненні температури  $140^{\circ}\text{C}$ , а при підвищенні температури до  $150^{\circ}\text{C}$  зростає фільтрація і розчин загусає, тобто умовна в'язкість за СПВ-5 – н.т.

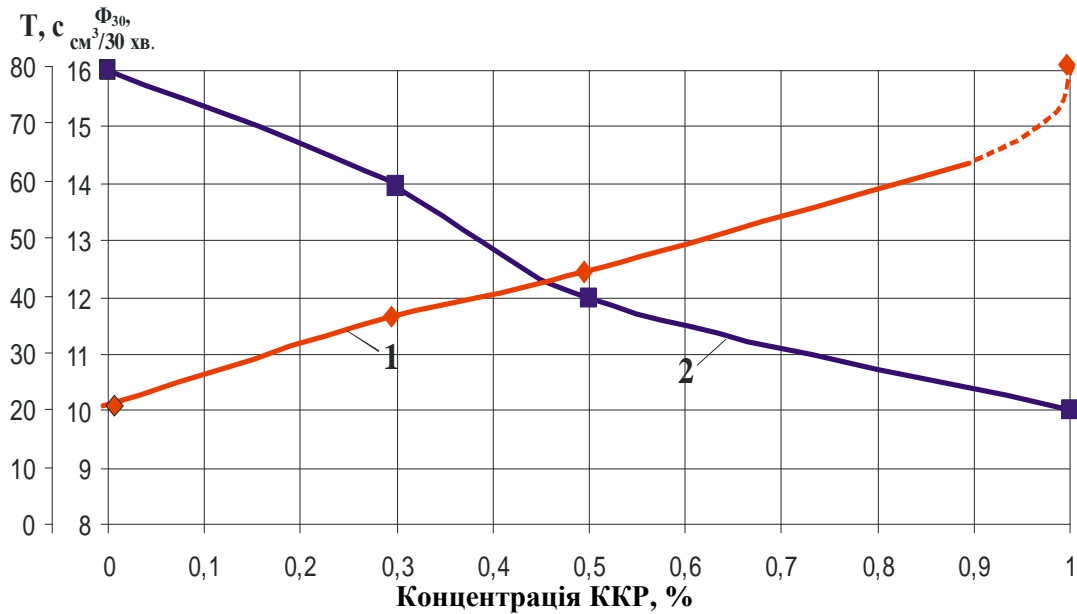
Отже, на основі проведених лабораторних експериментів приймаємо остаточне рішення, що термостійкість ККР сягає  $140^{\circ}\text{C}$ , що у порівнянні зі звичайним крохмальним реагентом більше на  $25-30^{\circ}\text{C}$ .

Ефективність впливу ККР на параметри бурового розчину оцінювали, порівнюючи її з ЕКР. Для проведення цих лабораторних досліджень спочатку готували буровий розчин на прісній воді, а потім проби реагентів. Для першої проби спочатку готували 8% водно-лужний розчин ЕКР. Порції розчину обробляли 8% водно-лужним розчином ЕКР у кількості 1% в перерахунку на суху речовину, перемішували

Таблиця 3 – Результати вимірювання параметрів розчину при різних концентраціях ККР

Концентрація ККР, %	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Показник фільтрації, см <sup>3</sup> /30 хв.	14	13	12	11	11	10	10	9
Умовна в'язкість, с	36	40	44	50	120	160	180	н.т.

Примітка: н.т. – стан обробленого бурового розчину, при якому він перестає витікати з отвору віскозиметра СПВ-5

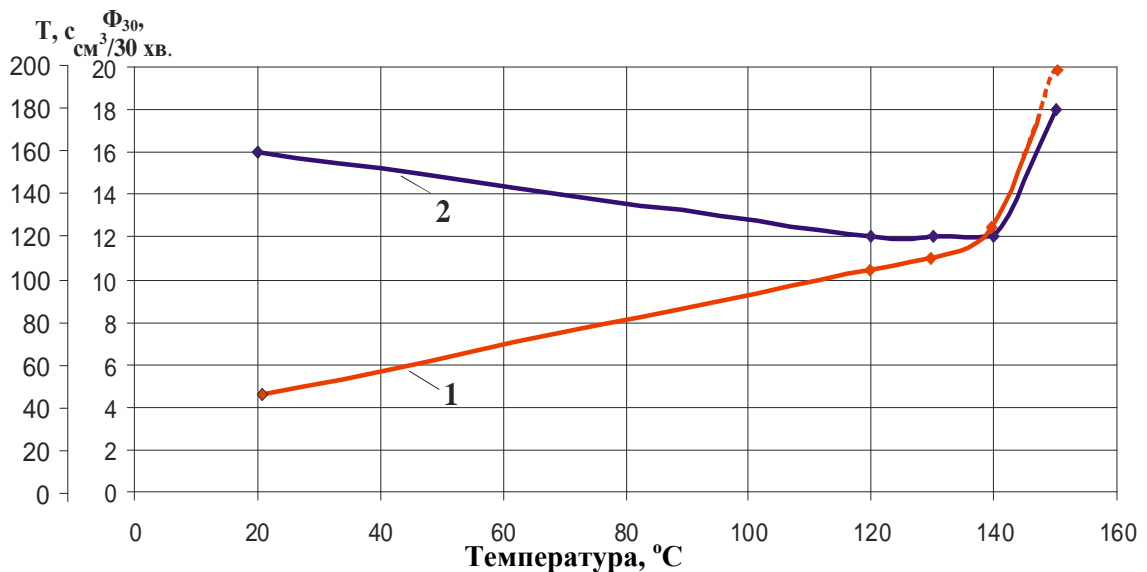


1 – умовна в'язкість; 2 – фільтрація

Рисунок 3 – Залежність фільтрації та умовної в'язкості бурового розчину від концентрації ККР

Таблиця 4 – Залежність параметрів бурового розчину від температури

Параметри розчину	Температура, °С				
	20	120	130	140	150
Фільтрація, см <sup>3</sup> /30 хв.	16	12	12	12	18
Умовна в'язкість, с	44	104	106	110	н.т.



1 – умовна в'язкість; 2 – фільтрація

Рисунок 4 – Залежність фільтрації та умовної в'язкості розчину від температури

Таблиця 5 – Результати оцінювання ефективності ККР і ЕКР

Параметри розчину	Вид обробки	
	1% (8% водного розчину) ЕКР	0,5% ККР
Фільтрація, см <sup>3</sup> /30 хв.	12	12
Умовна в'язкість, с	24	44

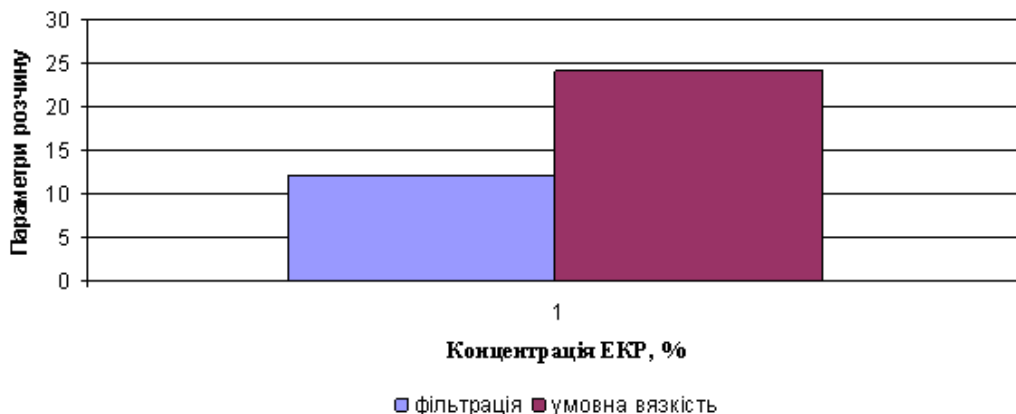


Рисунок 5 – Параметри розчину, обробленого 1% ЕКР у вигляді 8% водно-лужного розчину

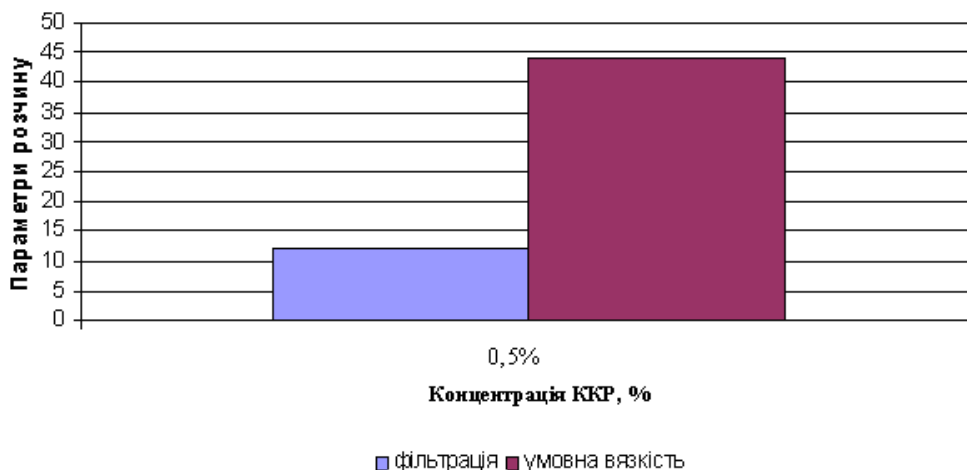


Рисунок 6 – Параметри розчину, обробленого 0,5% сухого ККР

протягом 30-35 хв. за температури  $t=20^{\circ}\text{C}$  і вимірювали умовну в'язкість та фільтрацію бурового розчину, а результати заносили до табл. 5 та графічно зображали на рис. 5 та рис. 6.

Для другої проби використовували ККР у сухому вигляді. Порції розчину обробляли цим реагентом у кількості 0,5% в перерахунку на суху речовину, перемішували протягом 30-35 хв. за температури  $t=20^{\circ}\text{C}$  і вимірювали умовну в'язкість та фільтрацію бурового розчину, а результати заносили до табл. 5 та графічно зображали на рис. 6.

Як бачимо з результатів вимірювання умовної в'язкості та фільтрації, наведених у табл. 5 та рис. 5 та рис. 6, порція бурового розчину, оброблена 8% водно-лужним розчином ЕКР у кількості 1%, мала такі параметри: фільтрація – 12 см<sup>3</sup>/30 хв., умовна в'язкість – 24 с, а порція бурового розчину, оброблена ККР у кількості 0,5%, мала наступні параметри: фільтрація – 12 см<sup>3</sup>/30 хв., умовна в'язкість – 44 с.

Ферментативну стійкість ККР оцінювали, порівнюючи її зі стійкістю ЕКР, шляхом експериментальних досліджень. Для цього приготували проби 10% водних розчинів цих реагентів та спостерігали за зміною їх структури протягом певного часу.

Розчин ЕКР через 1 добу почав набухати, збільшуватись поступово у об'ємі. У ньому спостерігали утворення бульбашок та виділення газу з неприємним запахом сірководню, що свідчило про розкладання реагенту під впливом мікрофлори навколишнього середовища.

Розчин ККР зберігав свої властивості без змін протягом 10 діб спостереження.

Отже, у результаті дослідів встановлено, що ЕКР втрачає свою стійкість через 1 добу, а ККР не змінював своїх властивостей протягом 10 діб спостереження, тобто, за своєю ферментативною стійкістю він аналогічний КМЦ.

Аналізуючи результати експериментальних досліджень, можна зробити висновок, що

ККР ефективніший за ЕКР. Це пояснюється тим, що, по-перше, ККР вводимо до бурового розчину у сухому вигляді, по-друге, ефективна концентрація ККР удвічі менша, по-третє, термостійкість ККР на 20-25 °С вища, по-четверте, ККР є більш стійким до дії мікрофлори навколишнього середовища порівняно з ЕКР.

Після проведення серії лабораторних досліджень, пов'язаних із розробкою складу карбоксильного крохмального реагента, зроблено наступні висновки:

1. Розроблено спосіб отримання ККР, який можна описати такими хімічними реакціями:

- мерсеризації;
- етерифікації.

2. Розроблено склад ККР, до якого входять 10 частин ЕКР, 2,5÷3,0 частини КОН та 1,0÷1,5 частини МХОК.

3. Підвищено межу термостійкості ККР до 140°C.

4. Підвищено ферментативну стійкість ККР.

5. ККР значно ефективніший від ЕКР. Отриманий реагент розчинний у воді, ефективна концентрація удвічі нижча в перерахунку на суху речовину; межа термостійкості та ферментативна стійкість ККР вища.

### Література

1 Коцкулич Я.С. Бурові промивні рідини / Я.С.Коцкулич, М. І.Оринчак, М. М.Оринчак. – Івано-Франківськ: Факел. – 2008. – 500 с.

2 Рябоконе С.А. Технологические жидкости для заканчивания и ремонта скважин / С.А. Рябоконе. – Краснодар, 2002. – 274 с.

3 Ластухін Ю.О. Органічна хімія / Ю.О. Ластухін, С.А. Воронов. – Львів: Центр Європи, 2006. – 868 с.

4 Патент 28686 Україна, МПК<sup>5</sup> С 09 К 8/02. Карбоксильний крохмальний реагент / М.І. Оринчак, О.С. Бейзик, М.М. Оринчак – № 200704897; заявл. 03.05.2007; опубл. 25.12.2007. Бюл. № 21. – 5 с.

5 Губський Ю.І. Біоорганічна хімія / Ю.І. Губський. – Київ-Вінниця: Нова книга, 2007. – 432 с.

6 Городнов В.Д. Буровые растворы / В.Д. Городнов. – М.: Недра. – 1985. – 206 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*17.05.12*

*Рекомендована до друку професором  
Коцкуличем Я.С.*

## УДОСКОНАЛЕННЯ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИМ ПРОЦЕСОМ МАСЛЯНОЇ ДЕСОРБЦІЇ НА БАЗІ СУЧАСНИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ АВТОМАТИЗАЦІЇ

*В.С. Борин, М.І. Козуляк, С.Б. Михайлів*

*ІФНТУНГ, 76019, м Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 48003,  
e-mail: kafatp@ukr.net*

*Для покращення технологічного процесу масляної десорбції важливим є сучасний рівень автоматизації. Керування процесом масляної десорбції загалом, чітке дотримання норм технологічних режимів і досягнення заданої якості готової продукції; максимальне використання виробничих потужностей апаратів і обладнання; зменшення енергоспоживання, забезпечення ритмічності виробництва – все це досягається застосуванням новітніх мікропроцесорних засобів автоматизації. Такими засобами є мікропроцесорні малокальній контролери фірми «МІКРОЛ», які використовуються для вирішення широкого кола завдань локального регулювання та програмно-логічного керування.*

*Описано основні недоліки існуючої технологічної схеми процесу масляної десорбції. Обґрунтовано сучасні технологічні схеми для даного процесу, на основі чого розроблено нову структурну схему процесу масляної десорбції. Розроблено програмне забезпечення на базі SCADA-системи Trace Mode для десорбційної колони.*

**Ключові слова:** масляна десорбція, десорбції на колона, SCADA-система Trace Mode

*Для улучшения технологического процесса масляной десорбции важен современный уровень автоматизации. Управление процессом масляной десорбции в целом, четкое соблюдение норм технологических режимов и достижение заданного качества готовой продукции; максимальное использование производственных мощностей аппаратов и оборудования; уменьшение энергопотребления, обеспечение ритмичности производства – все это достигается применением новейших микропроцессорных средств автоматизации. Такими средствами являются микропроцессорные малоканальные контроллеры фирмы «МИКРОЛ», которые используются для широкого круга задач локального регулирования и программно-логического управления.*

*Описаны основные недостатки существующей технологической схемы процесса масляной десорбции, на основании чего разработана новая структурная схема процесса масляной десорбции. Разработано программное обеспечение на базе SCADA-системы Trace Mode для десорбционной колонны.*

**Ключевые слова:** масляная десорбция, десорбционная колонна, SCADA-система Trace Mode

*In order to improve oil desorption process it is important to consider the current level of automation. Managing the process of desorption of oil in general, adherence to standards of technological regimes and the achievement of specified product quality and maximum capacity utilization of devices and equipment, reducing energy consumption, maintenance of the rhythm of production - all this is achieved using the latest microprocessor-based automation. These funds are microprocessor-based thin-route controllers firm "microlite", which are used for a wide range of problems of local control and program-logic control.*

*This article describes the main shortcomings of the existing process flowsheet of desorption, which is designed on the basis of a new organizational chart of the oil desorption process. The software SCADA-system Trace Mode for the stripping column was designed.*

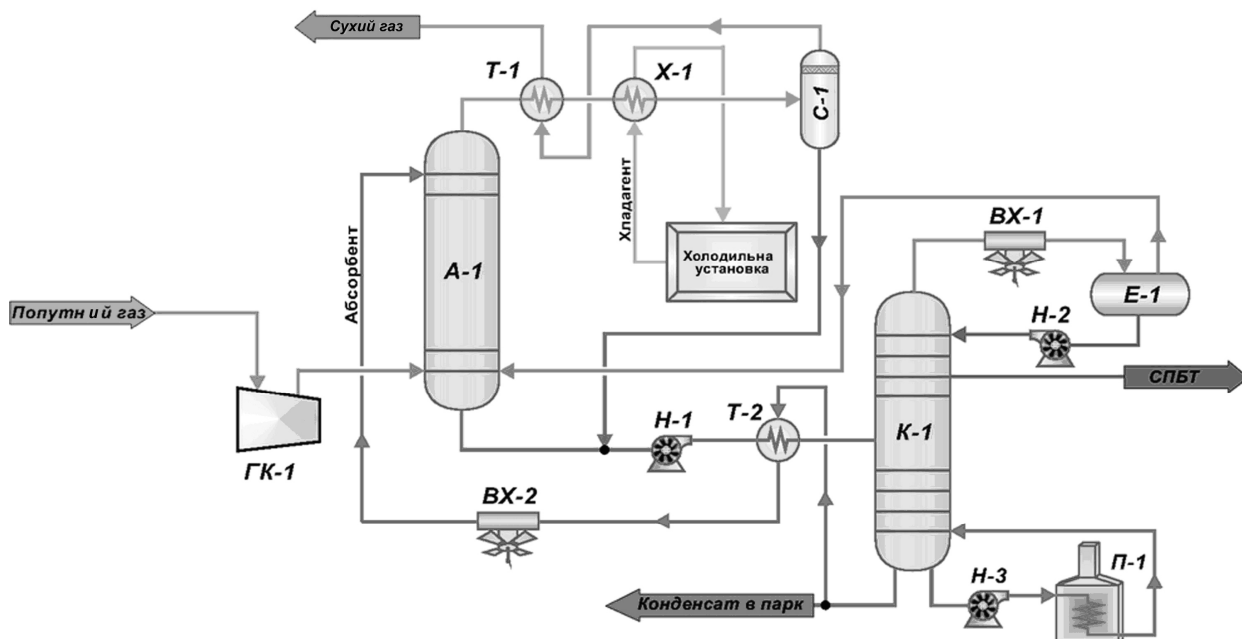
**Keywords:** oil absorption, deficiencies, solutions, desorption column, Trace Mode

**Постановка проблеми, актуальність та доцільність досліджень.** Технологічна схема масляної десорбції й досі має безліч недоліків, усунення яких допоможе вирішити важливі проблеми майбутніх проектних робіт, а також забезпечить більшу ефективність установок, що вплине на економію матеріальних ресурсів та затрат. На базі сучасної функціональної схеми автоматизації розроблено програмне забезпечення SCADA Trace Mode для десорбційної колони масляної десорбції.

**Аналіз літературних джерел.** Технологічна схема масляної десорбції а також аналіз автоматизації процесу розглянуто у роботах В.А. Лукаса [3], А.П. Д.А. де Векки [1], Д.М. Кемпбела [2].

**Мета роботи.** Розглянути недоліки масляної десорбції, дослідити можливі варіанти вирішення проблем. Розробити сучасне програмне забезпечення для десорбційної колони, яке б змогло забезпечити бажані характеристики програми, а саме: збереження та обробка даних, виведення усієї необхідної інформації (тиску, температури, витрати) на автоматизоване робоче місце (АРМ) оператора.

**Виклад основного матеріалу.** Прагнення підвищити вилучення пропану до 50% шляхом підвищення тиску десорбції або кількості циркуляційного масла призводить до значного поглинання метану й етану. Оскільки метан і етан перешкоджають конденсації пропану й вищих вуглеводнів, для зниження втрат цих фракцій доводиться сильно розширювати десорбцію або декомпресію, що зовсім нераціонально.



*А-1 — абсорбер; Т-1, Т-2 — теплообмінники; Х-1 - холодильники; К-1 — абсорбційно-відпарна колона; ВХ-1, ВХ-2 — повітряні холодильники; Н-1, Н-2, Н-3 — насоси; П-1 — трубчаста піч; Е-1 — ємність; С-1 — сепаратор.*

**Рисунок 1 – Технологічна схема маслоабсорбційної установки [6]**

З метою зниження в насиченому маслі вмісту газів, що не конденсуються, проводиться стабілізація масла. Глибина вилучення з насиченого масла в таких колонах досягає: для метану - 100%, а для етану - 95%. Виділення з насиченого масла метану й етану дає змогу в конденсаторі відпарної колони всі вуглеводні (від пропану й вище) а отже, ліквідувати декомпресію.

За високих тисків відпарювання й великої кількості циркуляційного абсорбенту його важко нагріти в парових підігрівачах до високої температури, необхідної для повного випарювання бензину, тому що потрібна пара високого тиску. У таких випадках застосовується нагрівання насиченого масла в трубчастих печах. Враховуючи високу термічну стійкість гасу абсорбента й слабе коксування труб, доцільно виготовити змійовики печей без ретурбентів.

Слід зазначити, що заміна парових підігрівачів трубчастими печами крім зручності експлуатації дає значну економію палива, що використовується для остаточного нагрівання насиченого масла. На рис. 1 зображена принципова схема маслоабсорбційної установки.

З метою підвищення вилучення пропану перспективним є охолодження масла, а іноді й газу пропаном або аміаком. Охолодження абсорбенту й газу знижує кількість циркуляційного масла й підвищує селективність вилучення вуглеводнів. Охолодження дає можливість також застосовувати легкий абсорбент із молекулярною вагою 150 кг/кмоль та дає змогу знизити кількість циркулюючого масла.

Одним зі шляхів значного зниження витрати водяної пари є заміна останньої циркулюю-

чим теплоносієм, що нагріваються в трубчастих печах. Цим же теплоносієм (зазвичай абсорбентом) проводиться ребойлінг газофракціуючих колон. Крім того, для відпарювання абсорбенту замість водяної пари в нижню частину десорбера вводиться етан або пропан.

Аналізуючи різні схеми маслоабсорбційних заводів, робимо висновок, що вони задовільно працюють на звичайному абсорбенті з молекулярною вагою 200 г/моль при вилученні до 70-75% пропану. Подальше підвищення вилучення пропану призводить до значного ускладнення її конструкції.

Досвід експлуатації вітчизняних газобензинових заводів, що переробляють повітряний газ, свідчить, що кисень повітря інтенсивно окислює абсорбент. У результаті окиснення утворюються різні карбонові й оксидокислоти. Ці сполуки спричиняють сильну корозію й зашlamування апаратури, тому застосовувати абсорбцію при відбензинюванні газів, що містять повітря, нераціонально [5, 2].

За звичайних температур десорбції вуглеводнів (20-30°C) застосовують масло з молекулярною масою 140-180 г/моль, ступінь вилучення вуглеводнів  $C_3$  і вище якого досягає 80-85%.

Для збільшення ступеня вилучення гомолів метану з газів, масляна абсорбція поєднується зі зниженням температури газу з використанням аміачного або пропанового охолодження до мінус 45°C. Абсорбентом тут є масло з молекулярною масою 85-120 г/моль. Низькотемпературна абсорбція узагальнює вилучення пропану з газу до 90-95%, етану — 50-60%.

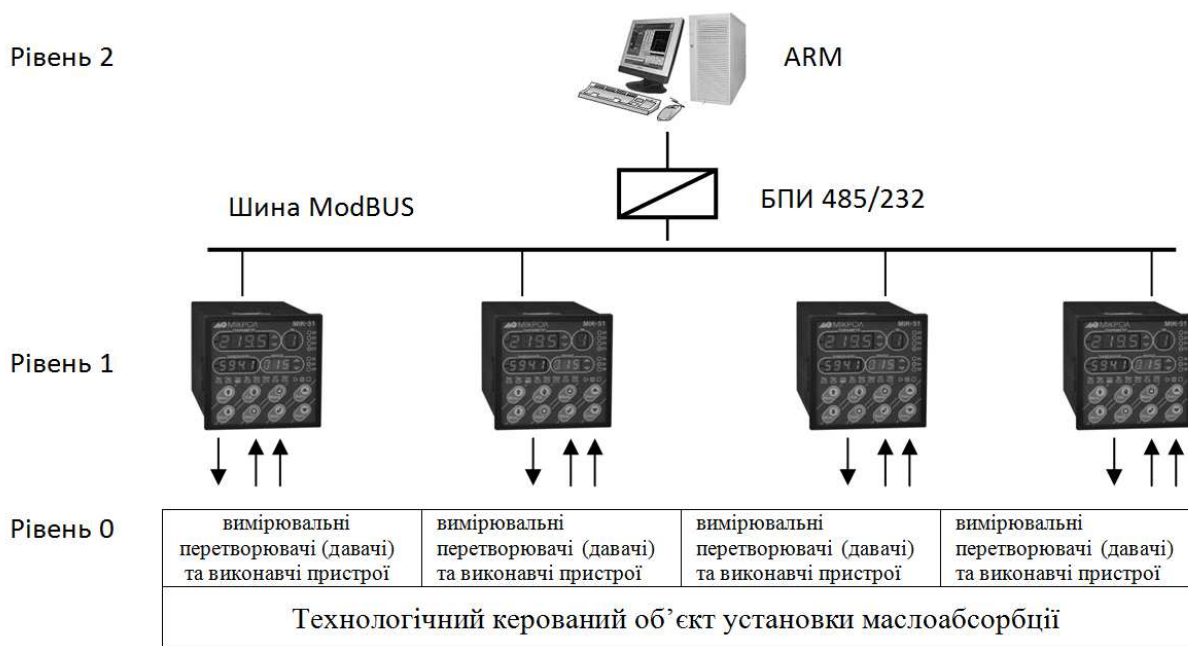


Рисунок 2 – Структурна схема автоматизації десорбційної колони

Більшість десорбційних установок має 20-30 тарілок, що відповідає 7-10 теоретичним тарілкам. Добре працюють десорбери, що мають вісім теоретичних тарілок. При зменшенні швидкості циркуляції абсорбенту число теоретичних тарілок прямує до нескінченності. Збільшення числа тарілок в абсорберах понад вісім не призводить до зменшення швидкості циркуляції абсорбенту.

Для економічної оцінки процесу масляної десорбції порівнюють вартість десорбера й швидкість циркуляції абсорбенту. Вартість десорбера визначає разові капітальні витрати, а швидкість циркуляції абсорбенту — експлуатаційні витрати (паливо, холодоагенти, електроенергія). Оптимальним є варіант, при якому необхідний ступінь вилучення досягається в десорбері даних розмірів за мінімальної швидкості циркуляції абсорбенту. Експлуатаційні витрати в основному залежать від швидкості циркуляції абсорбенту.

Поряд з тиском десорбції, величина якого обчислюється, іншим основним параметром десорбційного процесу є температура. Застосування для охолодження повітряних холодильників знижує вартість експлуатації десорбційно-відпарної секції газо-бензинового заводу, а використання штучного холоду підвищує цю вартість. Оптимальну температуру можна визначити, подавши графічно залежність вартості витлучення вуглеводнів за допомогою холодильного й десорбційного процесів від середньої температури десорбції. При цьому для даного ступеня вартість поділу вуглеводнів методом ректифікації ухвалюється постійною. Вартість десорбційного процесу вилучення вуглеводнів визначається: вартістю десорбції та відпарювання; охолодження абсорбенту, величиною затрат на перекачування масла й вартістю устаткування.

Проблеми, що виникають при експлуатації десорбційних установок, пов'язані з якістю абсорбційного масла і швидкістю його циркуляції. Ступінь витлучення й величина втрат вуглеводнів і масла з газом, що переробляється, визначаються роботою відпарної колони. Найкращі абсорбенти — це низькотемпературні масла.

Є кілька способів приведення числа теоретичних тарілок до необхідного числа реальних тарілок. Як правило, ефективність реальних тарілок звичайної конструкції становить 25-35% від ефективності теоретичних тарілок, якщо абсорбція не ускладнюється піноутворенням.

Призначення відпарної колони в масляній десорбції — видалення з масла абсорбованих вуглеводнів. Для відпарювання цих вуглеводнів рекомендується застосовувати речовини, нерозчинні у вуглеводнях, внаслідок чого поліпшується випаровуваність поглинутих вуглеводнів. Дуже часто як відпарюючий агент застосовується водяна пара. Однак при цьому відбувається зволоження відреагованого масла й витягнутих вуглеводнів, тож потрібне додаткова осушення цих речовин. Іноді для відпарювання застосовується звичайний осушений природний газ. У цьому випадку ефективність відпарювання трохи нижча й конденсація відпарених продуктів дещо утруднена.

Якщо як абсорбент застосовується фракція з відносною молекулярною масою меншою 140 (низькотемпературна абсорбція), то замість відпарювання можна застосовувати ректифікацію.

Важливе значення для покращення технологічного процесу масляної десорбції має сучасний рівень автоматизації. Керування процесом масляної десорбції загалом і чітке дотримання норм технологічних режимів і заданої якості готової продукції, максимального вико-

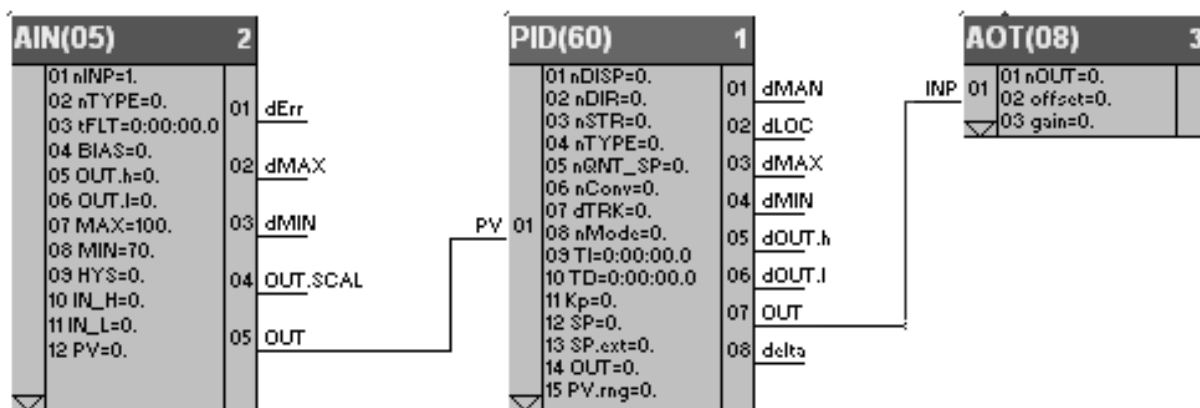


Рисунок 3 – Вигляд програми керування мікроконтролера в програмі ALPHA

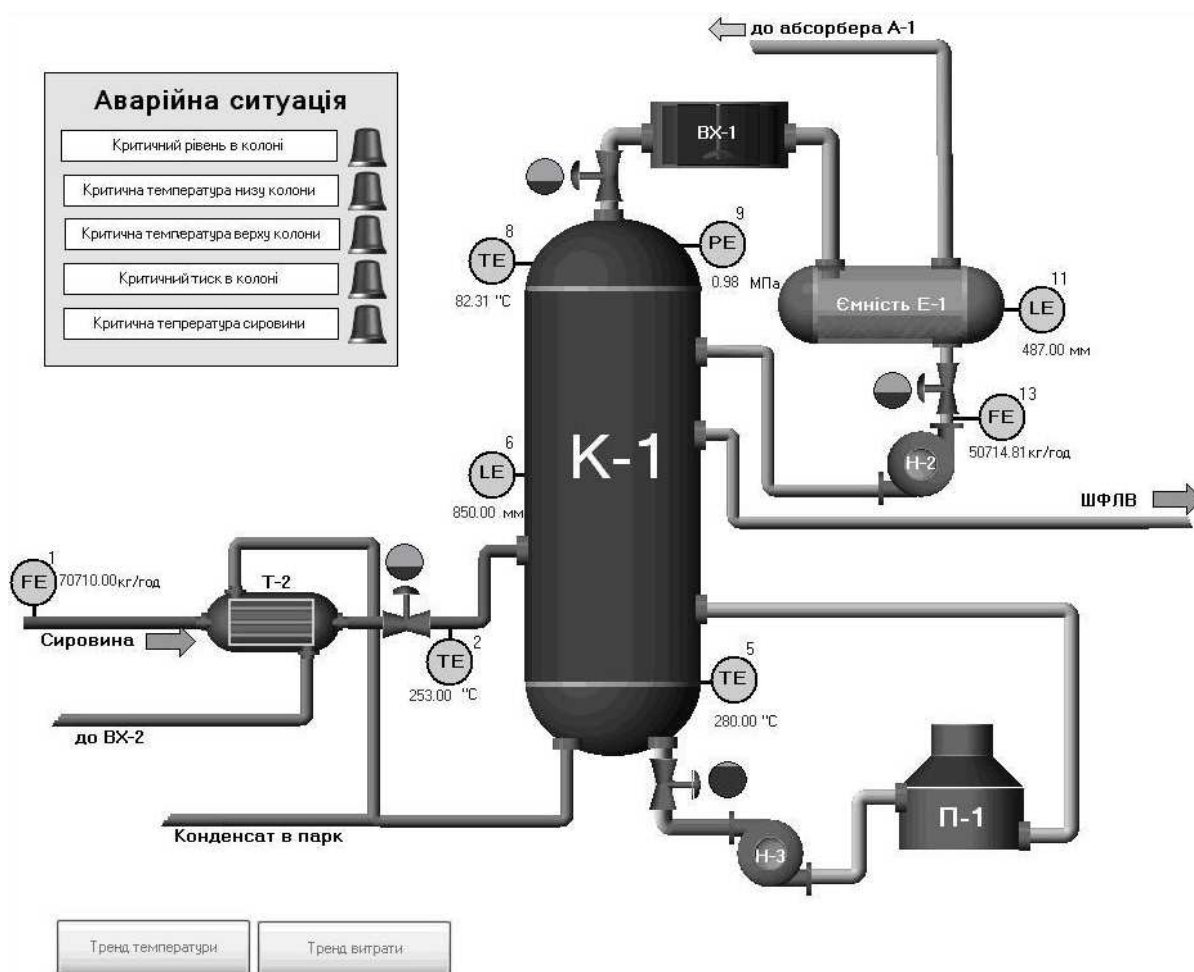


Рисунок 4 – Вигляд основного вікна профайтера Trace Mode десорбційної колоні

ристання виробничих потужностей апаратів і обладнання, зменшення енергоспоживання, приладовикористання, забезпечення ритмічності виробництва досягається застосуванням новітніх мікропроцесорних засобів автоматизації.

Таким засобом є мікропроцесорні малоканальні контролери фірми «МІКРОЛ», які використовуються для вирішення широкого кола завдань локального регулювання та програмно-логічного керування.

Мікропроцесорний контролер може обслуговувати до чотирьох незалежних контурів ре-

гулювання з різними задачами на кожний контур, включає в себе різноманітне поєднання аналогових і дискретних входів – виходів, забезпечує безударну заміну режимів і безударне включення, відключення, переключення контурів регулювання. Контролер має хорошу бібліотеку алгоритмів та інструментарій для розробки FBD-програм керування.

Структура АСК процесу масляної десорбції зображена на рис. 2. Система побудована за ієрархічним принципом і містить три рівні:

Таблиця 1 – Адресація аргументів в шині ModBUS

№ р/п	Аргумент	ModBUS номер порту	ModBUS адрес
1	FE_1	0x1	0x1
2	TE_2	0x1	0x2
3	TE_5	0x2	0x3
4	FE_13	0x4	0x4
5	TE_8	0x3	0x5
6	клапан_4_In	0x1	0x6
7	клапан_10_In	0x2	0x7
8	клапан_4_In	0x3	0x8
9	клапан_7_In	0x4	0x10
10	LE_6_R	0x2	0x11
11	LE_11_R	0x4	0x12
12	PE_9_R	0x3	0x13

Имя	Тип	Тип данных	Значение по умолчанию	Привязка	Флаг
FE_1	IN/OUT	REAL		<input type="radio"/> FE_1:Реальное значение (Система.RTM_1.програма)	
TE_2	IN/OUT	REAL		<input type="radio"/> TE_2:Реальное значение (Система.RTM_1.програма)	
TE_5_In	IN/OUT	REAL		<input type="radio"/> TE_5:Входное значение (Система.RTM_1.програма)	
FE_13	IN/OUT	REAL		<input type="radio"/> FE_13:Реальное значение (Система.RTM_1.програма)	
TE_8	IN/OUT	REAL		<input type="radio"/> TE_8:Реальное значение (Система.RTM_1.програма)	
Кп_In	IN/OUT	REAL		<input type="radio"/> Кп:Входное значение (Система.RTM_1.програма)	
Ки_In	IN	REAL		<input type="radio"/> Ки:Входное значение (Система.RTM_1.програма)	
Кд_In	IN	REAL		<input type="radio"/> Кд:Входное значение (Система.RTM_1.програма)	
TE_8_HW	IN/OUT	USINT	0	<input type="radio"/> TE_8:Верхняя предупредительная граница (Система.RTM_1.програма)	
LE_6_HW	IN/OUT	USINT	0	<input type="radio"/> LE_6:Верхняя предупредительная граница (Система.RTM_1.програма)	
TE_5_HW	IN/OUT	USINT	0	<input type="radio"/> TE_5:Верхняя предупредительная граница (Система.RTM_1.програма)	
PE_9_HW	IN/OUT	USINT	0	<input type="radio"/> PE_9:Верхняя предупредительная граница (Система.RTM_1.програма)	
TE_2_HW	IN/OUT	USINT	0	<input type="radio"/> TE_2:Верхняя предупредительная граница (Система.RTM_1.програма)	
клапан_4_In	IN/OUT	USINT		<input type="radio"/> клапан_4:Входное значение (Система.RTM_1.програма)	
клапан_10_In	IN/OUT	USINT		<input type="radio"/> клапан_10:Входное значение (Система.RTM_1.програма)	
клапан_4_In	IN/OUT	USINT		<input type="radio"/> клапан_4:Входное значение (Система.RTM_1.програма)	
клапан_7_In	IN/OUT	USINT		<input type="radio"/> клапан_7:Входное значение (Система.RTM_1.програма)	
LE_6_R	IN/OUT	REAL		<input type="radio"/> LE_6:Реальное значение (Система.RTM_1.програма)	
LE_11_R	IN/OUT	REAL		<input type="radio"/> LE_11:Реальное значение (Система.RTM_1.програма)	
PE_9_R	IN/OUT	REAL		<input type="radio"/> PE_9:Реальное значение (Система.RTM_1.програма)	

Рисунок 5 – Параметры прив'язок аварійної сигналізації

- рівень 0 (Sensor/actuator) – засоби збору інформації та реалізації керувальної дії;  
 - рівень 1 (Control Level) – безпосереднього керування технологічним процесом;  
 - рівень 2 (SCADA) – візуалізація контролю та регулювання.

Регулювання параметрів і підтримання їх в заданих межах забезпечується з допомогою мікроконтролерів. МІК-51 попередньо повинен бути запрограмований на стабілізацію параметра процесу керування. Нижче на рис. 3 подається фрагмент FBD-програми, виконаний в інструментарії АЛЬФА для контролера МІК-51. Таким чином забезпечується основна мета регулювання процесу десорбції – підтримування на заданому рівні таких параметрів, як температура та тиск, за яких досягається максимальна якість широкої фракції легких вуглеводнів.

Програмне забезпечення верхнього рівня автоматизованої системи контролю (АСК) (рівня 2) виконано з використанням SCADA пакета Trace Mode. Вигляд основного об'єктного вікна, розгорнутого на АРМ-оператора, зображений на рис. 4.

Зв'язок контролера МІК-51 з профайтером Trace Mode здійснюється через протокол шини ModBUS або OPC контролера. На рис. 6 відображена прив'язка аргументів програми до значень вимірюваних параметрів. Для утворення аналогового зв'язку використані канали Rin\_Word та Rin\_Byte з типом кодування TW0 та аналоговим типом сигналу. В таблиці 1 наведено аргументи програми та адресація шини ModBUS.

На мнемосхемі передбачена також сигналізація вибігу параметрів за певні граничні рівні (за основу взято верхню границю попередження).

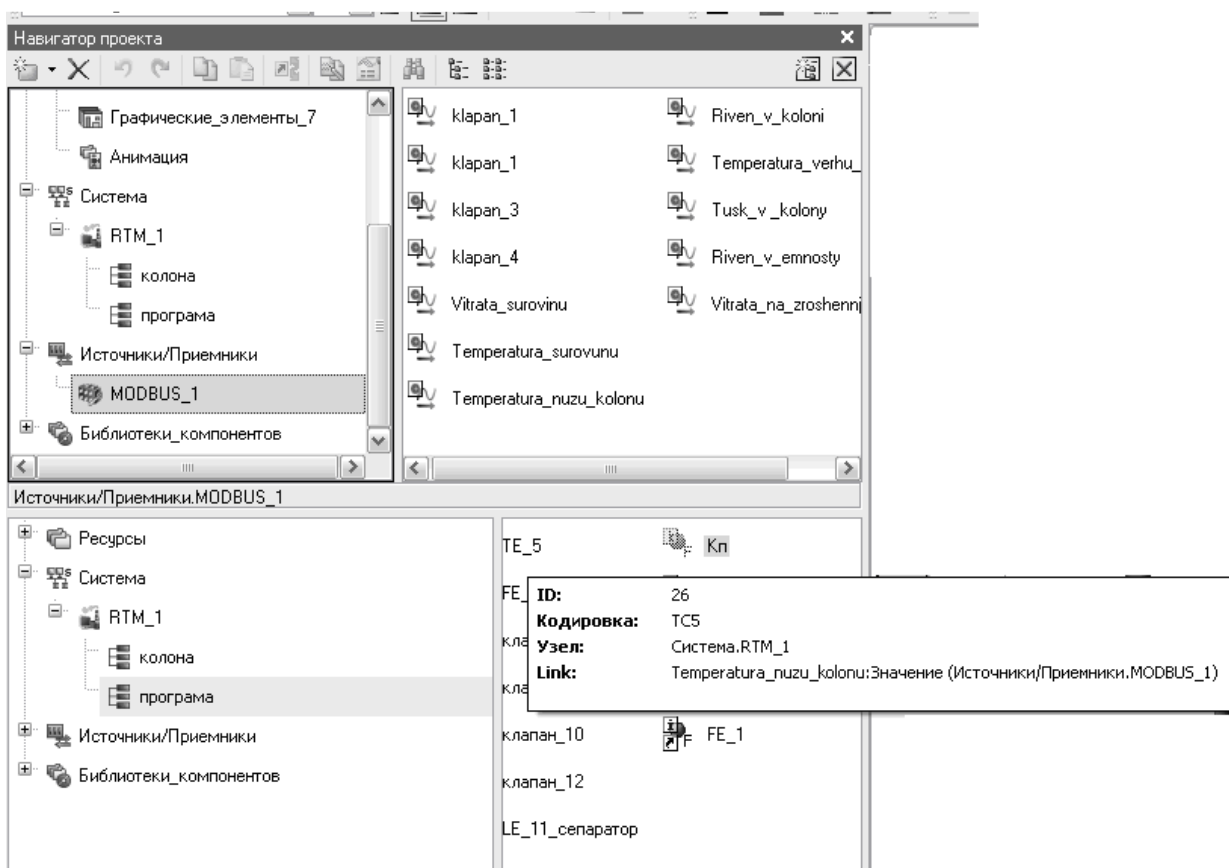


Рисунок 6 – Зв’язки аргументів програми та каналів шини ModBUS

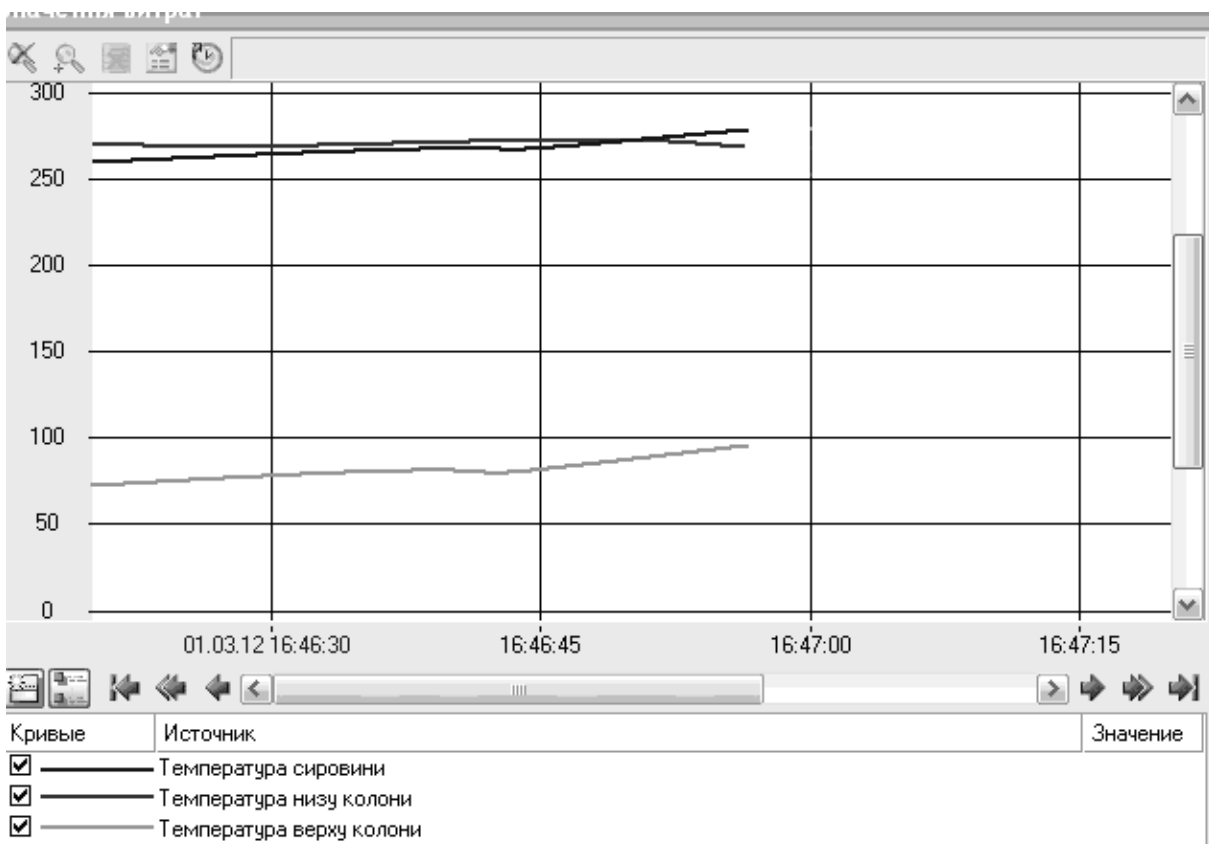


Рисунок 7 – Приклад відображення температури в трендовому вікні

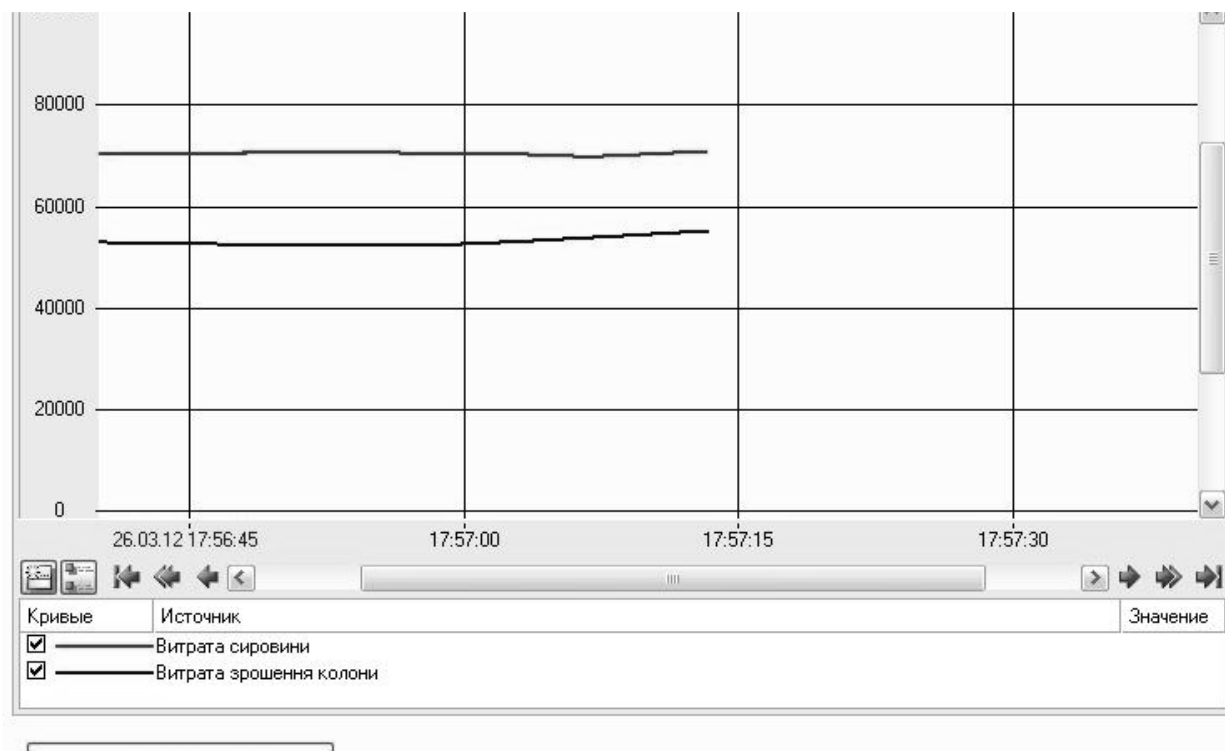


Рисунок 8 – Приклад відображення витрати в трендовому вікні

У такий спосіб досягається бажаний рівень безаварійної роботи обладнання. Моніторинг проводиться по каналах тиску в колоні, за температурою сировини, по низу та верху колони, а також за рівнем рідини в колоні. На рис. 5 подані параметри прив'язок аварійної сигналізації.

З головного екрану можна викликати об'єктне вікно трендів для перегляду історії проекту в часі. На рис. 7 подано графіки зміни температури в різних точках колони.

На рис. 8 відображаються графіки зміни витрати в десорбційній колоні.

### Висновки

В даній роботі проаналізовано недоліки технологічної схеми масляної десорбції. Розроблено структуру АСК та програмне забезпечення контролерного та SCADA рівня.

### Література

- 1 де Векки Д. А. Новый справочник химика и технолога. Основные свойства неорганических, органических и элементоорганических соединений / Д. А. де Векки. – С.-Пб.: АНО НПО «Мир и Семья», 2002. – 1280 с.
- 2 Кемпбел Д.М. Очистка и переработка природных газов / Норман, США 1972. Пер. с англ. под ред. д-ра техн. наук Гудкова С. Ф. / Кемпбел Д.М. -М.: «Недра», 1977.- 349 с.
- 3 Лукас В.А. Теория автоматического управления: учебник для вузов / Лукас В.А. – М.: Недра, 1990. – 416 с.
- 4 Интернет сторінка: [http://www.gas-journal.ru/gij/gij\\_detailed\\_work.php](http://www.gas-journal.ru/gij/gij_detailed_work.php)
- 5 Интернет сторінка: [http://www.etckbn.ru/tech\\_byproduct.html](http://www.etckbn.ru/tech_byproduct.html).
- 6 Руководство по эксплуатации Альфа v. 1.0.24.
- 7 Справочная система из дистрибутива Trace Mode 6.06 Pro

Стаття надійшла до редакційної колегії  
25.04.12

Рекомендована до друку професором  
Горбійчуком М.І.

## ОЦІНКА ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ПІНОГЕНЕРУЮЧОГО ПРИСТРОЮ

В.М. Савик

ІФНТУНГ, 76019, м Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42353,  
e-mail: savicppntu@rambler.ru

*З метою оптимізації геометричних параметрів односоплових піногенеруючих пристроїв застосовується програма SolidWorks з прикладним модулем FlowSimulation. Дослідження пристрою проводились при використанні вхідної частини камери змішування циліндричної та конічної форми, при подовженні її за допомогою додаткових втулок, при зміні відстані між соплом і камерою змішування, при зміні діаметра сопла та довжини його циліндричної частини. Згідно з результатами проведених досліджень рекомендується при створенні моделі п'ятисоплого піногенеруючого пристрою вхідну частину камери змішування виконати конічної форми із дотиканням до соплової частини, довжина циліндричної частини камери має складати 1...1,5 діаметра. Також рекомендується використовувати різні діаметри сопел в межах 4...6 мм, а довжина циліндричної частини має складати 1...2 їх діаметра.*

Ключові слова: піногенератор, пінистий розчин, піногенеруючий ежектор, піноутворення, промивання свердловин пінами.

*С целью оптимизации геометрических параметров односопловых пеногенерирующих устройств применяется программа SolidWorks с прикладным модулем FlowSimulation. Исследования устройства проводились при использовании входной части камеры смешивания цилиндрической и конической формы, при удлинении ее с помощью дополнительных втулок, при изменении расстояния между соплом и камерой смешивания, при изменении диаметра сопла и длины его цилиндрической части. Согласно результатам проведенных исследований рекомендуется при создании модели пятисоплого пеногенерирующего устройства входную часть камеры смешивания выполнить конической формы с касанием к сопловой части, длина цилиндрической части камеры должна составлять 1...1,5 диаметра. Также рекомендуется использовать разные диаметры сопел в пределах 4..6 мм, а длина цилиндрической части должна составлять 1...2 их диаметра.*

Ключевые слова: пеногенератор, пенистый раствор, пеногенерирующий эжектор, пенообразование, промывание скважин пенами.

*To optimize the geometrical parameters of one-nozzle foam-generating device the SolidWorks software with application modules FlowSimulation is applied. The study of the device was carried out using the input of the mixing chamber of cylindrical and conical shape, building an extension onto its additional plug-ins, changing the distance between the nozzle and mixing chamber, changing the nozzle diameter and the length of its cylindrical part. On the basis of the studies to the problem of making five-nozzles foam-generating device models, the input part of the mixing chamber should of conical shape with the contact to the nozzle, the length of the cylindrical chamber must be 1 ... 1.5 diameter. It is also recommended to use the nozzles of different diameter, the length of the cylindrical part should be 1 ... 2 diameter.*

Keywords: foam-generating device, foamy solution, foam-generating ejector, foam, foam-washing wells.

**Постановка проблеми у загальному вигляді.** Піна в бурінні – агрегативно нестійка дисперсна система, у якій бульбашки газу відокремлені тонкими рідинними прошарками, що у вигляді плівок утворюють безперервну фазу (дисперсне середовище). Основну частину об'єму піни (60 – 96%) складає газоподібна фаза. Для отримання піни в системі «рідина-газ» необхідна присутність третього компонента – піноутворювача. Теоретичні, експериментальні та промислові дослідження дають підстави стверджувати, що використання піни може значно інтенсифікувати процес буріння, підвищити якість розкривання продуктивних пластів, покращити деякі технологічні процеси при видобуванні нафти і газу. Структурно-механічні властивості піни (в'язкість, динамічна напруга зсуву), великий діапазон зміни питомої ваги, пружні властивості, ізолююча здатність бульбашок піни характеризують її як особливу промислову суміш, яка забезпечує високу якість виконання різних технологічних процесів у бурінні та нафтогазовидобуванні [1, 2].

Це все ще раз підтверджує актуальність проблеми і необхідність подальших науково-дослідницьких робіт, які спрямовані на підвищення ефективності пінової системи в час процесі буріння пінистими розчинами.

**Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми.** Найбільш поширеним способом утворення піни є диспергаційний, який базується на інтенсивному перемішуванні піноутворюючого розчину та повітря, а саме: дію рухомих пристроїв - перемішуючих мішалок - на рідину в атмосфері газу (цей спосіб низькоєфективний, тому рідко використовується); пропускання струменя газу через шар рідини (в барботажних або аераційних установках); ежекування повітря рухомих струменем рідини (в піногенеруючих пристроях).

Основними факторами, які значною мірою впливають на ефективність роботи піногенеруючих пристроїв, є зміна швидкості, тиску, тем-

ператури та траєкторії руху потоків рідини і повітря. Аналіз останніх публікацій [3, 4, 5, 6] вказує на те, що в останній період недостатньо уваги приділяється дослідженню піногенеруючих пристроїв із всебічним комплексним врахуванням даних чинників.

**Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, яким присвячується стаття.** Всебічно в комплексі не розглядалися основні фактори, які значною мірою впливали на ефективність роботи односоплових піногенеруючих пристроїв. До таких факторів можна віднести зміну швидкості, тиску, температури та траєкторії руху потоків рідини і повітря.

**Метою роботи** є оптимізація геометричних параметрів односоплового піногенеруючого пристрою із застосуванням комп'ютерного моделювання.

**Висвітлення основного матеріалу дослідження.** Для дослідження процесу піноутворення на основі патенту на корисну модель [7] виготовлений лабораторно-експериментально-промисловий взірець п'ятисоплового піногенеруючого пристрою ППІ-100х25-5. Експериментальні дослідження пристрою на різних режимах роботи засвідчили його працездатність та можливість використання в промислових умовах для промивання нафтогазових свердловин пінистими розчинами. Різноманіття конфігурацій пристрою пов'язане з необхідністю використання в різних умовах, однак вимагає виготовлення великої кількості змінних його деталей. Оскільки це працеємка і високовартісна робота, то було прийнято рішення провести дослідження впливу геометричних параметрів на ефективність роботи піногенеруючого пристрою з застосуванням комп'ютерного моделювання. Результати даної роботи підтвердили експериментальні дослідження, тому можуть вважатися достовірними.

Для подачі великих об'ємів піни у глибоких свердловинах використовуватимуться багатосоплові піногенеруючі пристрої. Однак проводити моделювання багатосоплового пристрою із зміною геометричних розмірів важко, тому відпрацювання параметрів проводились на односопловому пристрої, що має ті ж властивості, що і багатосопловий. Розглядалися різні варіанти геометричних параметрів пристрою для різних режимів його роботи.

Вибрано характерні залежності, за якими проводиться аналіз, при цьому закономірності зберігаються. Досліджувався односопловий піногенеруючий пристрій при зміні діаметра сопла, зміні довжини його циліндричної частини, при використанні вхідної частини камери змішування циліндричної або конічної форми, при подовженні її за допомогою додаткових втулок, при зміні відстані між соплом та камерою змішування. Підібрано найбільш характерні для конкретного дослідження граничні умови роботи піногенеруючого пристрою.

Для оптимізації конструктивних та геометричних параметрів односоплового піногенеруючого пристрою за допомогою програми SolidWorks розроблена тримірна модель пристрою. Дослідження піногенеруючого пристрою проводилось в програмі FlowSimulation, яка є прикладним модулем SolidWorks.

Дослідження вхідної частини камери змішування для порівняння циліндричної і конусної її конфігурації проводились за таких граничних умов: подача рідини (води) на вході - 0,004 м<sup>3</sup>/с; тиск повітря на вході в підвідному патрубку - 10 МПа; тиск на виході з пристрою - 10 МПа.

Розподіл швидкості, тиску і температури в поздовжньому перерізі пристрою із циліндричною та конічною вхідною частинами камери змішування зображений на рис. 1-3.

Розглянувши і проаналізувавши графічні залежності розподілу швидкості в поздовжньому перерізі пристрою (рис. 4) встановлено, що максимальна швидкість рідини в соплі у пристрої із конічною вхідною змішувальною камерою є дещо меншою (від 165 м/с до 162 м/с). В даному пристрої також менша швидкість піни на виході (4,6 м/с та 7,2 м/с), більш полого крива швидкості в камері змішування (порівняно із стрибкоподібною зміною швидкості у пристрої із вхідною циліндричною частиною камери змішування).

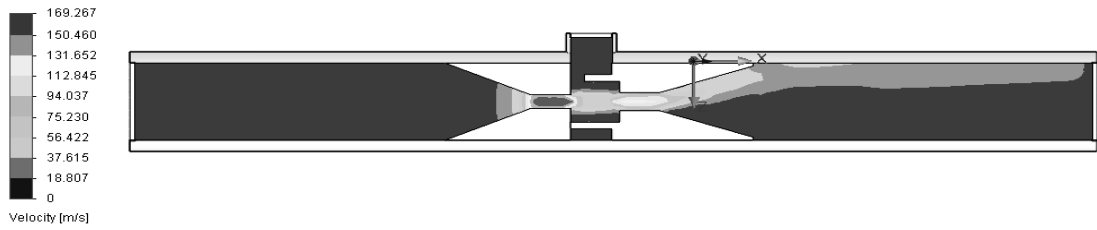
При аналізі графічних залежностей розподілу тиску в поздовжньому перерізі пристрою (рис. 5) встановлено, що у випадку використання у піногенеруючому пристрої конічної вхідної частини камери змішування необхідний тиск рідини на вході для забезпечення заданих граничних умов знижується з 24,8 до 20,4 МПа, при цьому також зменшується мінімальний тиск в камері змішування – з 7,2 до 5,9 МПа, що дасть змогу зменшувати тиск повітря на вході у піногенеруючий пристрій.

Аналізуючи графічні залежності розподілу температури в поздовжньому перерізі пристрою (рис. 6), встановлено, що у пристрої із циліндричною вхідною частиною камери змішування температура стрибкоподібно зростає і спадає у вхідній частині камери, відтак зростає до температури, яка є вищою температури у пристрої з конічною вхідною частиною камери змішування. На виході температура піни в обох піногенеруючих пристроях приблизно однакова.

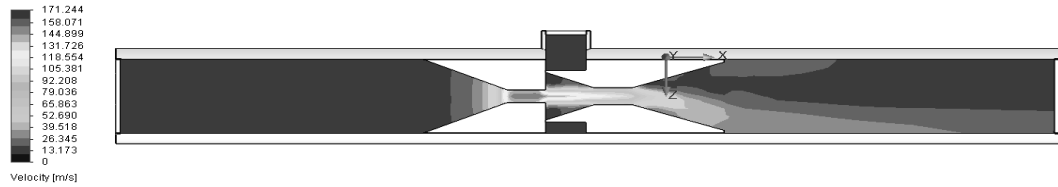
На рис. 7 зображено траєкторії руху потоків рідини і повітря у конічній частині камери змішування піногенеруючого пристрою.

Згідно з проведеними порівняннями піногенеруючих пристроїв двох типів можна дати рекомендацію, що під час створення моделі п'ятисоплового піногенеруючого пристрою необхідно використовувати камери змішування із конічною вхідною частиною.

Дослідження піногенеруючого пристрою із різними діаметрами циліндричної частини сопла проводились за таких граничних умов: подача рідини (води) на вході – 0,001 м<sup>3</sup>/с; тиск повітря на вході в підвідному патрубку – 0,75 МПа; тиск на виході з пристрою – 0,75 МПа.



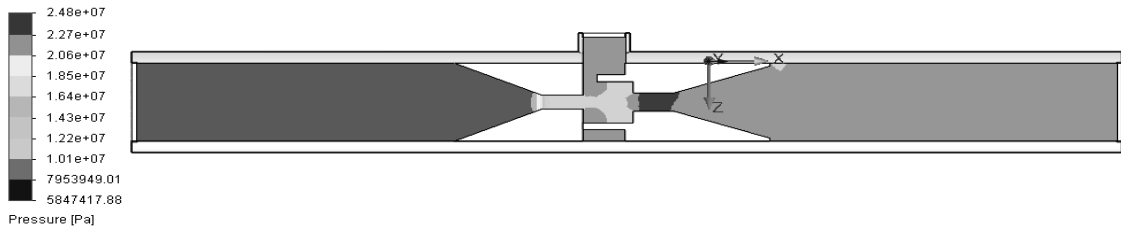
а)



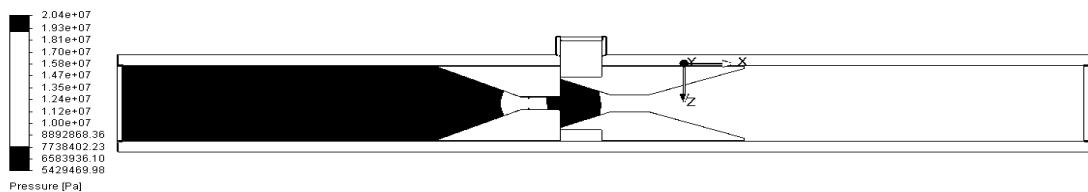
б)

*а – камера змішування із циліндричною вхідною частиною;  
б – камера змішування із конічною вхідною частиною*

**Рисунок 1 – Розподіл швидкості в поздовжньому перерізі пристрою**



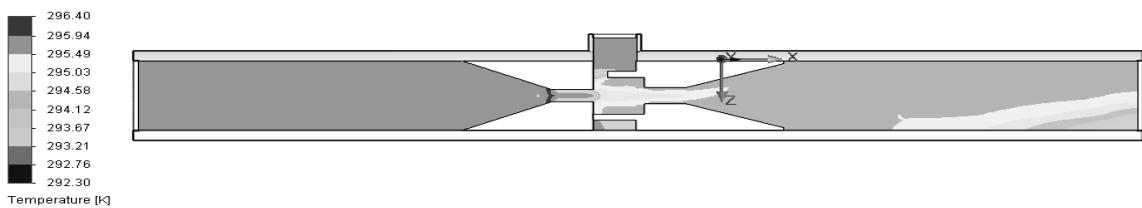
а)



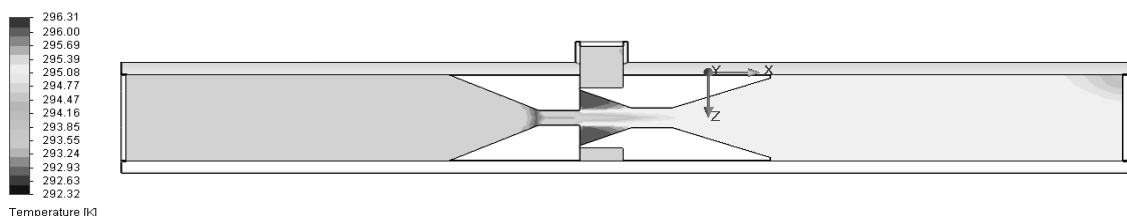
б)

*а – камера змішування із циліндричною вхідною частиною;  
б – камера змішування із конічною вхідною частиною*

**Рисунок 2 – Розподіл тиску в поздовжньому перерізі пристрою**



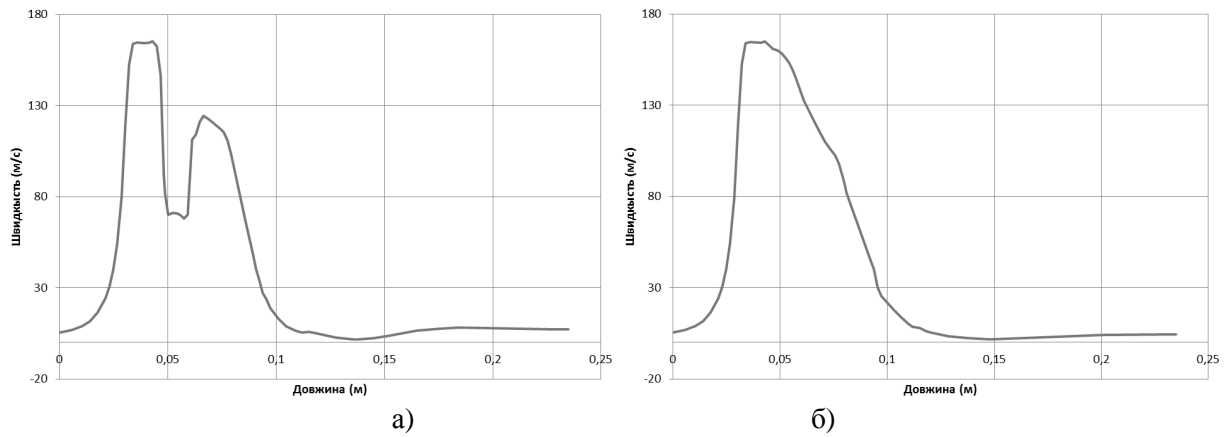
а)



б)

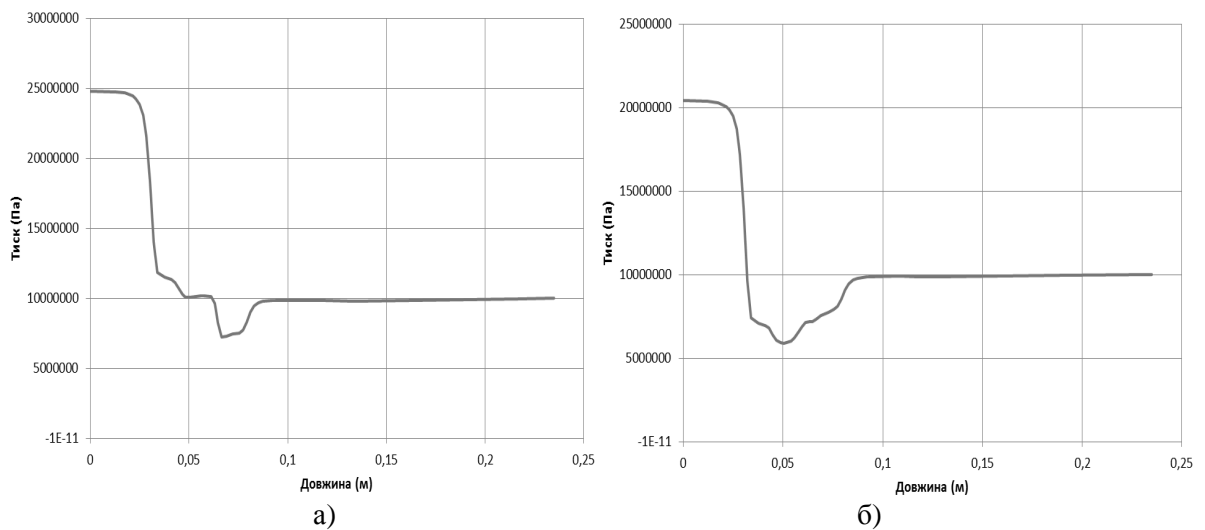
*а – камера змішування із циліндричною вхідною частиною;  
б – камера змішування із конічною вхідною частиною*

**Рисунок 3 – Розподіл температури в поздовжньому перерізі пристрою**



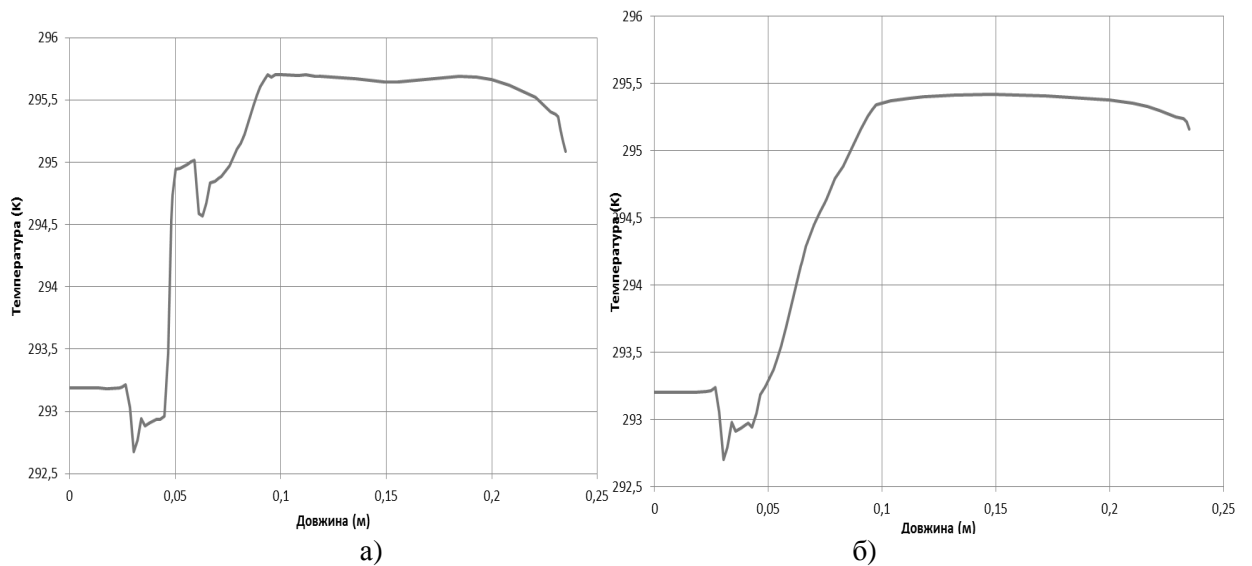
а) — камера змішування із циліндричною вхідною частиною;  
 б) — камера змішування із конічною вхідною частиною

**Рисунок 4 – Графічні залежності розподілу швидкості в поздовжньому перерізі пристрою**



а) — камера змішування із циліндричною вхідною частиною;  
 б) — камера змішування із конічною вхідною частиною

**Рисунок 5 – Графічні залежності розподілу тиску в поздовжньому перерізі пристрою**



а) — камера змішування із циліндричною вхідною частиною;  
 б) — камера змішування із конічною вхідною частиною

**Рисунок 6 – Графічні залежності розподілу температури в поздовжньому перерізі пристрою**

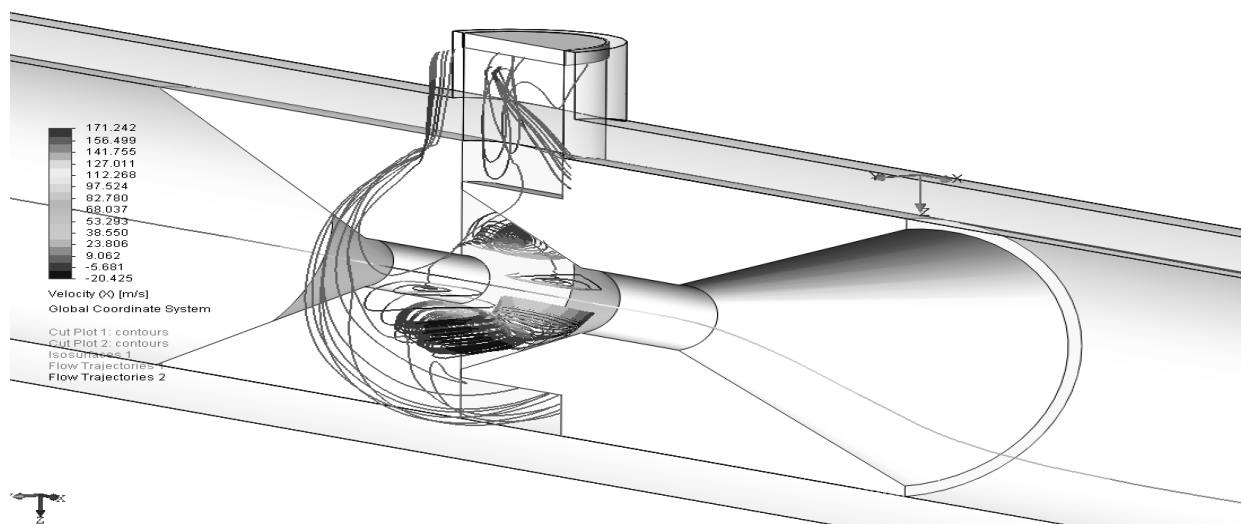


Рисунок 7 – Траскторія руху потоків рідини і повітря у камері змішування

Розподіл швидкості, тиску і температури в поздовжньому перерізі пристрою із соплами діаметром 4 і 6 мм відображений на рис. 8-10.

Розглянувши і проаналізувавши графічні залежності розподілу швидкості в поздовжньому перерізі пристрою (рис. 11) встановлено, що найбільша швидкість - у перерізі сопла: зменшується від 98,7 м/с до 41,4 м/с, але при цьому швидкість на виході із піногенеруючого пристрою зростає від 1,26 м/с до 1,41 м/с, що приводить до підвищення продуктивності пристрою.

При аналізі графічних залежностей розподілу тиску в поздовжньому перерізі пристрою (рис. 12) встановлено, що із збільшенням діаметра сопла необхідні тиски рідини на вході для забезпечення заданих граничних умов знижуються із 7 МПа за діаметра сопла від 4 мм до 1,4 МПа за діаметра сопла 6 мм. При цьому найменший тиск в камері змішування зростає із збільшенням діаметра сопла (відповідно 0,06 МПа і 0,5 МПа), що вказує на можливість зменшення тиску повітря на вході у піногенеруючий пристрій із зменшенням діаметра сопла.

Аналізуючи графічні залежності розподілу температури в поздовжньому перерізі пристрою (рис. 13) встановлюємо, що температура в камері змішування різко підвищується і залишається такою вздовж напрямку руху суміші до виходу, але за більшого діаметра сопла стрибок температури менший, тож і на виході із пристрою температура піни зменшується.

Розглянувши і проаналізувавши графічні залежності (рис. 8-13), робимо висновок, що для експлуатації в конкретних умовах придатні піногенеруючі пристрої з різними діаметрами сосел.

Подальші дослідження односоплового піногенеруючого пристрою проводились для найбільш характерних граничних умов: подача рідини (води) на вході - 0,004 м<sup>3</sup>/с; тиск повітря на вході в відповідному патрубку - 10 МПа; тиск на виході з пристрою - 10 МПа.

Проводились дослідження піногенеруючого пристрою при зміні довжини камери змішування, для чого на виході з її циліндричної частини встановлювались додаткові кільцями однакового і різного діаметра. Розподіл швидкості, тиску і температури в поздовжньому перерізі пристрою із камерою змішування без додаткових кілець та із трьома додатковими кільцями відображений на рис. 14-16.

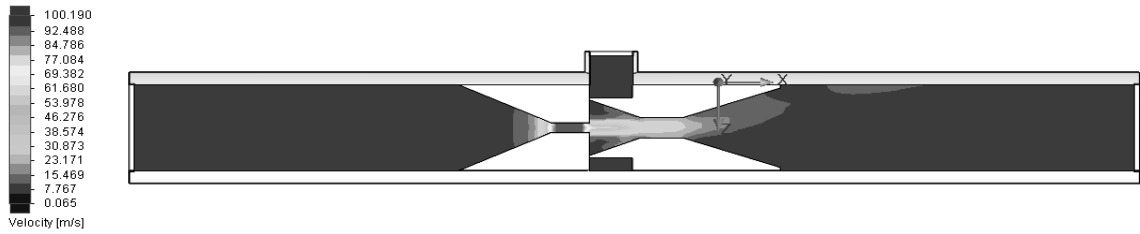
Аналізуючи графічні залежності розподілу швидкості в поздовжньому перерізі пристрою, зображеного на рис. 17, робимо висновок, що максимальна швидкість рідини при вході в сопло - незмінна, швидкість піни на виході більша у пристрою із 3-ма додатковими кільцями (відповідно 6,75 м/с та 7,72 м/с), у нього ж більш пологіше зменшення швидкості вздовж перерізу.

При аналізі графічних залежностей розподілу тиску в поздовжньому перерізі пристрою (рис. 18) встановлено, що необхідний тиск рідини на вході у піногенеруючий пристрій для забезпечення заданих граничних умов незмінний, у пристрої з трьома додатковими кільцями - мінімальний тиск менший (7,5 та 9,4 МПа) і його тривалість вздовж перерізу пристрою довша.

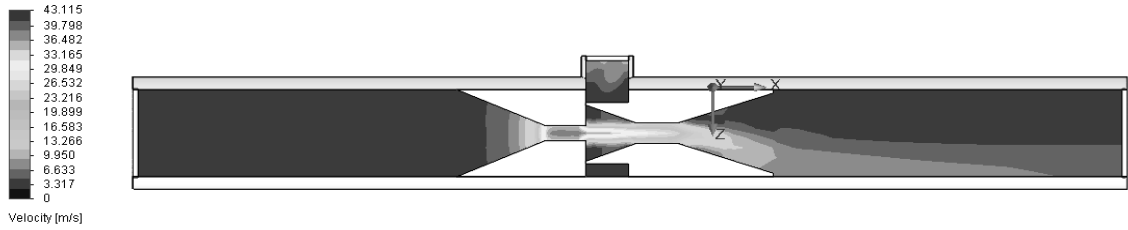
Аналізуючи графічні залежності розподілу температури в поздовжньому перерізі пристрою, (рис. 19) встановлено, що температура піни на виході в обох піногенеруючих пристроях практично однакова, спостерігається більш пологий стрибок підвищення температури у пристрої із трьома додатковими кільцями.

Розглянувши і проаналізувавши графічні залежності (рис. 14...19), зроблено висновок, що для експлуатації придатні піногенеруючі пристрої всіх розглянутих конструкцій, які можуть бути використані для конкретних умов.

Проведено дослідження роботи піногенеруючого пристрою у випадку зміни довжини циліндричної частини сопла.



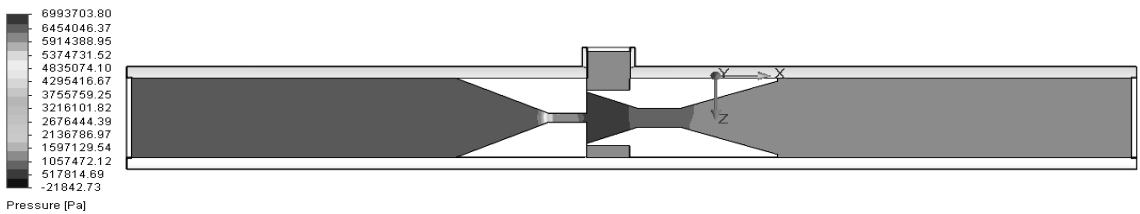
а)



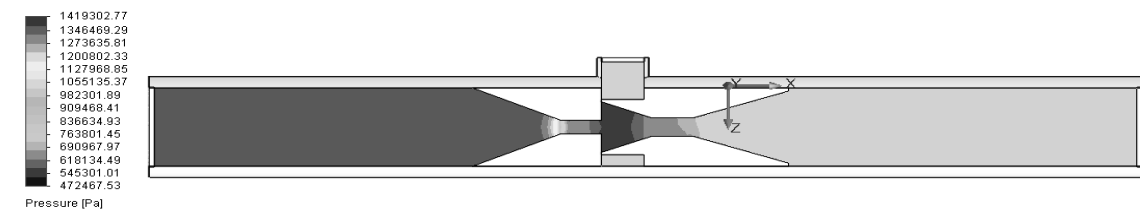
б)

*а – за діаметра циліндричної частини сопла 4 мм;  
б – за діаметра циліндричної частини сопла 6 мм*

**Рисунок 8 – Розподіл швидкості в поздовжньому перерізі пристрою**



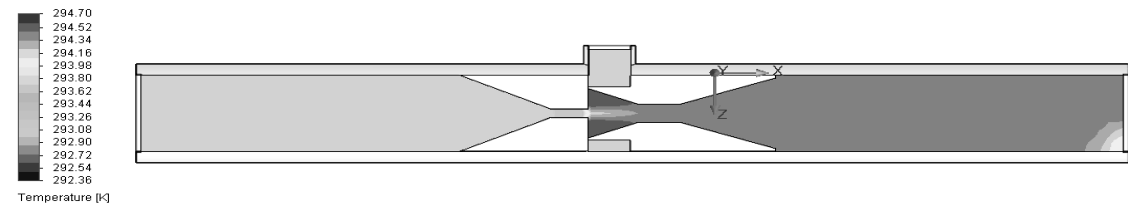
а)



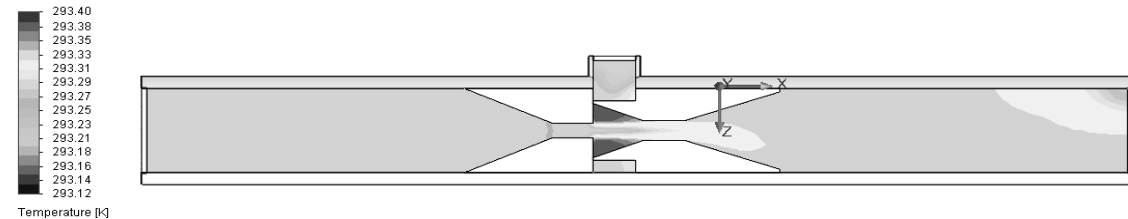
б)

*а – за діаметра циліндричної частини сопла 4 мм;  
б – за діаметра циліндричної частини сопла 6 мм*

**Рисунок 9 – Розподіл тиску в поздовжньому перерізі пристрою**



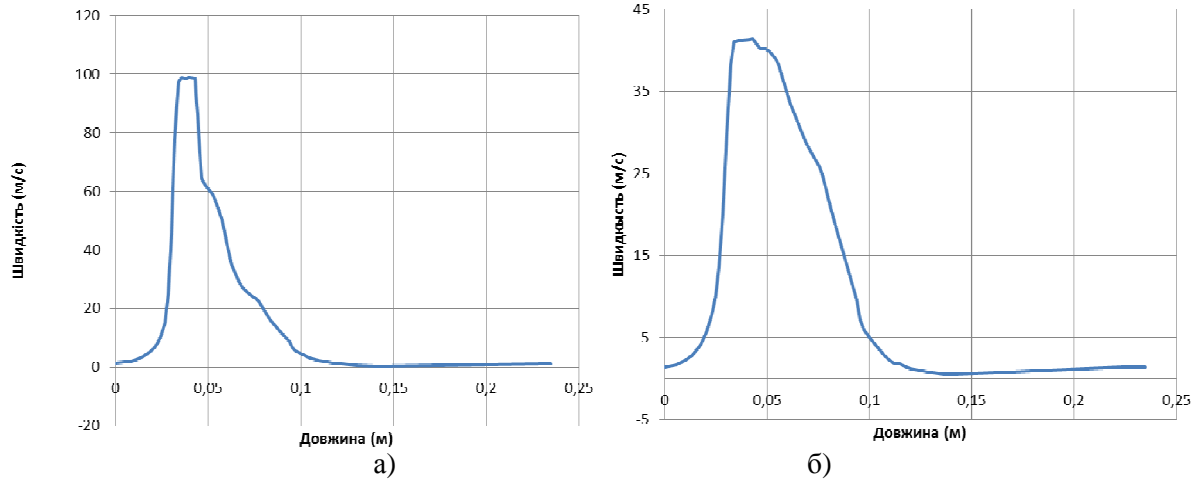
а)



б)

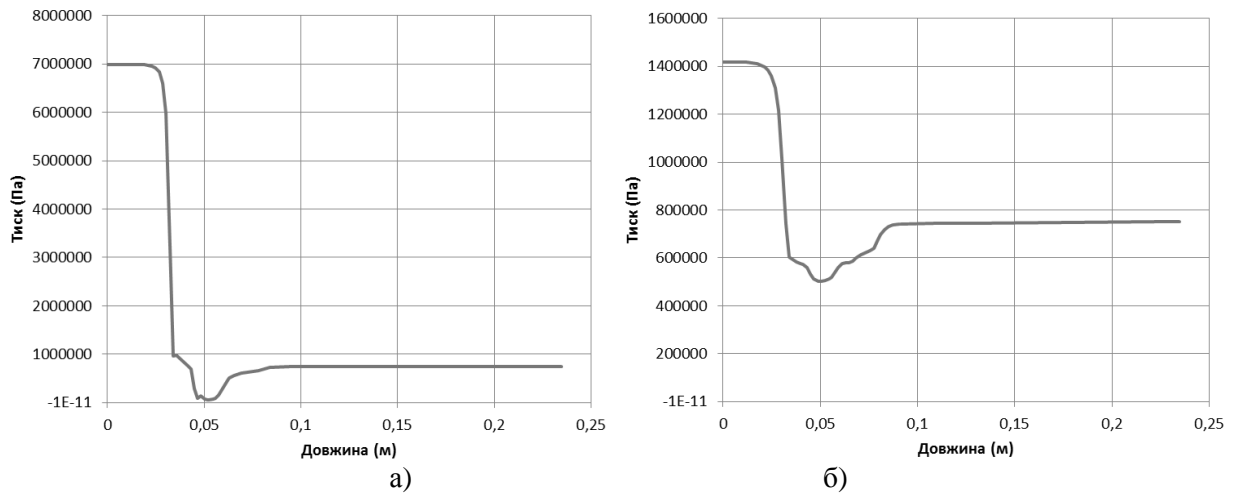
*а – за діаметра циліндричної частини сопла 4 мм;  
б – за діаметра циліндричної частини сопла 6 мм*

**Рисунок 10 – Розподіл температури в поздовжньому перерізі пристрою**



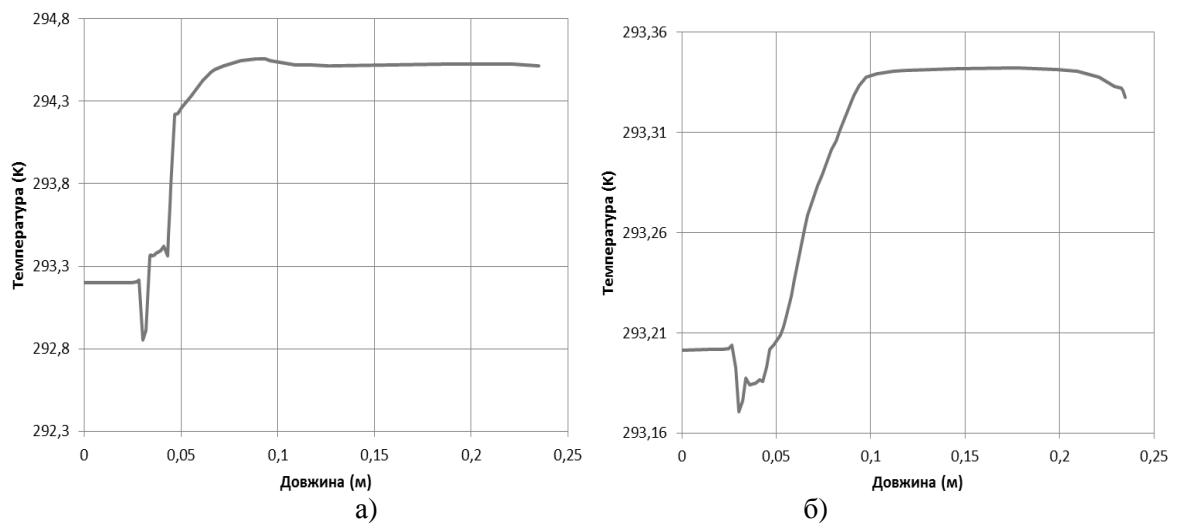
а – за діаметра циліндричної частини сопла 4 мм;  
б – за діаметра циліндричної частини сопла 6 мм

Рисунок 11 – Графічні залежності розподілу швидкості в поздовжньому перерізі пристрою



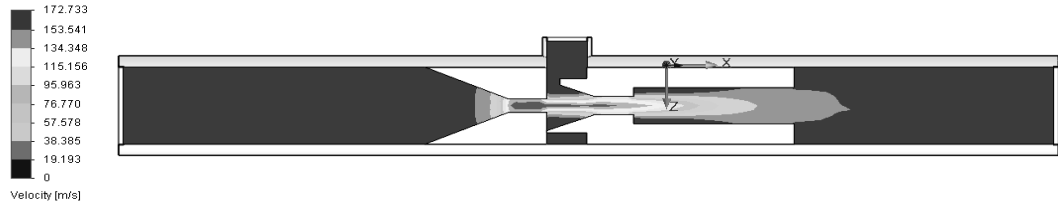
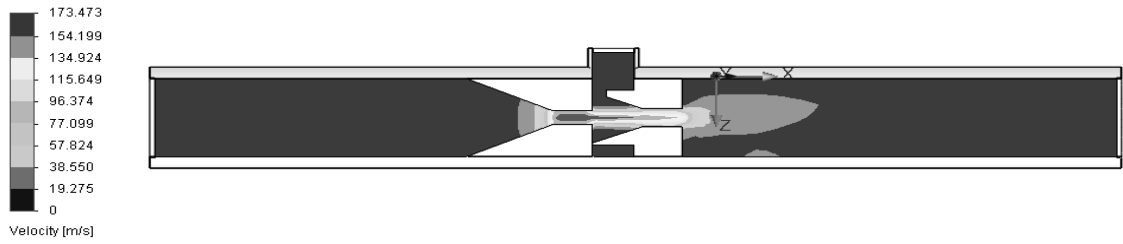
а – за діаметра циліндричної частини сопла 4 мм;  
б – за діаметра циліндричної частини сопла 6 мм

Рисунок 12 – Графічні залежності розподілу тиску в поздовжньому перерізі пристрою

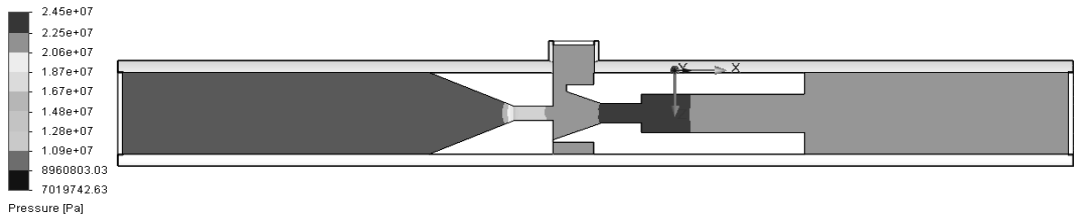
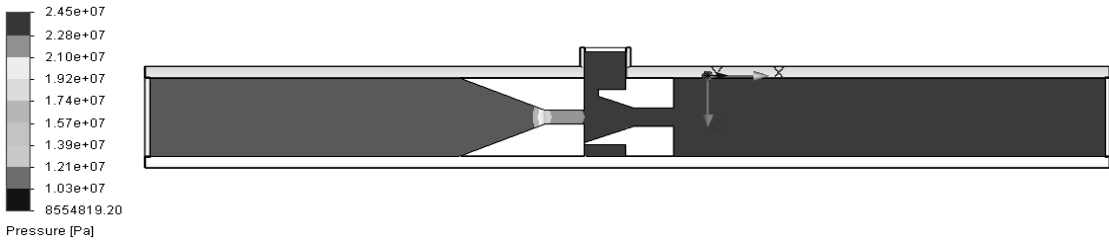


а – за діаметра циліндричної частини сопла 4 мм;  
б – за діаметра циліндричної частини сопла 6 мм

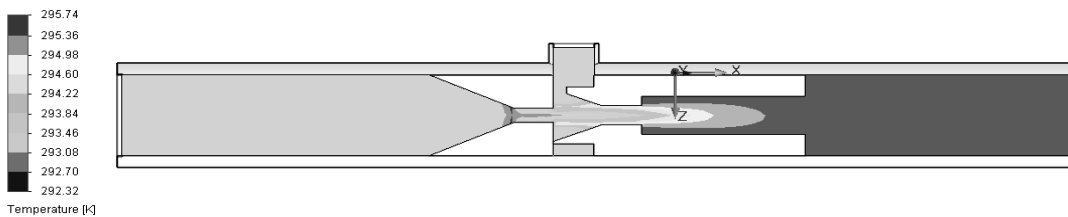
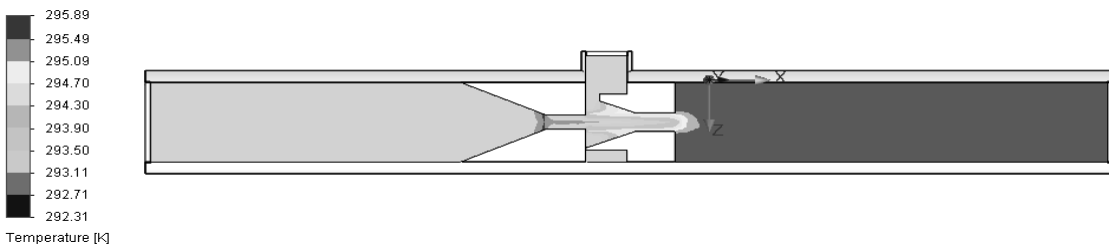
Рисунок 13 – Графічні залежності розподілу температури в поздовжньому перерізі пристрою



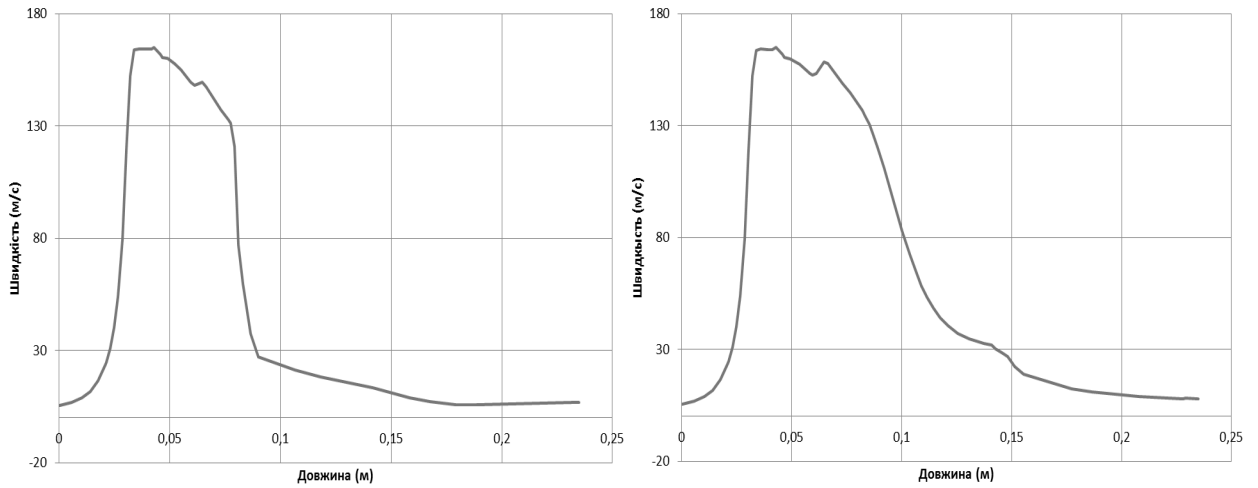
а – камера змішування без додаткових кілець;  
 б – камера змішування з 3-ма додатковими кільцями  
**Рисунок 14 – Розподіл швидкості в поздовжньому перерізі пристрою**



а – камера змішування без додаткових кілець;  
 б – камера змішування з трьома додатковими кільцями  
**Рисунок 15 – Розподіл тиску в поздовжньому перерізі пристрою**



а – камера змішування без додаткових кілець;  
 б – камера змішування з трьома додатковими кільцями  
**Рисунок 16 – Розподіл температури в поздовжньому перерізі пристрою**



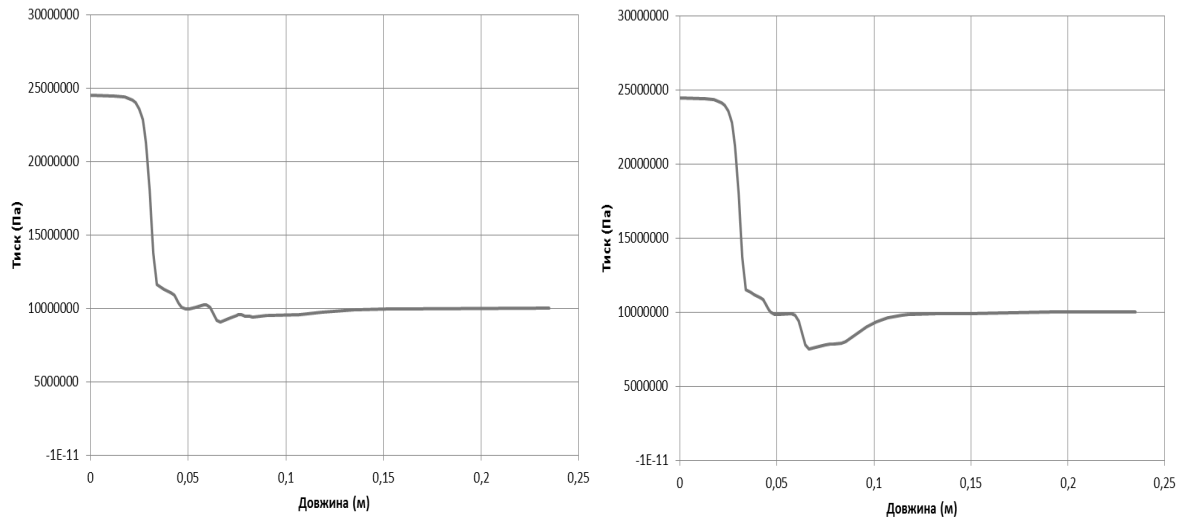
а)

б)

*а – камера змішування без додаткових кілець;*

*б – камера змішування з трьома додатковими кільцями*

**Рисунок 17 – Графічні залежності розподілу швидкості в поздовжньому перерізі пристрою**



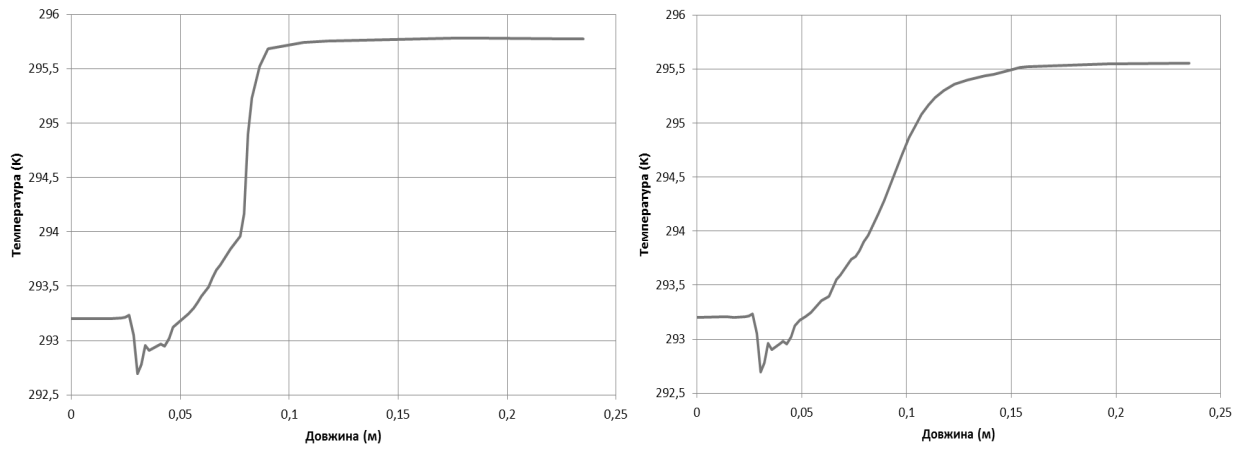
а)

б)

*а – камера змішування без додаткових кілець;*

*б – камера змішування з трьома додатковими кільцями*

**Рисунок 18 – Графічні залежності розподілу тиску в поздовжньому перерізі пристрою**



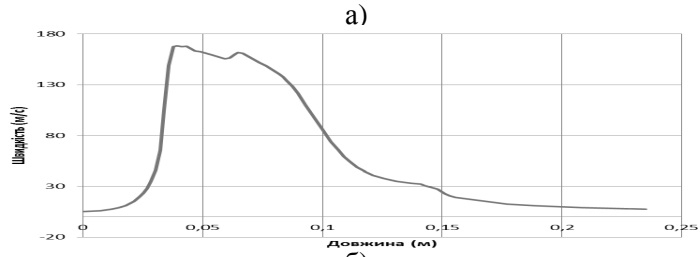
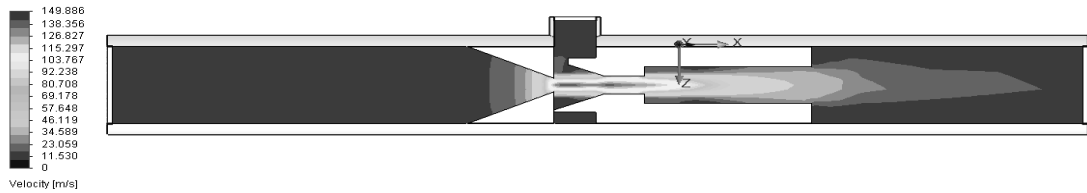
а)

б)

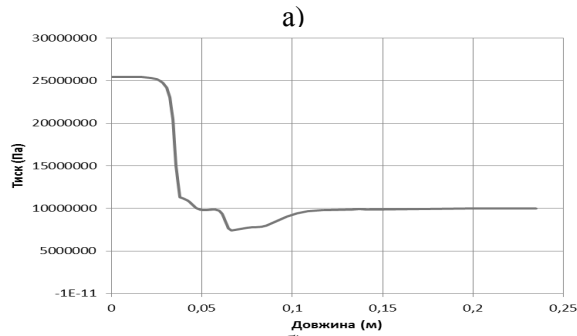
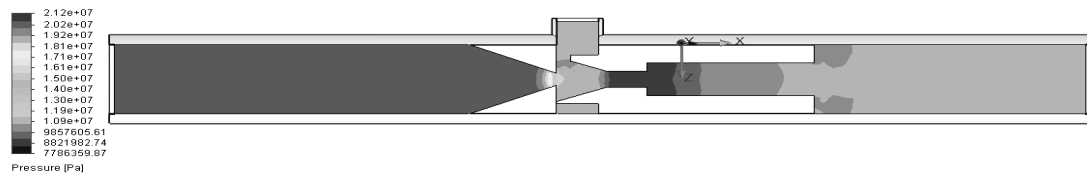
*а – камера змішування без додаткових кілець;*

*б – камера змішування з трьома додатковими кільцями*

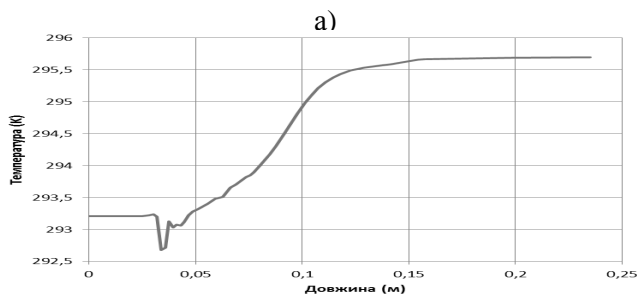
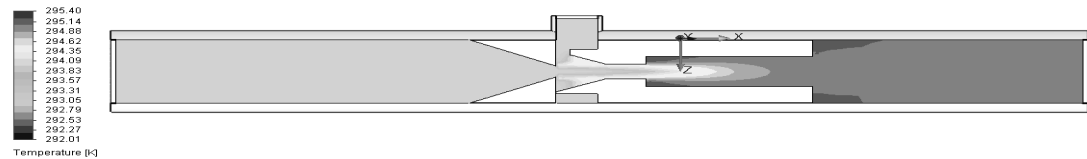
**Рисунок 19 – Графічні залежності розподілу температури в поздовжньому перерізі пристрою**



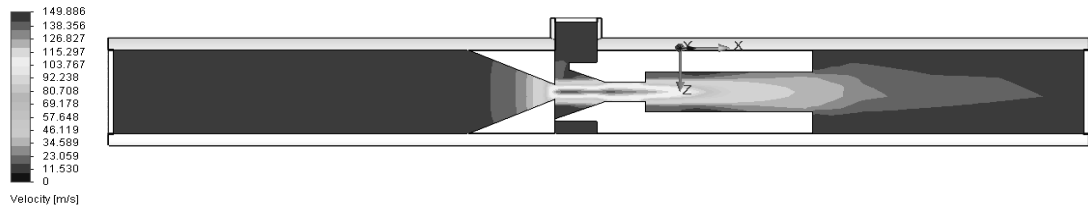
a – розподіл швидкості в поздовжньому перерізі пристрою;  
 б – графічна залежність розподілу швидкості в поздовжньому перерізі пристрою  
**Рисунок 20 – Характер зміни швидкості у піногенеруючому пристрої без циліндричної частини сопла**



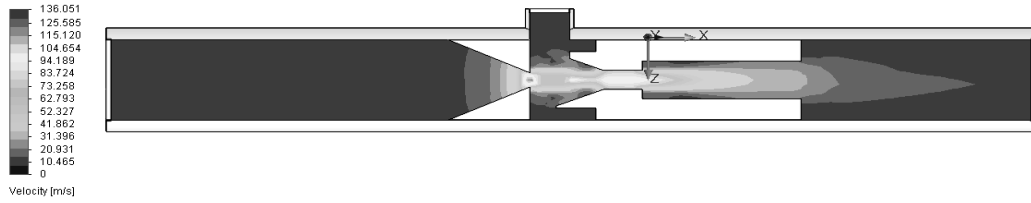
a – розподіл швидкості в поздовжньому перерізі пристрою;  
 б – графічна залежність розподілу тиску в поздовжньому перерізі пристрою  
**Рисунок 21 – Характер зміни тиску в піногенеруючому пристрої без циліндричної частини сопла**



a – розподіл швидкості в поздовжньому перерізі пристрою;  
 б – графічна залежність розподілу температури в поздовжньому перерізі пристрою  
**Рисунок 22 – Характер зміни температури в піногенеруючому пристрої без циліндричної частини сопла**



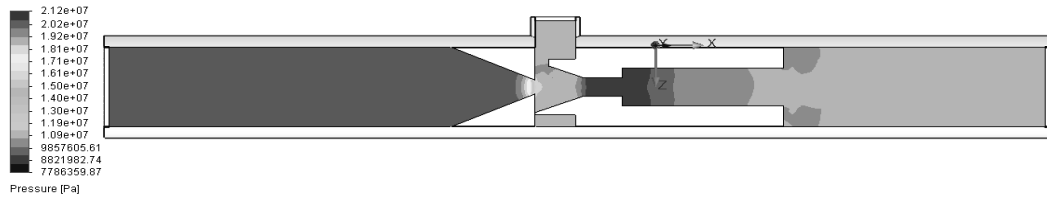
а)



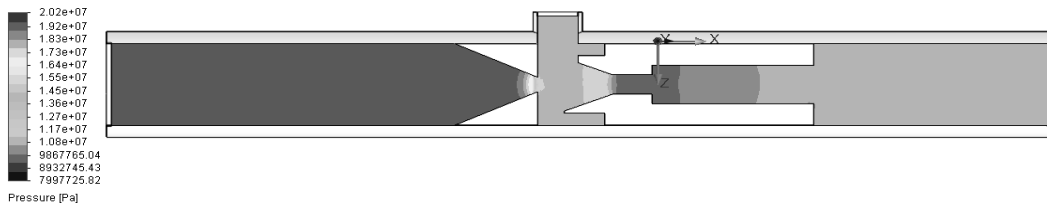
б)

а – при дотиканні сопла і камери змішування;  
б – за відстані між соплом і камерою змішування 12 мм

Рисунок 23 – Розподіл швидкості в поздовжньому перерізі пристрою



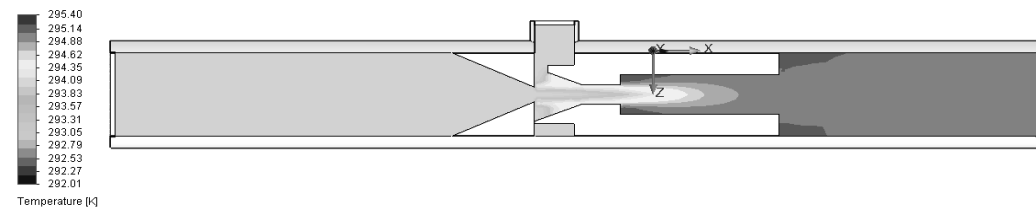
а)



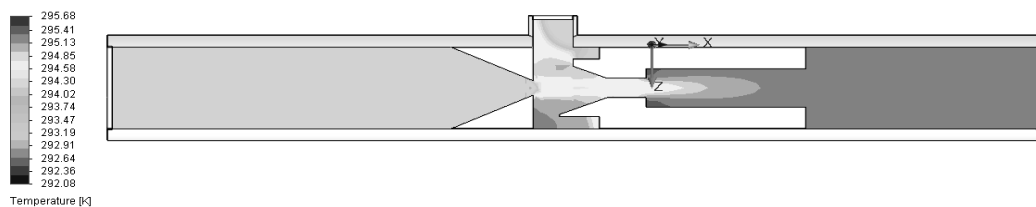
б)

а – при дотиканні сопла і камери змішування;  
б – за відстані між соплом і камерою змішування 12 мм

Рисунок 24 – Розподіл тиску в поздовжньому перерізі пристрою



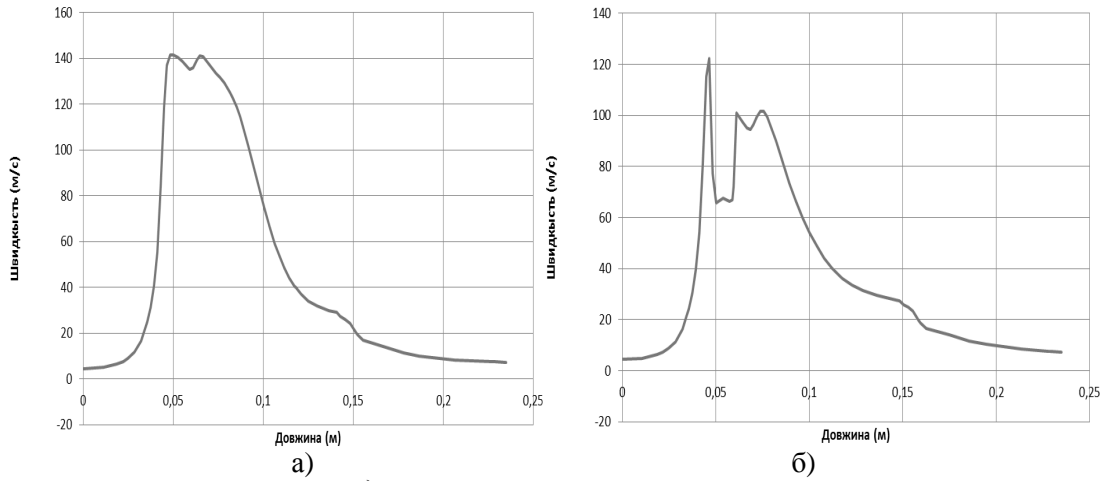
а)



б)

а – при дотиканні сопла і камери змішування;  
б – за відстані між соплом і камерою змішування 12 мм

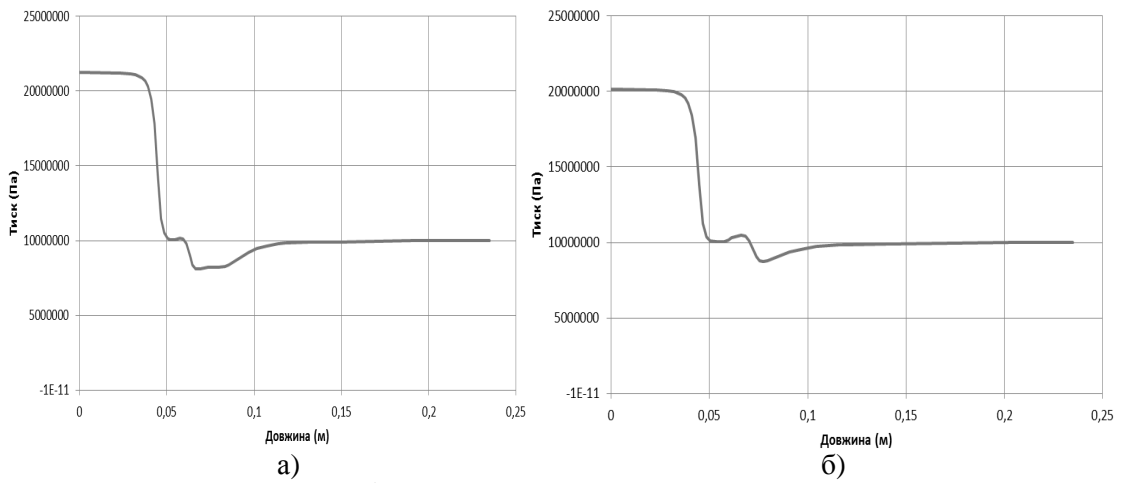
Рисунок 25 – Розподіл температури в поздовжньому перерізі пристрою



а – при дотиканні сопла і камери змішування;

б – за відстані між соплом і камерою змішування 12 мм

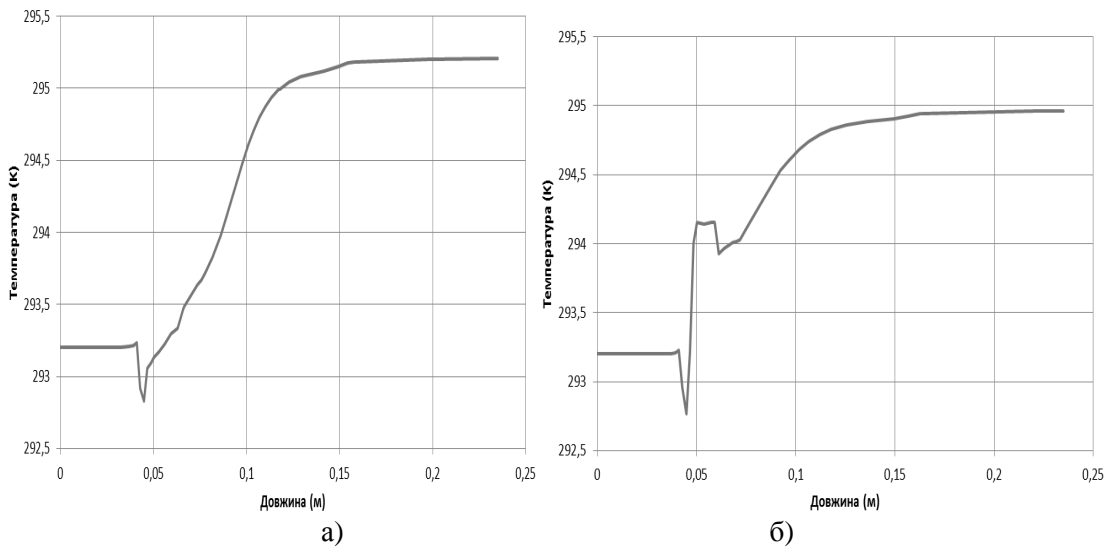
Рисунок 26 – Графічні залежності розподілу швидкості в поздовжньому перерізі пристрою



а – при дотиканні сопла і камери змішування;

б – за відстані між соплом і камерою змішування 12 мм

Рисунок 27 – Графічні залежності розподілу тиску в поздовжньому перерізі пристрою



а – при дотиканні сопла і камери змішування;

б – за відстані між соплом і камерою змішування 12 мм

Рисунок 28 – Графічні залежності розподілу температури в поздовжньому перерізі пристрою

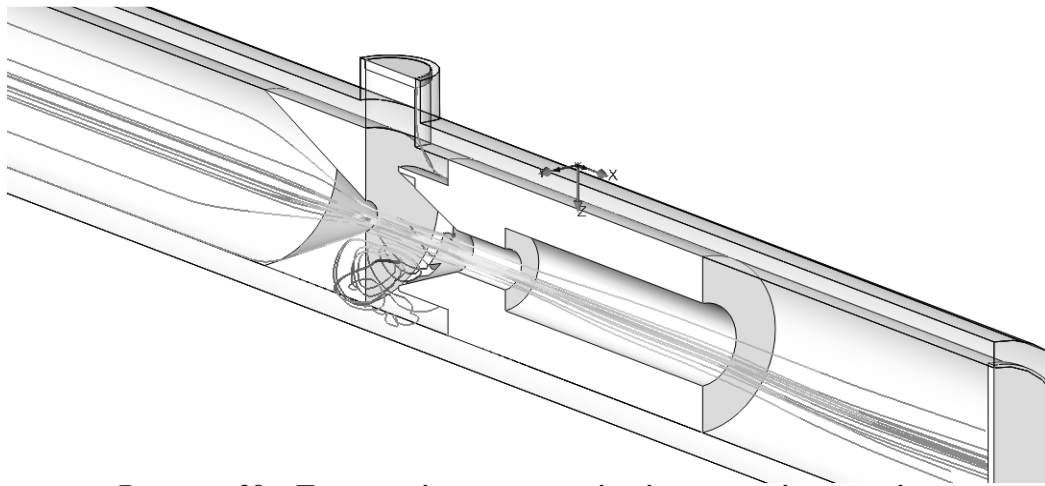


Рисунок 29 – Траєкторія руху потоків рідини, повітря та піни

Проаналізувавши графічні залежності розподілу швидкості в поздовжньому перерізі пристрою, встановлено, що із збільшенням довжини циліндричної частини сопла від 0 мм до 15 мм швидкість у соплі зростає від 141,3 м/с до 168 м/с, але стрибок при зменшенні швидкості більш плавний по довжині сопла. Швидкість піни на виході зростає від 7,05 м/с до 7,63 м/с, що підвищує продуктивність пристрою. Характер зміни швидкості у піногенеруючому пристрої без циліндричної частини сопла поданий на рис. 20.

При аналізі графічних залежностей розподілу тиску в поздовжньому перерізі пристрою встановлено, із збільшенням довжини циліндричної частини сопла від 0 мм до 15 мм необхідні тиски рідини на вході для забезпечення заданих граничних умов зростають від 21,2 до 25,4 МПа, проте мінімальні тиски в камері змішування зменшуються з 8,4 МПа до 7,4 МПа, що дає змогу зменшувати тиск повітря на вході в пристрій. Характер зміни тиску у піногенеруючому пристрої без циліндричної частини сопла поданий на рис. 21.

Температура піни на виході із збільшенням довжини циліндричної частини сопла від 0 мм до 15 мм підвищується на 0,5 К, що суттєво не впливає на структуру піни. Характер зміни температури у піногенеруючому пристрої без циліндричної частини сопла поданий на рис. 22.

Згідно з результатами проведених досліджень комп'ютерного моделювання приймаємо довжину циліндричної частини сопла рівною 1...2 його діаметра.

Дослідження піногенеруючого пристрою проводились при зміні відстані між соплом і камерою змішування.

Розподіл швидкості, тиску і температури в поздовжньому перерізі пристрою при різній відстані між соплом і камерою змішування зображено на рис. 23-25.

Аналіз графічних залежностей розподілу швидкості в поздовжньому перерізі пристрою (рис. 26) вказує на те, що із зростанням відстані між соплом і камерою змішування від 0 мм до 12 мм максимальне значення швидкості дещо зменшується - від 140,8 м/с до 122,4 м/с, але

при цьому значно збільшуються коливання швидкості (особливо в перерізі між соплом і камерою змішування) і швидкість піни на виході із піногенеруючого пристрою зменшується із 7,05 м/с до 5,72 м/с, що вказує на зниження продуктивності пристрою.

За результатами аналізу графічних залежностей розподілу тиску в поздовжньому перерізі пристрою (рис. 27) встановлено, що із збільшенням відстані між соплом і камерою змішування необхідні тиски рідини на вході для забезпечення заданих граничних умов знижуються від 21,2 МПа при дотиканні сопла і камери змішування до 20,2 МПа при відстані між соплом і камерою змішування 12 мм; при цьому зростає найменший тиск в камері змішування (з 8,2 МПа до 8,93 МПа), що дещо погіршує умови для зниження тиску повітря на вході у піногенеруючий пристрій.

При збільшенні відстані між соплом і камерою змішування від 0 мм до 12 мм (рис. 28) температура на виході із пристрою зростає, а також відбувається її різкий стрибок в перерізі між соплом і камерою змішування.

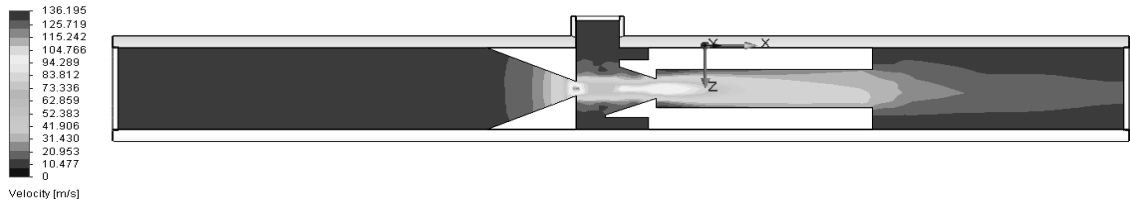
На рис. 29 зображено траєкторії руху потоків рідини, повітря та піни за відстані між соплом і камерою змішування 12 мм.

Згідно з результатами проведених досліджень, враховуючи зниження мінімального тиску та температури на виході із пристрою, а також підвищення його продуктивності, рекомендується використовувати піногенеруючий пристрій, у якому сопло дотикається до камери змішування.

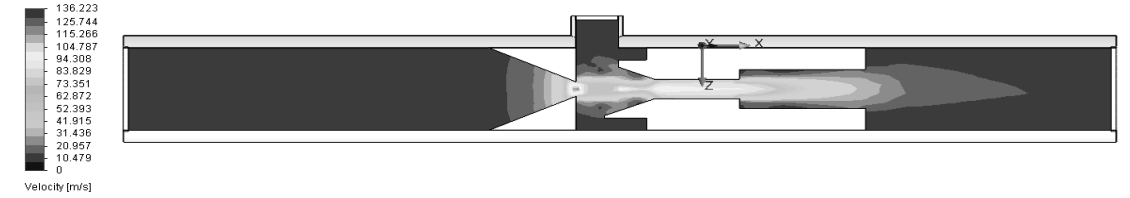
Проведено дослідження роботи піногенеруючого пристрою при зміні довжини циліндричної частини камери змішування.

Розподіл швидкості, тиску і температури рідини в поздовжньому перерізі пристрою при зміні довжини циліндричної частини камери змішування зображено на рис. 30-32.

Під час аналізу графічних залежностей розподілу швидкості в поздовжньому перерізі пристрою (рис. 33) встановлено, що максимальна швидкість рідини при вході у сопло фактично однакова (122,4–122,6 м/с), але швидкість піни на виході із піногенеруючого пристрою

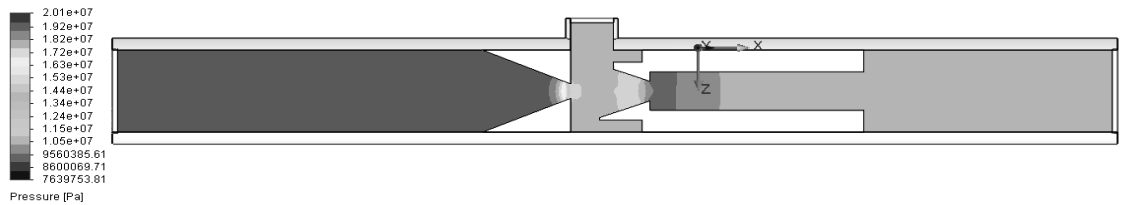


а)

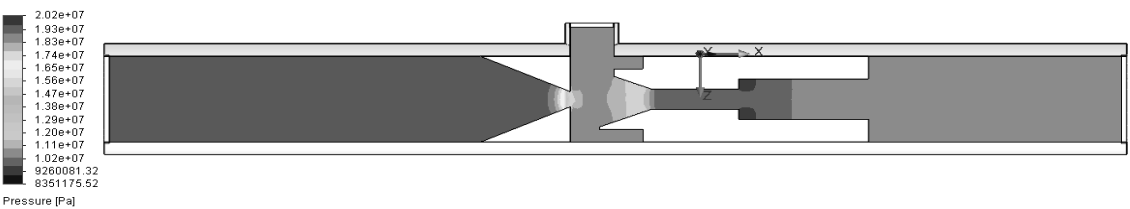


б)

а – камера змішування без циліндричної частини;  
 б – камера змішування з циліндричною частиною довжиною 30 мм  
**Рисунок 30 – Розподіл швидкості в поздовжньому перерізі пристрою**

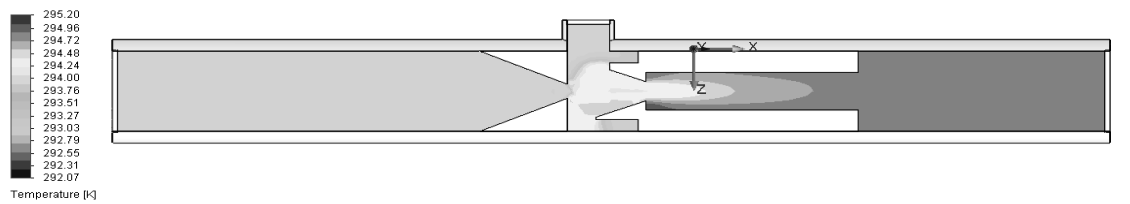


а)

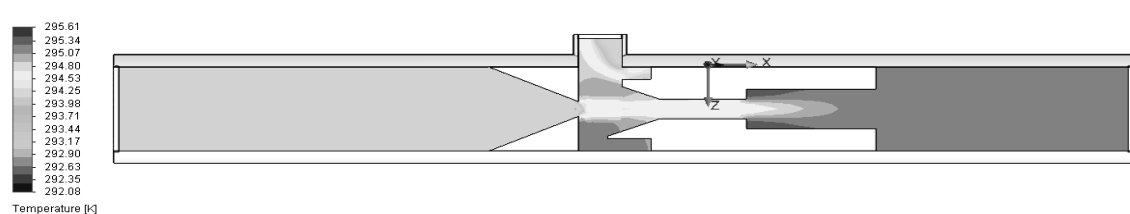


б)

а – камера змішування без циліндричної частини;  
 б – камера змішування з циліндричною частиною довжиною 30 мм  
**Рисунок 31 – Розподіл тиску в поздовжньому перерізі пристрою**

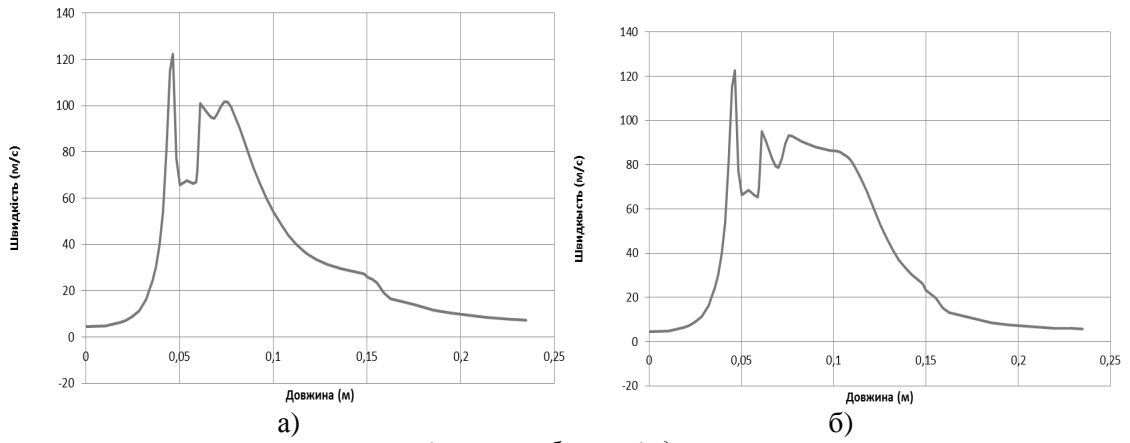


а)



б)

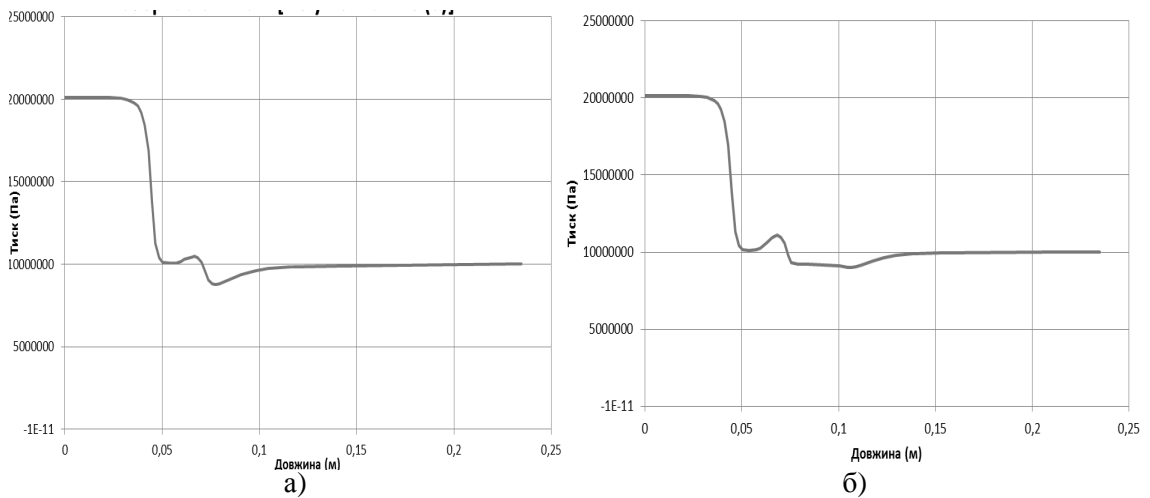
а – камера змішування без циліндричної частини;  
 б – камера змішування з циліндричною частиною довжиною 30 мм  
**Рисунок 32 – Розподіл температури в поздовжньому перерізі пристрою**



а) – камера змішування без циліндричної частини;

б) – камера змішування з циліндричною частиною довжиною 30 мм

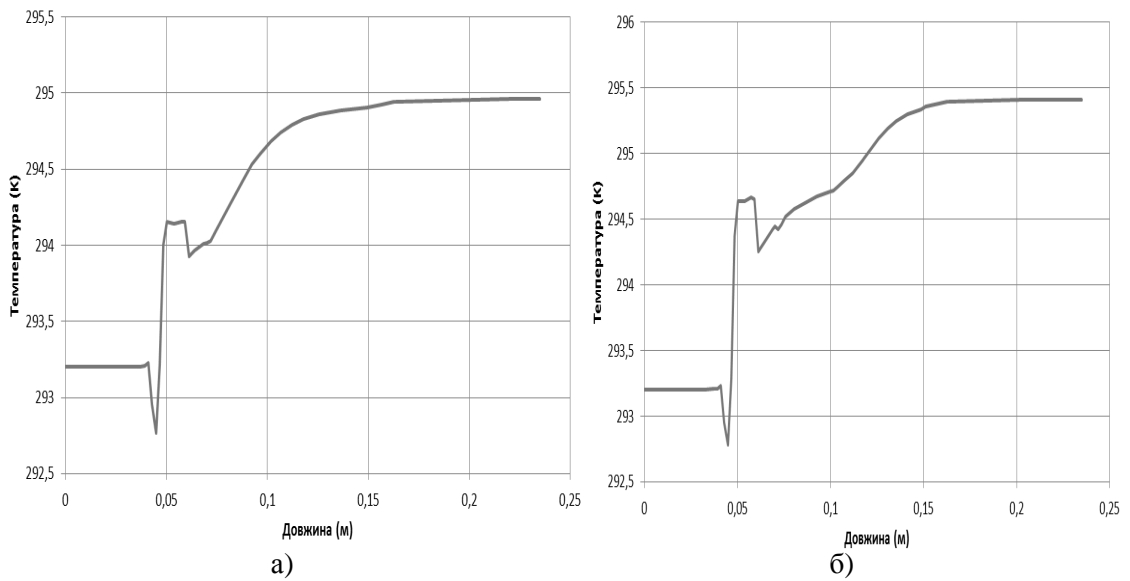
**Рисунок 33 – Графічні залежності розподілу швидкості в поздовжньому перерізі пристрою**



а) – камера змішування без циліндричної частини;

б) – камера змішування з циліндричною частиною довжиною 30 мм

**Рисунок 34 – Графічні залежності розподілу тиску в поздовжньому перерізі пристрою**



а) – камера змішування без циліндричної частини;

б) – камера змішування з циліндричною частиною довжиною 10 мм;

в) – камера змішування з циліндричною частиною довжиною 30 мм

**Рисунок 35 – Графічні залежності розподілу температури в поздовжньому перерізі пристрою**

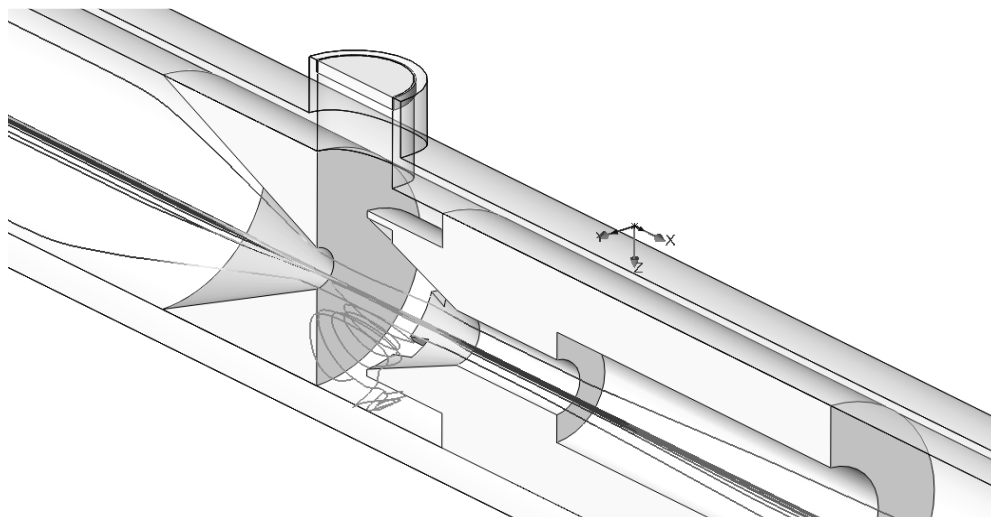


Рисунок 36 – Траєкторія руху потоків рідини, повітря та піни

зменшується від 7,24 м/с до 5,6 м/с, що вказує на нижчу продуктивність пристрою із довгою циліндричною камерою змішування.

При аналізі графічних залежностей розподілу тиску в поздовжньому перерізі пристрою (рис. 34) встановлено, що у разі збільшення довжини циліндричної частини камери змішування необхідні тиски рідини на вході для забезпечення заданих граничних умов, а також мінімальні тиски в камері змішування, фактично не змінюються, але при цьому зростає тривалість найменшого тиску вздовж перерізу пристрою.

При збільшенні довжини циліндричної частини камери змішування температура піни на виході із пристрою зростає, що видно з аналізу графічних залежностей розподілу температури в поздовжньому перерізі пристрою (рис. 35).

На рис. 36 зображено траєкторії руху потоків рідини, повітря та піни у піногенеруючому пристрої із камерою змішування, довжина циліндричної частини складає 30 мм.

Згідно з проведеним комп'ютерним дослідженням прийнято довжину циліндричної частини камери змішування рівною 1–1,5 її діаметра.

### Висновки

Проведені комп'ютерні дослідження піногенеруючого пристрою підтвердили результати експериментальних досліджень.

Порівнюючи характеристики піногенеруючих пристроїв різних типів можна дати рекомендацію, що для створення моделі п'ятисоплового піногенеруючого пристрою необхідно використовувати камери змішування із кінцевою входною частиною, різними довжинами камер змішування та довжиною циліндричної частини камери змішування рівною 1–1,5 її діаметра.

Піногенеруючі пристрої з можливістю заміни сопел різних діаметрів в межах 4–6 мм будуть високоефективними для певних конкретних умов їх застосування. Довжину циліндричної частини сопла рекомендується прийняти рівною 1–2 її діаметра.

Отримані результати є основою для розроблення піногенеруючих пристроїв та проведення експериментальних і промислових їх досліджень.

### Література

- 1 Мислюк М.А. Буріння свердловин: Довідник: 5т. / М.А. Мислюк, І.А. Рибич, Р.С. Яремійчук. – К.: Інтерпрес ЛТД, 2002. ISBN 966-501-034-8.
- 2 Рязанов Я.А. Энциклопедия по буровым растворам / Я.А. Рязанов. – Оренбург: Летопись, 2005. – 664 с.
- 3 Намиот А.Ю. Растворимость газов в воде: Справочное пособие / А.Ю. Намиот. – М.: Недра, 1991. – 167 с.
- 4 Лужаниця О.В. До питання удосконалення технології первинного розкриття продуктивних горизонтів з аномально низькими пластовими тисками / О.В.Лужаниця, Ю.О.Педенко, І.П.Долук, С.О.Назаренко, М.В.Лужаниця // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – №3 (16) – С. 9-14.
- 5 Нестеренко Н.П. Влияние рабочих параметров пеногенерирующих устройств на сохранение коллекторских свойств продуктивных пластов / Н.П.Нестеренко, В.М.Савик, М.М.Лях // Материалы конференции GEOPETROL 2008, (Закопане, 15-18.09.2008); PRACE Instytutu Nafty i Gazu. – 2008. - № 150 — С. 693-698.
- 6 Boyun G. Petroleum Production Engineering / Boyun Guo, William C. Lyons, Ali Ghalambor // Gulf Professional Publishing. – 2007 – р. 312.
- 7 Патент 35717 України, МПК В01F 3/04, Е02В 8/00. Піногенеруючий пристрій / Лях М.М., Савик В.М., Лужаниця О.В., Тимошенко В.М., Фурса Р.П., Вакалюк В.М.; заявл. 10.08.2006; опубл. 10.10.2008, Бюл. 19 – 6 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
07.06.12  
Рекомендована до друку професором  
Копєєм Б.В.

# Виробничий досвід

УДК 556.3:553.981

## ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ КРИТЕРІЇ ПЕРСПЕКТИВ ГАЗОНОСНОСТІ НА ЗАВЕРШАЛЬНІЙ СТАДІЇ РОЗРОБКИ ВЕЛИКИХ РОДОВИЩ У ВІДКЛАДАХ $P_1 - C_3^3$ В ДДЗ НА ПРИКЛАДІ КЕГИЧІВСЬКОГО ГКР

С.В. Кривуля

Український науково-дослідний інститут природних газів,  
61010, м. Харків, Червоношкільна наб., 20, e-mail: [geol.ukrniigaz@mail.ru](mailto:geol.ukrniigaz@mail.ru)

Висвітлено сучасний стан балансових запасів та видобутку газу основних родовищ з масивно-пластовими газоконденсатними покладами. Через значну величину залишкових запасів актуальним є визначення шляхів оптимізації їх подальшої розробки. На прикладі Кегичівського родовища, де відбувається постійне зростання з часом дренажних запасів та підключення до розробки слабкогазоносних пластів, відображено засади оптимізації видобутку газу в умовах суттєвої неоднорідності фільтраційно-ємнісних властивостей порід по розрізу і площі. За результатами переінтерпретації первинних даних ГДС і врахування даних про численні підключення в роботу нових пластів збільшились ефективні товщини, пористість та газонасиченість, які використані для побудови карти ємнісного параметра ( $mha$ ). Побудована карта поточного пластового тиску, що виявила приконтурну площу з його доволі високим значенням. Ці карти стали підставою для аналізу розподілу запасів по площі: початкових та видобутих. Підраховані видобуті запаси збігаються з фактичним видобутком, що свідчить про достовірність побудованих карт. Складена карта щільності залишкових запасів, що дає змогу обчислити поточні запаси на будь-якій ділянці родовища, що важливо для планування видобутку. Визначено перспективні слабозадреновані ділянки, на яких оцінені поточні запаси газу. Обґрунтовано доцільність подальшого буріння. Визначено кількість та розташування проектних свердловин та розрахований їх прогностичний дебіт на підставі фільтраційного параметра ( $kh$ ).

**Ключові слова:** родовище, масивно-пластова поклад, колектор, запаси газу, видобуток, свердловина.

Отображено современное состояние балансовых запасов и добычи газа основных месторождений с массивно-пластовыми газоконденсатными залежами. Из-за значительной величины остаточных запасов актуальным является определение путей оптимизации их дальнейшей разработки. На примере Кегичевского месторождения, где наблюдается постоянное возрастание со временем дренажных запасов и вовлечение в разработку слабкогазоносных пластов, показаны пути оптимизации добычи газа в условиях существенной неоднородности фильтрационно-ёмкостных свойств пород по разрезу и площади. По результатам переинтерпретации первичных данных ГИС, с учётом данных о многочисленных подключениях в работу новых пластов, увеличились эффективные толщины, пористость и газонасыщенность, которые использованы для построения карты ёмкостного параметра ( $mha$ ). Построена карта текущего пластового давления, которая выявила приконтурную площадь с его достаточно высокими значениями. Эти карты стали основой для анализа распределения запасов по площади: начальных и добытых. Подсчитанные добытые запасы совпали с фактической добычей, что свидетельствует о достоверности построенных карт. Составлена карта плотности остаточных запасов, которая позволяет рассчитать текущие запасы на любом участке месторождения, что важно для планирования добычи. Определены перспективные слабозадренированные участки, на которых оценены текущие запасы газа. Обоснована целесообразность дальнейшего бурения. Определены количество и местоположение проектных скважин и рассчитан их прогностичный дебит на основании фильтрационного параметра ( $kh$ ).

**Ключевые слова:** месторождение, массивно-пластовая залежь, коллектор, запасы газа, добыча, скважина.

The up-to-date state of reserves and gas production at the main fields of massive gas-condensate is described. Owing to the great value of residual reserves, developing new ways aimed at optimizing their further exploitation is urgent. Main means of gas-recovery optimization under the conditions of the essential rock filter-holding capacity heterogeneity and difference in geological section and area are described by the example of Kehychivs'ke field, where drained reserves growing is on-going and sub-bearing beds are exploited. As a result of wells geophysical investigation initial data reinterpretation with regard to data from numerous new beds already being exploited, the

estimated value of effective seams thickness,  $(mh\alpha)$  their porosity and gas saturation has increased, the results being used for capacity parameter mapping. As a result of the bed current pressure data mapping, a rather high pressure index was revealed on the contour area. The maps were used as the basis for analysis of initial and recovered reserves distribution over the area. The calculated recovered reserves agree with real production proving the trustworthiness of the developed maps. The map of residual reserves density is compiled. It allows calculating current reserves at any part of the field which is important for production planning. Some prospect poorly drained areas are specified; their current gas reserves are estimated. The advisability of further drilling is grounded. The quantity and arrangement of planned wells are defined; their prospect output is calculated on the basis of filter parameter  $(kh)$ .

**Key words:** field, massive-bed accumulation, collector, gas reserves output, well.

Становлення газовидобувної галузі України у її сучасному розумінні відбувалося після відкриття у 1950 році унікального Шебелинського родовища з початковими балансовими видобувними запасами понад 700 млрд м<sup>3</sup>, а трохи пізніше цілої низки крупних і середніх родовищ – Хрестищенського, Єфремівського, Медведівського, Мелихівського і інших.

Сьогодні провідною вітчизняною Компанією з видобутку природного газу в Україні є ДК «Укргазвидобування» НАК «Нафтогаз України». Вона видобуває близько 76% природного газу в Україні та забезпечує 78% приросту розвіданих запасів вуглеводнів, виконуючи при цьому 72% обсягів геологорозвідувальних робіт на нафту і газ.

Компанією розробляється 137 родовищ, з яких вже вилучено майже 1,7 трлн м<sup>3</sup>, або більше 70% від початкових балансових запасів. Залишкові запаси газу родовищ Компанії складають 683,3 млрд м<sup>3</sup>.

Основний видобуток газу (як у минулому, так і сьогодні) забезпечують великі і середні родовища з масивно-пластовими газоконденсатними покладами у відкладах нижньої пермі і верхнього карбону (P<sub>1</sub> + C<sub>3</sub><sup>3</sup>), відкриті в південно-східній частині ДДЗ на території від Шебелинського родовища на сході до Розпашнівського і Машівського на заході в 1950-70 рр. (таблиця 1).

Перелічені в таблиці десять основних родовищ за весь період експлуатації вже забезпечили видобуток 1161 млрд м<sup>3</sup> газу, або 69,3% з всього видобутку Компанії. При цьому їх залишкові балансові запаси газу станом на 1.01.2012 р. складають 296,5 млрд м<sup>3</sup> (43,4% залишкових запасів по родовищах ДК «Укргазвидобування») і забезпечують близько 30% видобутку газу в Україні загалом (6,094 млрд м<sup>3</sup> за 2011 рік).

Зважаючи на те, що всі ці родовища експлуатуються близько 40-50 років і перебувають на завершальній стадії розробки, в умовах не тільки виснаження пластової енергії (низьких поточних пластових тисків), але і, відповідно, старіння і виходу з ладу експлуатаційних свердловин, які за віком вже не підлягають відновленню, надзвичайно актуальним є визначення шляхів оптимізації подальшої розробки перелічених родовищ для забезпечення максимального вилучення залишкових запасів і підтримання рівнів видобутку.

За останні 60 років (з моменту відкриття унікального Шебелинського родовища) накопичено значний обсяг інформації щодо геологічної будови і особливостей розробки масивно-пластових покладів газоконденсатних родовищ ДДЗ, що дозволяє сформулювати основні засади оптимізації розробки масивно-пластових покладів на завершальній стадії розробки в

**Таблиця 1 – Стан розробки основних газоконденсатних родовищ ДК «Укргазвидобування»**

Родовище	Рік уведення в розробку	Початкові балансові видобувні запаси газу, млн. м <sup>3</sup>	Видобуто газу з початку розробки, млн. м <sup>3</sup>	Коефіцієнт вилучення початкових запасів, %	Залишкові балансові видобувні запаси газу, млн. м <sup>3</sup>	Видобуто газу за 2011 рік, млн. м <sup>3</sup>
Шебелинське	1956	723000	611380	84,6	111620	2395
Єфремівське	1967	109970	70588	64,2	39382	529
Мелихівське	1973	80561	52924	65,7	27637	892
Медведівське	1979	49096	30693	62,5	18403	308
Західно-Хрестищенське	1970	345012	289192	83,8	55820	887
Кегичівське	1965	27766	20861	75,1	6905	311
Ланнівське	1971	11910	5584	46,9	6326	104
Зах.-Соснівське	1969	6876	4978	72,4	1898	36
Розпашнівське	1976	55195	40478	73,3	14717	365
Машівське	1968	48379	34543	71,4	13836	267
<b>Всього</b>		<b>1457764</b>	<b>1161221</b>	<b>79,7</b>	<b>296543</b>	<b>6094</b>

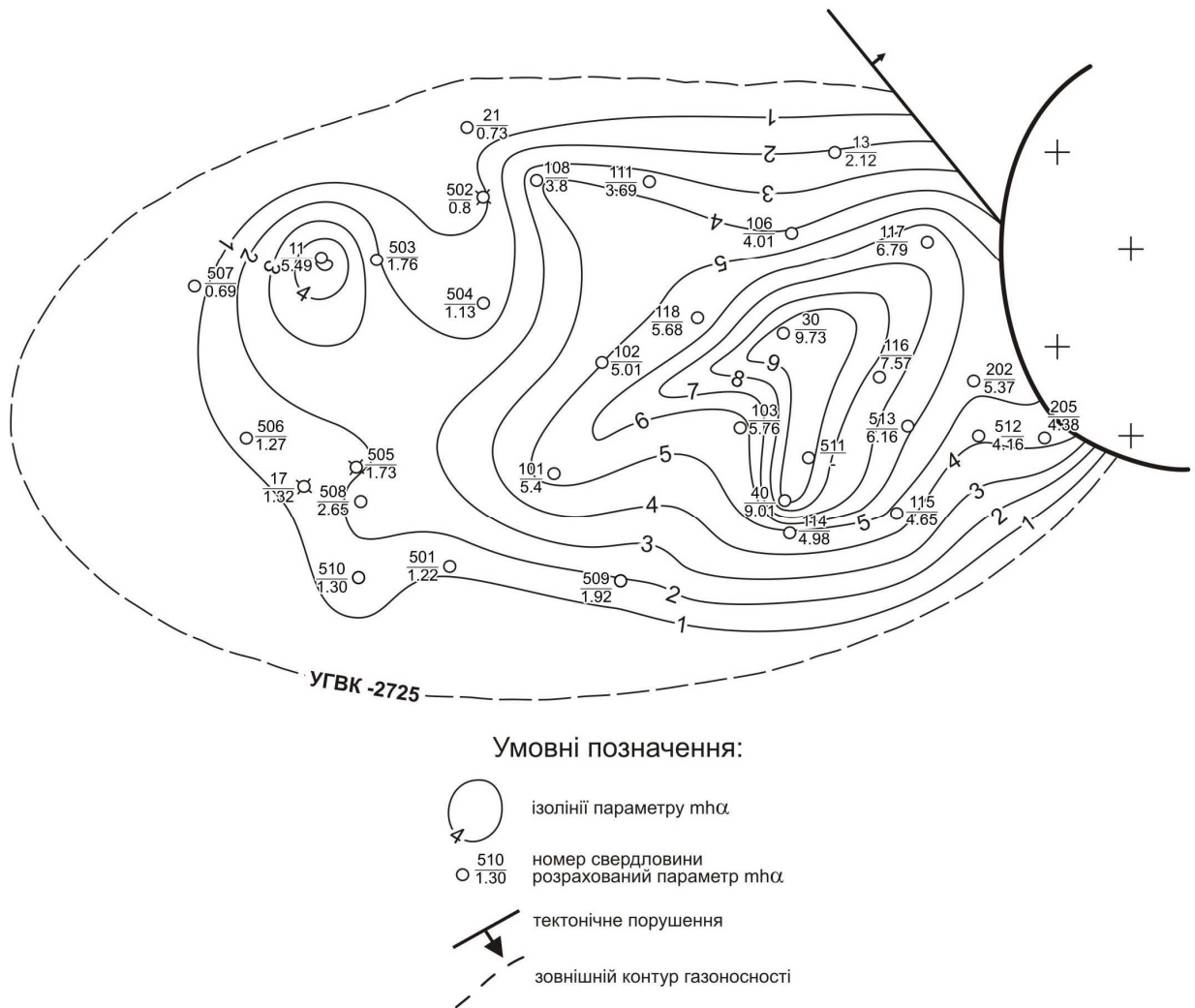


Рисунок 1 – Карта ємнісного параметра  $mha$  колекторів масивно-пластового покладу  $P_1+C_3^3$

умовах суттєвої неоднорідності фільтраційно-ємнісних властивостей порід по розрізу і площі.

Як приклад розглянемо Кегичівське родовище, відкрите в 1963 р. та введене в експлуатацію в 1965 р. У 1972 р. запаси газу родовища були затверджені ДКЗ СРСР, причому основні початкові запаси обсягом 14,0 млрд  $m^3$  затверджені по масивно-пластовому покладу  $P_1+C_3^3$  в відкладах картамишської світи та верхньої частини араукаристової світи.

Масивно-пластовий поклад  $P_1+C_3^3$  в інтервалі глибин 2400-2920 м приурочений до теригенних відкладів червонобарвної формації пермо-карбону (світа мідистих пісковиків) в об'ємі картамишської світи нижньої і верхньої пермі, переважно глинистої частини араукаристової світи верхнього карбону. Підстиляється продуктивний розріз пісчано-глинистою сіробарвною вугленосною формацією карбону з досить потужними високопористими пісковиками (які на деяких родовищах входять до складу масивно-пластового покладу) і перекривається практично непроникнуою хемогенною товщею нижньої пермі, що створює виключно сприятливі умови для газонакопичення.

Характерною особливістю продуктивного розрізу є наявність великої кількості (до декількох десятків) малопотужних, літологічно обмежених пісковиків і алевролітів у переважно глинистому розрізі. Витримані по площі пласти колекторів мають підпорядковане значення в загальному газонасиченому об'ємі, тому для забезпечення максимального дренажу всіх пластів і пропластків у процесі експлуатації вторинне розкриття продуктивного розрізу у свердловинах здійснювалося за допомогою фільтрів.

Колекторами є пісковики і алевроліти із значним діапазоном зміни фільтраційно-ємнісних параметрів – пористість від 9% до 20,9%, проникність від  $0,1 \cdot 10^{-15} m^2$  до  $100 \cdot 10^{-15} m^2$  і більше [1], що зумовлює вкрай нерівномірне відпрацювання покладу в процесі розробки як по розрізу, так і по площі. Результати оцінки запасів за методом падіння пластового тиску показали, що дренавані запаси впродовж всієї історії розробки покладу постійно зростали [2] внаслідок поступового розширення зон дренавання експлуатаційних свердловин і підключення у розробку низькопроникних колекторів (у міру зниження вибієвних тисків внаслідок виснаження високопористих пластів).

Станом на 01.01.2012 р. по масивно-пластовому покладу  $P_1+C_3$  початкові запаси оцінюються у 23,97 млрд  $m^3$ , залишкові – 6,852 млрд  $m^3$  при видобутку 17118 млрд  $m^3$ . Тобто родовище знаходиться на пізній стадії розробки [3].

Разом з тим, річний видобуток газу за 2011 рік склав 311 млн  $m^3$  газу при майже 7 млрд  $m^3$  залишкових запасів, що визначає необхідність буріння додаткових експлуатаційних свердловин з метою активізації видобутку.

Для визначення оптимальної кількості і місця для розташування нових свердловин необхідно в межах покладу визначити слабкодреновані ділянки з підвищеними поточними пластовими тисками, покращеними фільтраційно-ємнісними властивостями колекторів і достатніми залишковими запасами газу.

З цією метою детально проаналізовано розподіл колекторів та їх властивостей по площі і в розрізі за даними геофізичних досліджень свердловин, а також розподіл поточних пластових тисків, поточних дебітів і сумарних відборів по свердловинах за промисловими даними.

Слід відмітити, що в 2000 році була проведена переінтерпретація первинних даних ГДС, які використовувались при захисті запасів в ДКЗ (1972 р.), оскільки за даними ГДС-контролю в газовому середовищі виявились численні підключення в роботу нових пластів, що вимагало перегляду прийнятих до підрахунку граничних значень кондиційних колекторів. За результатами переінтерпретації в розрізі багатьох свердловин збільшились ефективні товщини, пористість та газонасиченість. Також розраховано значення коефіцієнта проникності з використанням залежності пористість-проникність за даними дослідження керна для всіх виділених за ГДС пластів.

Отримані дані використані для побудови карти емнісного параметра ( $m h \alpha$ ) колекторів масивно-пластового покладу (рис. 1), яка відображає розподіл у межах покладу питомих (в розрахунку на одиницю площі) газонасичених об'ємів колекторів, карти ізобар приведених поточних пластових тисків ( $P_{пот}/z$ ) станом на 1.01.2011 р. (рис. 2).

Запаси покладу або його ділянки в межах контура газонасиченості визначаються за відомим рівнянням:

$$V_r = S * m h \alpha * P / z, \quad (1)$$

де:  $V_r$  – об'єм (запаси) газу,  $m^3$ ;

$S$  – площа покладу/ділянки покладу,  $m^2$ ;

$m h \alpha$  – здобуток пористість\*ефективна потужність\*газонасиченість, м;

$P$  – пластовий тиск середньозважений по покладу/ділянці покладу;

$z$  – поправка на стисливість газу.

Отримані карти є основою для аналізу розподілу запасів газу по площі і їх зміни в процесі розробки:

- початкові запаси газу визначаються за середньозваженим значенням  $m h \alpha$  в межах площі ( $S$ ) покладу за картою, зображеною на рис.1, і величиною початкового приведенного пластового тиску  $P_{поч}/z$ ;

- для підрахунку видобутих запасів газу побудовано карту розподілу по площі щільності вилучених запасів (рис. 3), для чого карта емнісного параметру  $m h \alpha$  була суміщена з картою параметра  $(P_{поч}/z - P_{пот}/z)$ , яка відображає зниження пластового тиску відносно початкового у кожній точці площі покладу. На підставі карти щільності вилучених з покладу запасів газу (рис. 3) об'ємним методом розраховані запаси видобутого з початку розробки газу в кількості 16,263 млрд  $m^3$ . Це складає 96% від фактичного видобутку, який на 1.01.2011 р. становить 16,807 млрд  $m^3$  газу. Такі близькі значення по фактичному і розрахованому об'ємних методах видобутку свідчать про достовірність побудованих карт, що робить їх придатними для прогнозування на майбутнє;

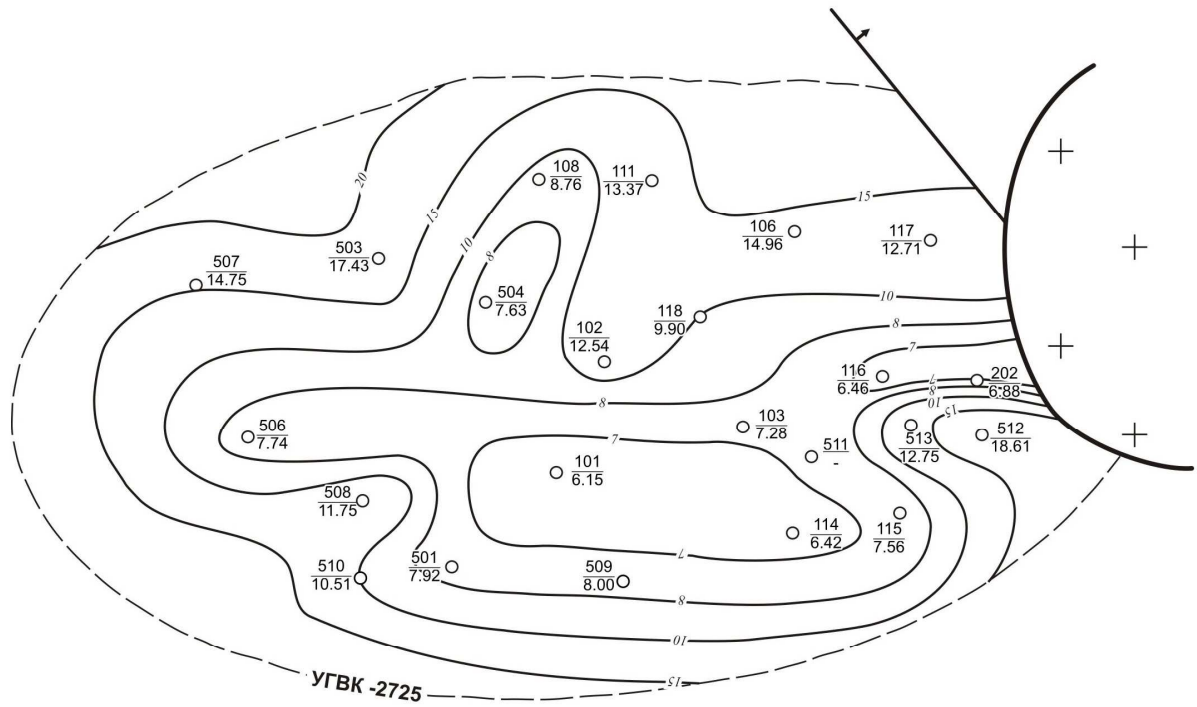
- для підрахунку залишкових запасів використовується карта розподілу по площі щільності залишкових запасів ( $m h \alpha * P_{пот}/z$ ) (рис. 4), отримана шляхом суміщення карти емнісного параметра  $m h \alpha$  (рис. 1) з картою ізобар поточних приведених тисків (рис. 2). Ця карта дає змогу визначити щільність залишкових запасів по площі, обчислити поточні запаси на будь-якій ділянці родовища, що важливо для планування видобутку.

На карту розподілу по площі щільності залишкових запасів комплексного параметра ( $m h \alpha * P_{пот}/z$ ) винесено положення ізобари 10 МПа, що дозволило визначити ділянки покладу з поточним тиском більшим ніж 10 МПа. В межах цієї площі, що припадає на приконтурні частини родовища, розраховані поточні запаси, які загалом складають 3,2 млрд  $m^3$  газу. Площа була поділена на чотири ділянки (рис.4), які суттєво різняться за щільністю запасів і активністю видобутку:

1) поточні запаси газу, які розробляються на даний час свердловинами 102, 106, 111, 117, 118, складають 2,3 млрд  $m^3$ . Сумарний добовий видобуток по цих свердловинах становить 62 тис. $m^3$ , річний – 22 млн. $m^3$  газу;

2) поточні запаси газу, які розробляються свердловинами 503, 507 і частково свердловиною 108 за межами зони, складають 0,655 млрд  $m^3$ . Сумарний добовий видобуток – 22 тис. $m^3$ , річний – 8 млн. $m^3$  газу. Для видобутку всіх запасів на цих двох ділянках існуючим фондом свердловин буде потрібно 80-100 років, тобто необхідно прийняти заходи для збільшення темпів видобутку;

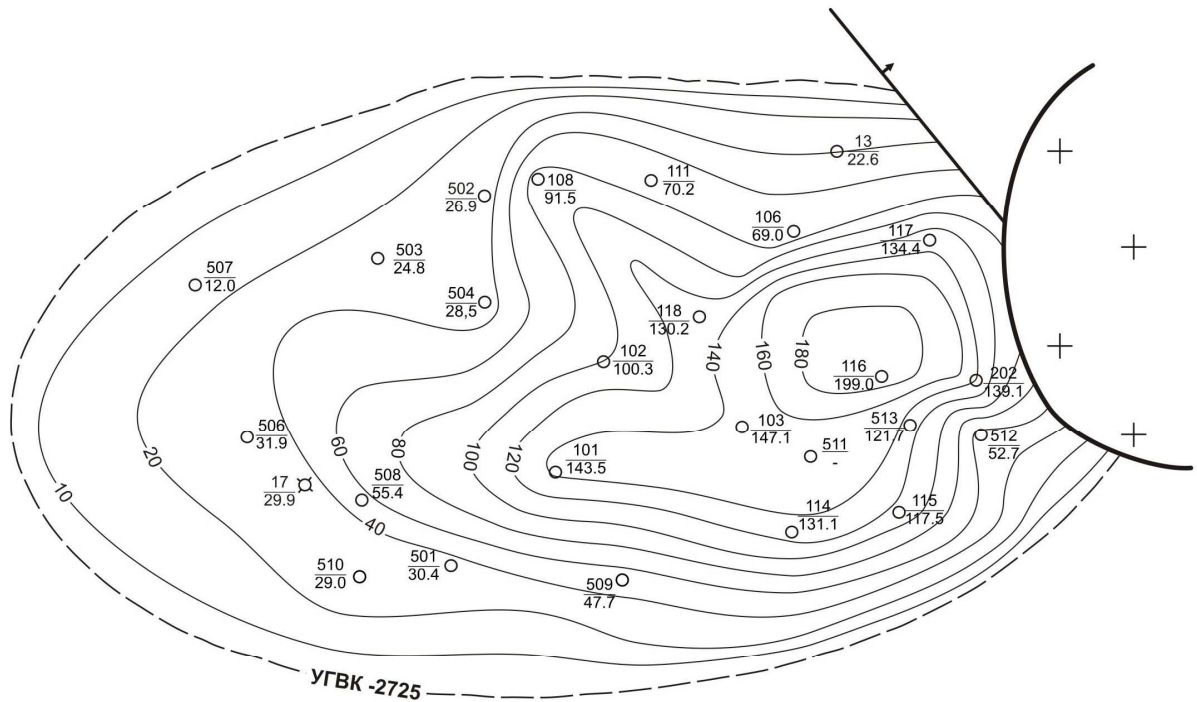
3) поточні запаси газу які на даний час розробляються двома низькодебітними свердловинами 508 та 510 (св. 17, 505 ліквідовані через зм'яття колони), складають лише 0,277 млрд  $m^3$ . Сумарний добовий видобуток становить 25 тис.  $m^3$ , річний – 9 млн. $m^3$  газу. Для видобутку всіх запасів існуючим фондом потрібно 30 років. Слід наголосити, що через відсутність пробурених свердловин в периклінальній частині структури ізолінії параметра  $m h \alpha$  проведене досить умовно і, не виключено, що в реальності колектори в межах зони можуть бути значно кращими. Це певною мірою підтверджується тим фактом, що в св. 506 початковий дебіт



**Умовні позначення**

- 117 / 12.71 ○ номер свердловини тиск у свердловині, МПа
- 7 — ізобара та її значення

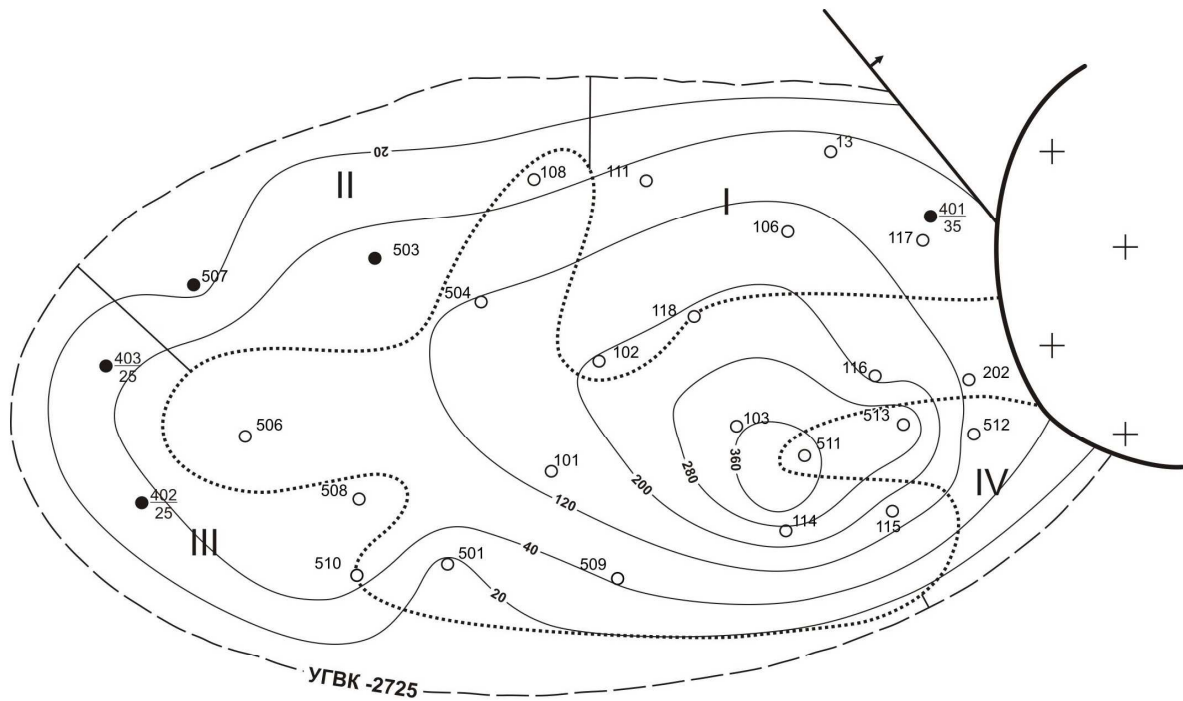
**Рисунок 2 – Карта ізобар масивно-пластового покладу  $P_1+C_3^3$  станом на 1.01.2011 р.**





**Умовні позначення:**

- 510 / 29.0 ○ номер свердловини значення комплексного параметру  $m\alpha x$  ( $P_{поч./Z}-P_{пот./Z}$ )
- 40 — ізолінії комплексного параметру  $m\alpha x$  ( $P_{поч./Z}-P_{пот./Z}$ )

**Рисунок 3 – Карта параметра  $m\alpha x$  ( $P_{поч./Z}-P_{пот./Z}$ ) масивно-пластового покладу  $P_1+C_3^3$  станом на 1.01.2011 р.**



Умовні позначення

- 507 свердловини, в яких рекомендовано проведення інтенсифікації
- 401 рекомендовані свердловини прогнозного дебіту
- 101 свердловини, що розробляють поклад
- ..... - ізобара  $P_{пот.} = 10 \text{ МПа}$
-  - ізолінії параметру  $kh$
-  - границі перспективних ділянок

	$S, \text{ км}^2$	$Q_{пот.}, \text{ млн м}^3$
Ділянка I (св. 401)	5,21	2 300
Ділянка II (св. 503, 507)	4,90	655
Ділянка III (св. 402, 403)	5,65	277
Ділянка IV	1,69	751

Рисунок 4 – Карта розташування перспективних ділянок та рекомендованих свердловин масивно-пластового покладу  $P_1+C_3$

складав лише 10 тис.м<sup>3</sup>/добу, а після очищення свердловини в процесі розробки зріс до 44 тис.м<sup>3</sup>/добу. Для визначення ємнісних параметрів колекторів в умовах західної периклінальної частини структури та підвищення темпів видобутку рекомендується буріння двох оціночно-експлуатаційної свердловини;

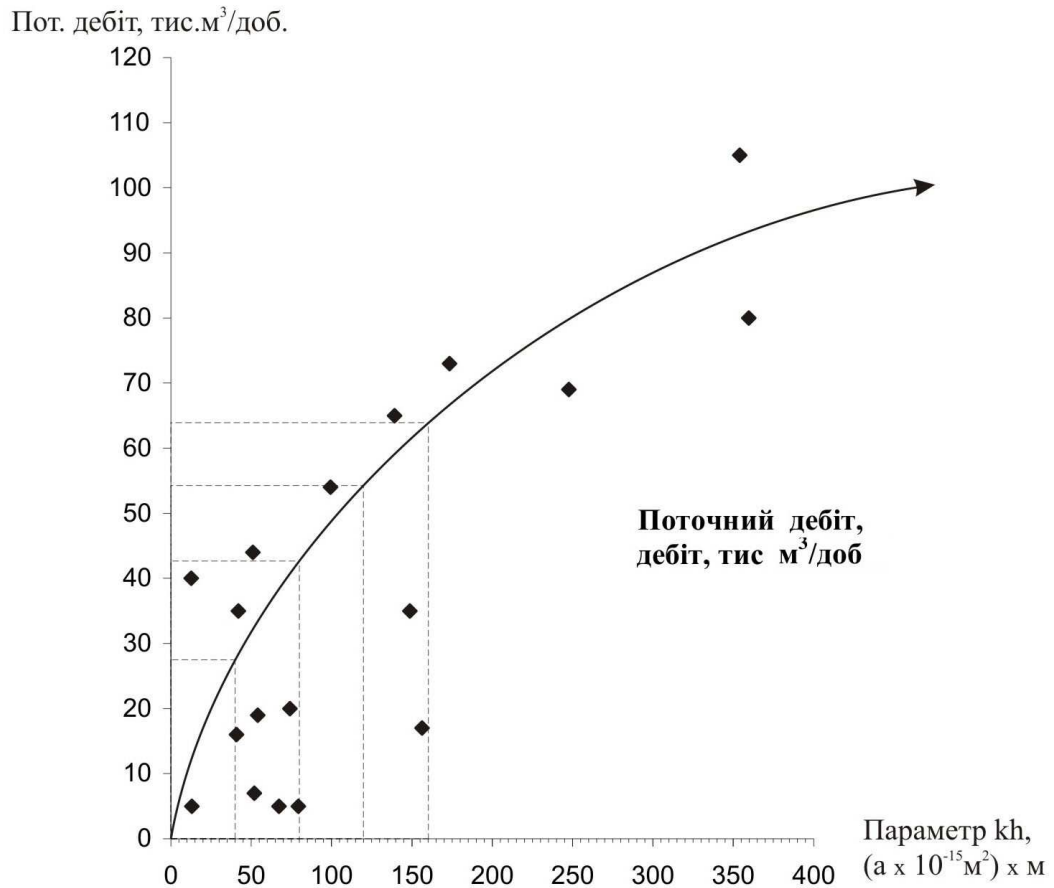
4) поточні запаси газу, які розробляються свердловинами 511, 512, 513, складають 0,755 млрд м<sup>3</sup>. Сумарний добовий видобуток становить 245 тис.м<sup>3</sup>, річний – 88 млн.м<sup>3</sup> газу, тобто років за 8-9 ці свердловини видобудуть усі запаси.

На підставі аналізу розподілу колекторів і їх властивостей по площі і в розрізі з урахуванням даних про поточний тиск і залишкові запаса-

си рекомендовано в межах перспективних ділянок буріння трьох першочергових свердловин.

Очікувані дебіти проектних свердловин оцінювалися за картою фільтраційного параметра ( $k \cdot h$ ), з урахуванням емпіричної залежності фактичних поточних дебітів свердловин в експлуатації від величини фільтраційного параметру  $k \cdot h$  виділених в них колекторів (рис. 5).

На ділянці I рекомендовано пробурити св. 401 в полі високих значень  $mha$  (5-6 м), поточного тиску близько 12 МПа, параметра  $kh - 70^{-15} \text{ м}^2 \cdot \text{м}$ . Згідно з графіком залежності дебіту від  $kh$ , дебіт св. 401 прогнозується до 35 тис.м<sup>3</sup>/добу.



Вихідні дані для побудови графіку

№ св.	К x h, (аx10 <sup>-15</sup> м <sup>2</sup> ) x м	Поточний дебіт, дебіт, тис м <sup>3</sup> /доб
101	139	65
103	354	105
106	156	17
111	67	5
114	248	69
115	149	35
116	173	73
202	99	54
501	13	40
503	79	5
504	42	35
506	51	44
507	13	5
508	52	7
513	360	80
512	74	20
509	41	16
510	54	19

Рисунок 5 – Графік залежності поточного дебіту свердловин від параметра kh

На ділянці II буріння додаткових свердловин недоцільне в зв'язку з низькими значеннями  $mha$  та  $kh$ . В св. 507 та 503 рекомендується проведення методів інтенсифікації припливу, оскільки їх поточні дебіти (5 тис.м<sup>3</sup>/добу) не відповідають фільтраційно-ємнісним параметрам розкритих колекторів. Особливо це стосується св. 503, яка містить високопористі пласти ( $Kп = 0,17$ ) і значення  $kh$  в ній складає  $79^{-15} \text{ м}^2 \cdot \text{м}$ .

На ділянці III рекомендуються свердловини 402 та 403, які, незважаючи на невисокі прогнозні параметри  $mha$  та  $kh$ , будуть мати робочі дебіти близько 25 тис.м<sup>3</sup>/добу, що прискорить видобуток поточних запасів і дозволить залучити в розробку периклинальну частину покладу.

Таким чином, комплексний аналіз геолого-геофізичних (розподіл колекторів і їх властивостей по площі і в розрізі за даними геофізичних досліджень свердловин і керну) і промислових (розподіл поточних пластових тисків, поточних дебітів і сумарних відборів по свердловинах) даних дозволяє визначити в межах покладу слабкодреновані ділянки з підвищеними поточними пластовими тисками, покращеними фільтраційно-ємнісними властивостями колекторів і достатніми залишковими запасами газу для оптимізації подальшої розробки родовищ із масивно-пластовими покладами з метою забезпечення максимального вилучення залишкових запасів і підтримання рівнів видобутку, визначення доцільності буріння, оптимальної кількості і місце для розташування нових свердловин.

## Література

1 Мухаринская И. А. Литология и коллекторские свойства продуктивных отложений Кегичевского газового месторождения / И.А. Мухаринская, О.Ф. Рябых, В.М. Потюкаев // Нефтяная и газовая промышленность. – 1967. – № 5. – С. 9-12.

2 Кривуля С.В. Аналіз геологічної будови та етапів розвідки і розробки масивно-пластового покладу у відкладах  $P_{1kt} - C_3^3$  верх. Кегичівського ГКР / С.В. Кривуля // Вісник Харківського національного університету імені В.М. Каразіна. – 2011. – № 986. – С. 38-47.

3 Рассохин Г.В. Завершающая стадия разработки газовых и газоконденсатных месторождений / Г.В. Рассохин. – М.: Недра, 1977. – 185 с.

4 Аксьонов В.В. Особенности обгрунтования систем разработки и прогнозного видобутку газу із масивно-пластового покладу (на прикладі Кегичівського родовища) / В.В. Аксьонов, Н.О. Нирко // Проблеми нафтогазової промисловості. – 2006. – № 4. – С. 127-133.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*07.06.12*

*Рекомендована до друку професором*

*Маєвським Б.Й.*

## АНАЛІЗ КОРОЗІЙНО-ВТОМНИХ РУЙНУВАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

*В.І. Артим, І.І. Яциняк, В.В. Гриців, А.Р. Юрич, Р.В. Рачкевич*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15, тел. (0342) 717967,  
e-mail: iy2008@online.ua*

*На основі промислових даних 2007 – 2010 років проведено аналіз відмов елементів бурильної колони, спричинених корозійно-втомними руйнуваннями металу. Встановлено, що їх кількість продовжує займати вагомий частку від усіх аварій. У 2007 році, частка аварій, пов'язаних з такими руйнуваннями елементів колони, складала 40 % від їх загальної кількості, у 2008 р. – 50 %, 2009 р. – 50 %, 2010 р. – 42,8 %. Середній відсоток аварійності за даний період складає 45,7 %. Поелементний розподіл відмов свідчить, що близько 41 % аварій, спричинених корозійно-втомними руйнуваннями бурильних колон, відбувається по тілу бурильних труб, 42 % – спричинено руйнуванням різьбових з'єднань, 17 % – інших частин колони. Причому, руйнування труб по тілу відбувається за таким розподілом: 80 % – бурильні труби (БТ), 20 % – обважені бурильні труби (ОБТ), а по різьбовому з'єднанні: 80 % – ОБТ, 20 % – БТ.*

*Також, встановлено значне зростання кількості руйнувань елементів бурильної колони з поглибленням свердловини, чи ускладненням її профілю. Найбільша кількість корозійно-втомних руйнувань відбулась на найбільших глибинах, що піддавались аналізу, а саме, в інтервалі буріння від 5 тис. м до 6 тис. м. Це зумовлено збільшенням кількості ділянок із складними умовами проходки бурового інструменту і, відповідно, збільшенням навантаження на елементи колони, що сприяє швидкому їх руйнуванню.*

*Ключові слова: аналіз аварійності, корозійно-втомне руйнування, елементи бурильної колони.*

*Проведен анализ промышленных данных за 2007 – 2010 годы по отказам элементов бурильной колонны вызванным коррозионно-усталостным разрушением металла. Установлено, что их количество продолжает занимать весомую часть от всех аварий. В 2007 году доля аварий, связанных с такими разрушениями элементов колонны, составила 40 % от их общего количества, в 2008 г. – 50 %, в 2009 г. – 50 %, в 2010 г. – 42,8 %. Средний процент аварийности за данный период составляет 45,7 %. Поэлементное распределение отказов показало, что около 41 % аварий, вызванных коррозионно-усталостными разрушениями бурильных колонн, происходит по телу бурильных труб, 42% – вызвано разрушением резьбовых соединений, 17 % – других частей колонны. Причем, разрушение труб по телу происходит по следующему распределению: 80 % - бурильные трубы (БТ), 20 % - утяжеленные бурильные трубы (УБТ), а по резьбовом соединении: 80 % - ОБТ; 20 % - БТ.*

*Также установлено значительное увеличение количества разрушений элементов бурильной колонны при увеличении глубины скважины, или осложнении профиля. Наибольшее количество коррозионно-усталостных разрушений произошло на наибольших глубинах, подвергавшихся анализу, а именно, в интервале бурения от 5 тыс. м до 6 тыс. м. Это обусловлено увеличением количества участков со сложными условиями проходки бурового инструмента и, соответственно, увеличением нагрузки на элементы колонны, способствует быстрому разрушению последних.*

*Ключевые слова: анализ аварийности, коррозионно-усталостное разрушение, элементы бурильной колонны.*

*Analysis of failure of drill stem components, caused by corrosion-fatigue failure of the metal was being made during 2007 - 2010 and was based on industrial data and it was found out that this type of corrosive-fatigue failure keeps a significant proportion of all accidents. In 2007, proportion of accidents, connected with drill stem components failure accounted for 40% of the total number, in 2008 and 2009 it was 50%, and in 2010 it was 42,8%. The average percentage of accidents is 45,7% for this period. The item-failure distribution shows that about 41% of accidents, caused by corrosion-fatigue failure are in the body of drill pipes, 42% happen because of failure in threaded joints, 17% happen in other parts of the stem. Moreover, failure of pipes in the body occurs in the following way: 80% are in drill pipes (DP), 20% are in drill collars (DC), and concerning the threaded joints – 80% are in DC and 20 % are in DP.*

*Also, significant increase failure of drill stem components was fixed because of increase of well depth, or profile complication. The greatest amount of corrosion-fatigue failure occurred at the greatest depths, which were analyzed, namely, in the interval of 5 - 6 thousand meters. This is due to the increasing number of areas with difficult headway conditions, and respectively, increase of load on drill stem components, which cause rapid failures.*

*Key words: accident rate analysis, corrosive-fatigue failure, drill stem components.*

**Постановка проблеми.** Енергозабезпеченість держави є невід'ємною складовою її економічної і національної безпеки. Україна належить до держав, які частково забезпечені власними енергоресурсами. Насамперед це стосується видобутку вуглеводневих енергоносіїв, частки видобування яких від загальних потреб держави становлять: нафта – 10–12 %, природ-

ний газ – 23–26 % [1]. Тому питання розвитку паливно-енергетичного комплексу (ПЕК) України у напрямку збільшення видобутку нафти і газу залишається актуальним.

Необхідність збільшення видобутку вуглеводневих ресурсів змушує вдаватись до буріння нових глибоких та надглибоких свердловин складної просторової орієнтації, а також до

відновлення старого фонду свердловин шляхом проведення ремонтно-відновлювальних робіт. Проте, буріння таких свердловин супроводжується ускладненими умовами експлуатації обладнання у свердловині, що спричинені значною кількістю криволінійних ділянок із можливими виробками, а це, в свою чергу, призводить до збільшення кількості аварій із бурильними колонами та їх елементами.

Аварії, що трапляються з елементами бурильної колони, згідно з класифікацією Л. А. Лачиняна і С. А. Угарова [2] поділяють на раптові і поступові. Більш небезпечними є раптові аварії, які виникають несподівано і вимагають значних затрат коштів і часу на їх ліквідацію. Причинами таких відмов є втомне та корозійно-втомне пошкодження, крихке руйнування елементів бурильної колони та викидання різьби труб й замків [2]. Особливо це актуально для роторного способу буріння, під час якого бурильна колона піддається додатковій дії циклічних навантажень згину в нижній її частині, а також асиметричних циклів розтягу – у верхній. Сукупний вплив таких зусиль разом з іншими навантаженнями різко негативно відображається на втомній міцності елементів бурильної колони, збільшуючи частоту їх відмов. Раптові відмови досить важко дослідити за допомогою існуючих методів. Тому для оцінки масштабності аварійності, спричиненої корозійно-втомними руйнуваннями елементів колони, великий інтерес викликає їх статистичний аналіз.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Для визначення кількості аварій, спричинених корозійно-втомними руйнуваннями бурильних колон, та з'ясування причин їх виникнення було проаналізовано роботи дослідників [3–13], які займаються цією проблемою тривалий час.

Так, згідно з промисловими даними по ПАТ «Укрнафта» за 1971–1978 роки встановлено, що втомні руйнування обважнених бурильних труб (ОБТ) по різьбових з'єднаннях складають до 35% від всіх поломок елементів бурильної колони [3]. На механізм їх виникнення впливають властивості матеріалу, корозійність бурового розчину, профіль стовбура свердловини, частота обертання ротора, навантаження і деякі інші чинники.

У 1977–1981 роках при роторному способі буріння зафіксовано [4]: 9% аварій із сталевими бурильними трубами (СБТ) на висадженій частині; 6% в результаті обриву різьби внаслідок її зношення; близько 15% викликано поломками по муфті і ніпелю через зношення замків по зовнішній поверхні; 38% – через поломки по зварних стиках, трубній різьбі чи по тілу труби; 32% – через промивання тіла труби чи різьби. З даного аналізу видно, що близько 85% аварій безпосередньо чи опосередковано пов'язані з втомним руйнуванням труб.

Аналізуючи аварійність у процесі буріння глибоких свердловин з 1971 по 1982 рр. [5], встановили, що 32% аварій відбулося через несправність бурильних колон. Аварійність за

видами конструкцій труб свідчить, що металеві труби відмовили у 38,1% випадках від загальної кількості аварій бурильних колон, легкосплавні – 15,6%, ОБТ – 15,1%, труби бурильні з приварними замками, висадженими в середину (ТБПВ), – 8,6%, ведучі труби – 7,0%.

У роботі [6] проаналізовано кількість відмов бурильної колони з 1971 по 1982 роки на теренах колишнього УРСР і зафіксовано 244 аварії, з розподілом аварійності: 36,9% – трубна різьба; 21,7% – замкова різьба; 8,6% – зварний шов; 27% – тіло бурильних труб, а в період з 1985 по 1990 роки аварійність становила: 28,3% – руйнування трубної різьби; 21,7% – руйнування замкової різьби; 9,6% – зрив замкової різьби; 26% – руйнування тіла труби; 8,6% – руйнування по зварному шву; 5,8% – інші аварії. Також автор [6] провів систематизацію відмов елементів колони за 1966 – 1994 роки (рисунок 1).

Згідно з [7, 8] близько 90% аварій, що виникають в процесі буріння свердловин, пов'язані із корозійно-втомними руйнуваннями бурильних труб, які можна поділити на три основні групи: злам по трубній різьбі; злам по замкових різьбових з'єднаннях; злам по тілу труби.

При бурінні роторним способом втомні тріщини на різьбових ділянках ОБТ з'являються через 800 – 900 годин після початку роботи [9]. І за результатами промислових даних можна зробити висновок, що основними причинами виходу з ладу перевідників є зношення і втомні руйнування замкових різьбових з'єднань.

Інформація, отримана із закордонних аналітичних джерел щодо руйнування бурильних колон в похилих свердловинах [10], свідчить, що найчастіше причиною руйнування є втома металу труб. Середня затрата на ліквідацію таких аварій у 1985 р. складала 106 тис. доларів на кожну аварію.

Згідно з дослідженнями, проведеними автором [11] по підприємствах ВАТ «Укрнафта» та ДК «Укргазвидобування» за період з 1988 по 1992 роки, отримано такий розподіл відмов: аварії із елементами бурильної колони – 34%; прихоплення трубних колон – 55%; аварії з породоруйнівним інструментом – 5%; аварії з обсадними колонами – 2%; невдале цементування – 2%; інші аварії – 2%. Як бачимо, відсоток руйнувань бурильної колони залишається значним.

Причини поломок бурильної колони, систематизовані під час досліджень, проведених компанією Т. Н. Hill Associates Inc впродовж 2002–2004 років, складають: 66% – втомне руйнування; 17% – перевантаження; 4% – корозія; 13% – інші причини [12]. Схожа інформація наводиться в публікації [13], де йдеться про те, що дві третини поломок бурильних колон відбувається саме через накопичення корозійно-втомних пошкоджень.

**Постановка завдання.** Проведений аналіз аварійності за 1971–2004 роки свідчить, що корозійно-втомні руйнування бурильної колони

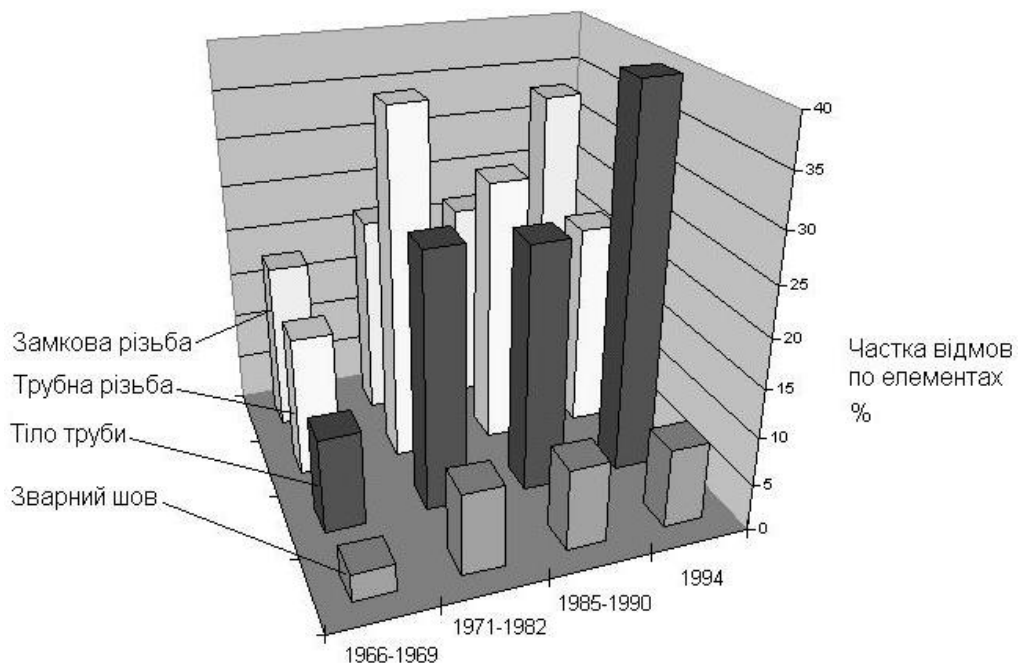


Рисунок 1 – Розподіл аварійності з елементами бурильної колони [6]

складали вагомому частку від їх загальної кількості. Для зменшення кількості таких руйнувань розвивалися нові методи прогнозування довговічності елементів бурильної колони, покращувалися технології виготовлення матеріалів, їх діагностика, удосконалювалася техніка буріння та технічні засоби. Проте розв'язання даної проблеми є дуже складним завданням. І з огляду на ситуацію, що склалася за минулий період навколо корозійно-втомних руйнувань бурильної колони, цікавим є ступінь її вирішення на даний час. Тому прийнято рішення провести аналіз відмов бурильної колони за 2007–2010 роки, що і є метою даної роботи.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Для оцінки кількості обривів бурильної колони у процесі буріння було проаналізовано промислові дані по БУ “Укрбургаз” за 2007 – 2010 роки (таблиця 1). Вони свідчать, що у 2007 році частка аварій, спричинених корозійно-втомним руйнуванням елементів колони, складає 40% від всіх поломок, у 2008 р. – 50%, 2009 р. – 50%, 2010 р. – 42,8%. Середній відсоток аварійності за даний період складає 45,7%. Порівнюючи ці дані із даними попередніх років, бачимо, що кількість таких руйнувань практично не змінилася і складає близько половини всіх аварій.

Аналіз поелементного розподілу аварійності (рисунок 2) свідчить, що близько 41 % аварій спричинених корозійно-втомними руйнуваннями бурильних колон, відбувається по тілу бурильних труб, 42 % – спричинено руйнуванням різьбових з'єднань, 17 % – інші частини колони. Причому, руйнування труб по тілу відбувається за таким розподілом: 80 % – бурильні труби (БТ); 20 % – обважені бурильні труби (ОБТ), а по різьбовому з'єднанню: 80 % – ОБТ; 20 % – БТ.

Як уже вказувалося, у випадку ускладнення профілю і збільшенні глибини свердловин погіршуються техніко-економічні показники бурових робіт. Це підтверджується наведеними вище даними, та розподілом аварійності в залежності від глибини свердловин (рисунок 3). Як бачимо зі збільшенням глибини свердловини кількість втомних руйнувань зростає, а в інтервалі буріння від 5 до 6 тис. м відбулась найбільша їх кількість. Така ситуація зумовлена збільшенням кількості ділянок із складними умовами проходки бурового інструменту і, відповідно, збільшенням навантаження на елементи колони, що сприяє швидкому їх руйнуванню. Це не тільки призводить до зростання затрат часу на ліквідацію аварій, але і до значних витрат коштів.

Так, на похилій свердловині №1 Комишнянського НГКР – ПВБР буріння в інтервалі 4095 – 4757 м супроводжувалось утворенням каверн, розмір яких перевищував 500 мм. Це призвело до того, що після чергового відриву долота від вибою на глибині 4757 м вага зменшилася на 9 поділок за показом гідравлічного індикатора ваги (ГІВ-6), та зменшення тиску в нагнітальній лінії бурового насоса з 11 до 6 МПа. Після підйому виявилось, що відбувся злам бурильної труби ТБВК діаметром 127 мм з товщиною стінки 9,19 мм, яка відпрацювала 60 годин після профілактичного опресування і 219 годин після ультразвукової дефектоскопії (УЗД).

На похило-спрямованій свердловині №344 Яблунівського НГКР – ПВБР на глибині 4716 м було зафіксовано низьку механічну швидкість буріння (за 9 годин пробурено 0,5 м). Після підйому бурильної колони було виявлено злам по тілу наддолотного перехідника, загальний час напрацювання якого становить 207 годин.

Таблиця 1 – Аварії, спричинені втомним руйнуванням бурильної колони по БУ “Укрбургаз” за 2007 – 2010 рр.

№ свердловини	Опис аварії	Причини аварії	Втрати	
			Час, год	Проходка, м
1 Комишнянського нафтогазоконденсатного родовища Полтавського відділення бурових робіт (НГКР – ПВБР), похила	26 лютого 2007 р. при бурінні на глибині 4757 м стався злам бурильної труби ТБВК діаметром 127 мм групи міцності Е по трубній різьбі під бурильним замком	Значні знакозмінні згинальні напруження в кавернозній частині стовбура	1729	603
96 Тимофіївського НГКР – ПВБР, похило-спрямована	12 березня 2007 року при бурінні на глибині 3856 м стався злам муфти ОБТ діаметром 203 мм на 130 мм нижче торця труби	Втомне руйнування матеріалу ОБТ, в інтервалі зменшення зенітного кута	1365	536
54 Комишнянського газоконденсатного родовища – ПВБР, вертикальна	2 серпня 2007 р. при бурінні на глибині 2300 м стався злам КЛС по тілу на відстані 290 мм від ніпельної частини	Втомне руйнування КЛС. Утворення мікротріщин	421	154
202 Солохівського ГКР – ПВБР, вертикальна	14 серпня 2007 р. при досягненні глибини 2602 м і заміні долота, виникло руйнування упорного кільця ковпака діаметром 260 мм, що призвело до падіння КНБК у свердловину	Втомне руйнування матеріалу упорного кільця ковпака для ОБТ. Недостатній контроль за станом обладнання	779	272
344 Яблунівського НГКР – ПВБР, похило-спрямована	23 вересня 2008 р. при бурінні на глибині 4716 м стався злам по тілу наддолотного перехідника	Втомне руйнування перехідника. Утворення мікротріщин	1902	168
25 Комишнянського ГКР – ПВБР, похила	12 лютого 2009 р. при бурінні на глибині 5571 м було виявлено руйнування ОБТ по різьбовому з'єднанню 3-122	Втомне руйнування ОБТ	744	369
54 Комишнянського ГКР – ПВБР, вертикальна	01 серпня 2009 р. при бурінні на глибині 5802 м було виявлено злам по тілу бурильної труби діаметром 127 мм товщиною стінки 9,19 мм групи міцності G-105	Виникнення поперечної тріщини внаслідок дії втомних навантажень та крутих моментів	3480	1067
101 Гадяцького ГКР – ПВБР, вертикальна	4 травня 2010 р. при бурінні на глибині 4760 м було виявлено злам бурильної труби діаметром 127x9,19 мм групи міцності S-135 на віддалі ≈ 50 см над ніпелем	Втомне руйнування бурильної труби	57	21
54 Комишнянського ГКР – ПВБР, вертикальна	27 травня 2010 р. при бурінні на глибині 5772 м стався злам бурильної труби діаметром 89 мм товщиною стінки 9,19 мм групи міцності G-105, по тілу в районі роботи клинів ПКР	Утворення мікротріщини від дії втомних знакозмінних навантажень та крутих моментів	2103	713

Продовження таблиці 1

№ свердловини	Опис аварії	Причини аварії	Втрати	
			Час, год	Проходка, м
205 Березівського ГКР – ШВБР, вертикальна	4 червня 2010 р при бурінні на глибині 5860 м було виявлено злам ОБТ діаметром 121 мм	Дія знакозмінних радіальних напружень на ОБТ	623	276
40 Копилівського родовища – ПВБР, похило-спрямована	29 червня 2010 р. під час буріння на глибині 2413 м було виявлено злам муфти NC-61 ОБТ діаметром 203 мм (фактичний діаметр 192 мм) на віддалі ≈ 73 мм від торця	Втомне руйнування матеріалу різьби ОБТ	79	46
118 Котелевської площі – ШВБР, вертикальна	20 вересня 2010 р. при бурінні на глибині 5702 м відбувся злам по гладкій частині бурильної труби ТБПК діаметром 127x9,2 мм групи міцності “Л” на відстані 3,2 м від ніпеля	Втомне руйнування металу	812	326

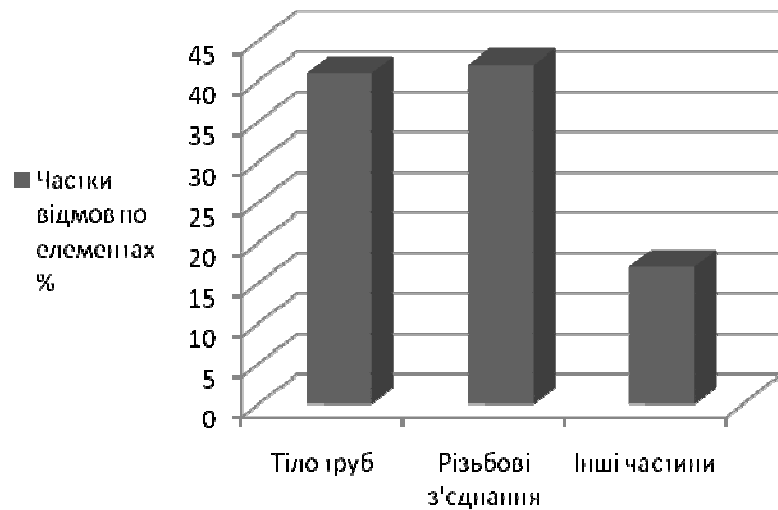


Рисунок 2 – Розподіл аварійності з елементами бурильної колони по БУ “Укрбургаз” за 2007 –2010 роки

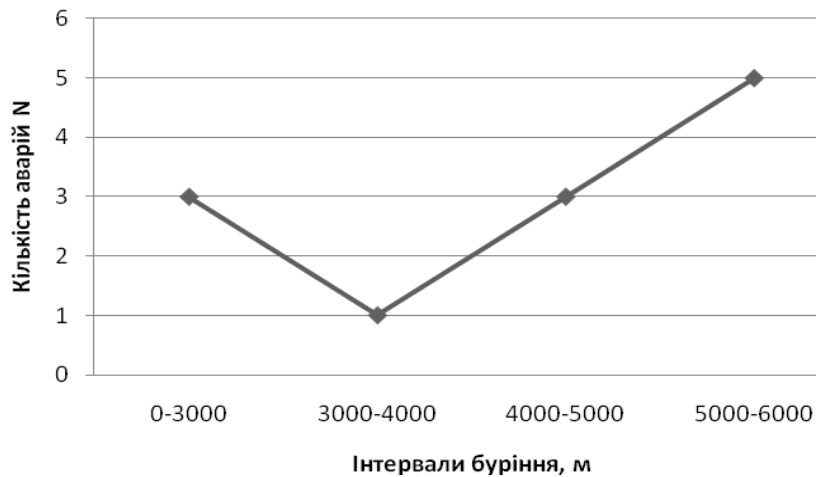


Рисунок 3 – Залежність кількості аварій від глибини свердловин

Така ж проблема виникла на похило-спрямованій свердловині №40 Копилівського родовища – ПВБР, де на глибині 2413 м було виявлено злам муфти ОБТ діаметром 203 мм. Час роботи її після УЗД склав 225 годин.

При бурінні вертикальної свердловини №101 Гадяцького ГКР – ПВБР на глибині 4760 м було зафіксовано падіння тиску з 10,2 до 9,2 МПа, у зв'язку з чим проводилось розходження бурильної колони. При цьому відбулось зменшення ваги колони по ГІВ-6 на 36 поділок і зменшення тиску до 2 МПа. Після підйому бурильної колони на поверхню виявлено злам бурильної труби діаметром 127 мм з товщиною стінки 9,19 мм, яка відпрацювала 42 години після гідравлічного опресування і 326 годин після УЗД.

Наведені матеріали підтверджують те, що час відпрацювання елементів бурильної колони і їх довговічність здебільшого залежить від кількості ділянок із складними умовами проходки (каверні, місць осипання та перепаду тиску), в які потрапляє колона під час буріння. Тому для зменшення числа таких аварій необхідно приділяти більше уваги вивченню процесу втомних руйнувань бурового інструменту, що дозволить ефективніше прогнозувати його поведінку в різних умовах роботи та час відпрацювання.

### Висновки

Кількість аварій, спричинених корозійно-втомним руйнуванням бурильної колони, при бурінні свердловин підприємствами БУ «Укрбургаз» в 2007–2010 роках в порівнянні з попередніми роками (1971–2004) суттєво не змінилась і складає близько 50% від загальної кількості. Час ліквідації даних аварій склав 14094 годин, а втрати проходки – 4551 м.

Аналіз аварій свідчить, що основними причинами їх виникнення є: подальше ускладнення гірничо-геологічних умов будівництва свердловин (Яблунівське, Березівське, Тимофіївське та інші) та значне зростання об'ємів буріння глибоких похило-спрямованих свердловин, (Яблунівське, Комишніанське, Гадяцьке і інші родовища), що посилює вплив негативних факторів на втомну довговічність бурильної колони.

Поелементний розподіл аварій також не зазнав суттєвих змін в порівнянні з попередніми роками. Обриви бурильної колони по тілу труб і по різьбі продовжують займати найбільш частки від всіх аварій: 41% і 42% відповідно. Обрив ОБТ відбувається здебільшого по різьбових з'єднаннях (80% від загальної кількості), а БТ – в основному по тілу труб (80% від загальної кількості).

З метою зменшення аварійності елементів бурильної колони необхідно провести комплекс досліджень та удосконалити математичні моделі динамічних процесів буріння, оцінити вплив динамічних характеристик бурильної колони на міцність її елементів, удосконалити існуючі методи прогнозування залишкового ресурсу бурильних труб та інших частин колони.

### Література

- 1 Дарнопих Г. Ю. Паливно-енергетичний комплекс України в умовах глобалізації / Г. Ю. Дарнопих // Вісник Національної юридичної академії України імені Ярослава Мудрого. – 2011. – №2 (5). – С. 19 – 29.
- 2 Лачинян Л. А. Конструирование, расчет и эксплуатация бурильных геологоразведочных труб и их соединений / Угаров С.А. – М.: Недра, 1975. – 230 с.
- 3 Пелех В. Г. Долговечность утяжеленных бурильных труб / В. Г. Пелех М. К. Воронечкий, Г. П. Бандурин, П. Р. Парица и др. // Нефтяное хозяйство. – 1980. – №3, март.
- 4 Янтурин А. Ш. Некоторые вопросы аварийности бурильных труб / А. Ш. Янтурин, Г. С. Осин, Ю. А. Подалов, В. Л. Папировский // ВНИИТ – нефть, КПТ И. – 1984. – вып. №10. – С. 12 – 15.
- 5 Крыжановский Е. И. Анализ отказов бурильных колон при эксплуатации / Е. И. Крыжановский, С. Г. Поддубный, В. Т. Иващенко, М. Я. Янышевский, И. М. Рихлевич // Ивано-Франковский институт нефти и газа, ПГО «Запукргеология».
- 6 Рачкевич Р. В. Прогнозування довговічності бурильної колони в ускладнених умовах буріння свердловини: дис. канд. техн. наук: 05.05.12 / Рачкевич Руслан Володимирович. – Івано-Франківськ. – 2006. – 145 с.
- 7 Лисовская Г. Ф. Применение дефектоскопии бурильных труб в объединении «Укрнефть» / Г. Ф. Лисовская, И. Г. Мигаль, О. М. Карпаш // Нефтяное хозяйство. – 1983. – №5, май. – С. 43.
- 8 Анализ аварийности при бурении / Режим доступа: <http://www.drillings.ru/av-analiz>.
- 9 Андрийчук И. С. Работоспособность бурильных труб в условиях Прикарпатья / И. С. Андрийчук, В. Г. Пелех, Г. П. Бандурин, Б. Д. Щербан // Нефтяная и газовая промышленность. – 1982. – №3. – С. 17 – 19.
- 10 Joostew M. W. Study shows how to predict accumulated drill pipes fatigue. / World oil – 1985. – vol 201 №5. – p. 65 – 70.
- 11 Джус А. П. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони індикаторами втоми: дис. канд. техн. наук: 05.05.12 / Джус Андрій Петрович. – Івано-Франківськ. – 2011. – 180 с.
- 12 Джейсон К. Достижения в проектировании бурильной колонны с учетом усталостного износа: теория коэффициента кривизны и иллюстративный пример / К. Джейсон, Н. Рейнольдс, Ш. Сллис [та ін.] // Нефтегазовые технологии. – 2004. – №3. – С.16 – 18.
- 13 Нечайкина Л. Бурильные колонны – проблемы и решения / Ю. В. Рудин // В зеркале мировой прессы. Бурение и нефть. – 2006. – №3. – С. 43 – 44.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
25.04.12

Рекомендована до друку професором  
Івасівим В.М.